

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T041 Stavba jaderně energetických zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Návrh funkčního PID strojovny průmyslové parní turbíny 40 MW s
teplofikací

Autor: **Bc. Andrea PŮTOVÁ**

Vedoucí práce: **Ing. Zdeněk JŮZA, Ph.D. MBA**

Akademický rok 2014/2015

Zadání

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracovala samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce.

V Plzni dne: 20. 5. 2015

.....
podpis autorky

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Půtová	Jméno Andrea	
STUDIJNÍ OBOR	2302T041 „Stavba jaderně energetických zařízení“		
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. Jůza, Ph.D. MBA	Jméno Zdeněk	
PRACOVÍŠTĚ	ZČU - FST - KKE		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Návrh funkčního PID strojovny průmyslové parní turbíny 40MW s teplofikací		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKE	ROK ODEVZD.	2015
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	67	TEXTOVÁ ČÁST	55	GRAFICKÁ ČÁST	12
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	Diplomová práce se zabývá návrhem funkčního schématu PID strojovny, s turbínou 40MW, NT a VT regenerací a dvěma OTV. Schéma obsahuje potřebné armatury a zařízení. U všech potrubních tras byl určen vhodný materiál a také DN. Součástí diplomové práce je také specifikace zvyšovacího čerpadla topného kondenzátu VTO a výpočet množství kondenzátu vzniklého při prohřevu turbíny.
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	Schéma PID, pára – voda, výpočet DN, tlakové ztráty čerpadla, množství kondenzátu

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Půtová	Name Andrea	
FIELD OF STUDY	2302T041 “Nuclear Power Equipment Design“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Jůza, Ph.D. MBA	Name Zdeněk	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKE		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Design of PID diagram for 40 MW steam turbine with district water heaters.		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Machine Design	SUBMITTED IN	2015
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	67	TEXT PART	55	GRAPHICAL PART	12
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	<p>This Master thesis is focused on a PID diagram I have designed. The diagram features a 40 MW turbine a low pressure heater (LPH), high pressure heaters (HPH) and two district water heaters (DWH). The diagram includes the fittings and equipment needed. Suitable material and DN was chosen for every pipe.</p> <p>The next part of the Masters thesis is about the specification of a booster pump: this is followed by a section which focused on the calculation of the quantity of condensate created by preheating.</p>
KEY WORDS	PID diagram, steam – water, calculation of DN, pressure losses of pump, quantity of condensate

Poděkování

Poděkování patří vedoucímu mé diplomové práce panu Ing. Zdeňku Jůzovi, Ph.D. MBA, za odborné vedení mé práce a za cenné rady a připomínky. Děkuji také konzultantovi diplomové práce panu Ing. Jiřímu Blovskému, za odborné rady, přínosné konzultace a za trpělivost při předávání nových poznatků.

Ráda bych také poděkovala svým kolegům ze společnosti Doosan Škoda Power, kteří mi pomáhali získávat cenné informace z praxe, především bych chtěla poděkovat panu Ing. Václavu Lepičovi a Ing. Danielu Baselidesovi, kteří mi pomohli najít správný směr při řešení úkolů v diplomové práci.

V neposlední řadě chci poděkovat celé své rodině, především však svým rodičům, kteří mě podporovali během celé doby studia. Velký dík také patří mému partnerovi za trpělivost a podporu při psaní této práce.

Obsah

Seznam obrázků a tabulek	9
Seznam použitých zkratk a jednotek.....	10
1. Úvod.....	11
2. Návrh funkčního PID stroje.....	12
2.1. Turbogenerátor.....	14
2.1.1. Turbína	15
2.1.2. Odběry	15
2.1.3. Výstup turbíny	15
2.2. Ohřívák topné vody 1 (OTV1).....	16
2.2.1. Kondenzátní čerpadla č. 1 a 2.....	17
2.3. Ohřívák topné vody č. 2 (OTV 2).....	18
2.3.1. Kondenzátní čerpadla č. 3 a 4.....	18
2.4. Nízkotlaký ohřívák 1 (NTO 1).....	19
2.5. Napájecí voda.....	20
2.6. Vysokotlaký ohřívák č. 1 (VTO 1)	20
2.6.1. Zvyšovací čerpadlo.....	21
2.7. Vysokotlaký ohřívák č. 2 (VTO 2)	22
2.8. Systém komínkové a ucpávkové páry.....	22
2.8.1. Vnitřní okruh systému ucpávkové páry.....	23
2.8.2. Ucpávkový okruh s regulovaným tlakem.....	24
2.8.3. Systém komínkové páry	24
2.8.4. Kondenzátor komínkové páry	24
2.9. Expandér provozních kondenzátů (EPK)	25
2.10. By – passový kondenzátor.....	25
2.10.1. Provozní režimy by- passového kondenzátoru.....	27
2.10.2. Kondenzátní čerpadlo č. 5	27
2.11. Parní sběrna	28
2.12. Vývěvy	28
2.13. Odvodnění	28
2.13.1. Předpokládané umístění odvodnění.....	30
3. Dimenzování potrubních tras.....	31
3.1. Výběr vhodného materiálu	31
3.2. Dimenzování potrubí.....	32
3.2.1. Návrh správného DN	32
3.2.2. Návrh tloušťky potrubí	33
4. Specifikace zvyšovacího čerpadla topného kondenzátu VTO	37

4.1. Tlaková ztráta v potrubí	37
4.1.1. Tlaková ztráta třecí.....	37
4.1.2. Tlaková ztráta místní.....	38
4.1.3. Třecí ztráta v sacím potrubí.....	38
4.1.4. Místní ztráty v sacím potrubí.....	41
4.1.5. Celková tlaková ztráta v sacím potrubí a tlak na sání čerpadla.....	42
4.1.6. Třecí ztráta ve výtlačném potrubí.....	42
4.1.7. Místní ztráty ve výtlačném potrubí.....	44
4.1.8. Celková tlaková ztráta ve výtlačném potrubí a tlak na výtlačku čerpadla.....	45
4.2. Tlakový rozdíl na čerpadle	46
4.2.1. Volba čerpadla.....	46
4.2.2. Posouzení vhodnosti zavedení topného kondenzátu VTO do trasy hlavního kondenzátu nebo přímo do napájecí nádrže.....	48
5. Výpočet množství kondenzátu vzniklého při prohřevu turbíny	49
6. Funkční popis zapojení schématu s bližším zaměřením na dálkově ovládané armatury a zařízení funkčního celku VTO	52
7. Závěr	53
8. Seznam literatury a informačních zdrojů	54
9. Seznam příloh	55

Seznam obrázků a tabulek

Obr. 2.1: Diagram projektového procesu ve společnosti Doosan Škoda Power	12
Tabulka 2.1: Zkratky pro KKS kódy užívané ve společnosti Doosan Škoda Power	14
Obr. 2.1:Zapojení OTV 1	16
Obr. 2.2:Zapojení NTO 1	19
Obr. 2.3:Zapojení VTO 1	21
Obr. 2.4: Sekce ucpávek u přední části turbíny [12]	23
Obr. 2.5: Zapojení EPK	25
Obr. 2.6 : Zapojení by - passového kondenzátoru	26
Obr.2.13: Konstrukce plovákového odvaděče kondenzátu [8].....	29
Tabulka 3.1: Doporučené rychlosti pro uvedená média v potrubí	32
Tabulka 3.2: Doporučený záporný přírůstek tloušťky [9]	35
Obr. 3.1: Tloušťky stěn v ohybu potrubí	36
Obr. 4.1: Rychlostní profil v trubce kruhového průřezu 1 – laminární profil, 2 – turbulentní profil [1]	37
Obr. 4.3: Obtékání klapky [2].....	38
Tabulka 4.1:Vstupní hodnoty pro výpočet tlakové ztráty v sacím potrubí	39
Obr. 4.4: Moodyho diagram pro určení λ [3]	40
Tabulka 4.2: Přehled všech lokálních odporů na trase sání.....	41
Tabulka 4.3: Rozměry potrubí výtlaku čerpadla	42
Tabulka 4.4: Vstupní hodnoty pro výpočet tlakových ztrát na výtlaku čerpadla	43
Tabulka 4.5: Vypočtené hodnoty pro jednotlivá potrubí.....	43
Tabulka 4.6: Lokální odpory pro DN80	44
Tabulka 4.7: Lokální odpory pro DN150	44
Tabulka 4.8: Lokální odpory pro DN200	45
Tabulka 4.9: Místní tlaková ztráta pro jednotlivá potrubí	45
Tabulka 4.10: Tlakový spád na čerpadle u vybraných provozů	46
Obr.4.5: Nátoková výška čerpadla	47
Obr. 4.6: Charakteristika čerpadla a jeho účinnosť	47
Obr. 5.1:T - s diagram vody a vodní páry	49
Tabulka 5.1:Množství vzniklého kondenzátu.....	51

Seznam použitých zkratk a jednotek

Zkratka

BS	Bilanční schéma
EPK	Expandér provozních kondenzátů
KKP	Kondenzátor komínkové páry
NTO	Nízkotlaký ohřívák
OTV	Ohřívák topné vody
PID	Procesní a přístrojový diagram
VTO	Vysokotlaký ohřívák

Označení	Jednotky	Název
C_p	kJ/kg	Měrná tepelná kapacita při konstantním tlaku
D	m	Vnitřní průměr
D_v	m	Vnější průměr potrubí
e	m	Minimální tloušťka stěny potrubí
e_a	m	Analyzovaná tloušťka stěny potrubí
e_{ext}	m	Tloušťka stěny potrubí, vnější strana oblouku
e_{int}	m	Tloušťka stěny potrubí, vnitřní strana oblouku
f	Pa	Dovolené namáhání materiálu
h	kJ/kg	Entalpie
$l_{stř}$	J/kg	Měrné předané teplo
m	kg	Hmotnost
p_c	Pa	Výpočtový přetlak
p_h	Pa	Hydrostatický tlak
$\Delta p_{místní}$	Pa	Tlaková ztráta místní
$\Delta p_{tř}$	Pa	Tlaková ztráta třením
Q	kg/s	Průtok potrubím
Re	-	Reynoldsovo číslo
S	m ²	Průřez potrubí
t	m	Tloušťka stěny
T	°C	Teplota
t	min	Čas
z	-	Součinitel hodnoty podélného svarového spoje
Δ	mm	Absolutní drsnost
ε	-	Relativní drsnost
η	kg/ms	Dynamická vazkost
λ	-	Součinitel tření
v	m ² /s	Kinematická vazkost
$\xi_{místní}$	-	Místní ztrátový koeficient
$\xi_{třecí}$	-	Třecí ztrátový koeficient
ρ	kg/m ³	Hustota vody

1. Úvod

Předkládaná diplomová práce je především zaměřena na návrh funkčního schématu PID strojovny s průmyslovou parní turbínou. Cílem práce je vytvořit schéma, na základě kterého lze navrhnout reálnou funkční strojovnu, která může být v praxi skutečně realizována. Práce může sloužit jako podklad pro tvorbu PID schémat pro budoucí projektanty ve společnosti Doosan Škoda Power. Práce obsahuje podrobný popis všech použitých zařízení a také vysvětlení způsobu zapojení a použití jednotlivých armatur, jsou zde navržena vhodná místa pro umístění odvodnění a měření.

Zadané schéma je tvořeno turbínou o výkonu 40 MW, dvěma ohříváky topné vody, jedním nízkotlakým ohřívákem a dvěma vysokotlakými ohříváky. Jejich zapojení bude určeno pomocí bilančních schémat. Součástí schématu budou i zařízení nutná pro provozování teplárny, například by – passový kondenzátor, systém ucpávkové a komínkové páry, kondenzátor komínkové páry, vývěvy, expandér provozních kondenzátů, čerpadla atd.

Nezbytnou součástí správně vytvořeného schématu je volba typu materiálu a DN pro všechny potrubní trasy, tímto tématem se zabývá jedna kapitola této práce.

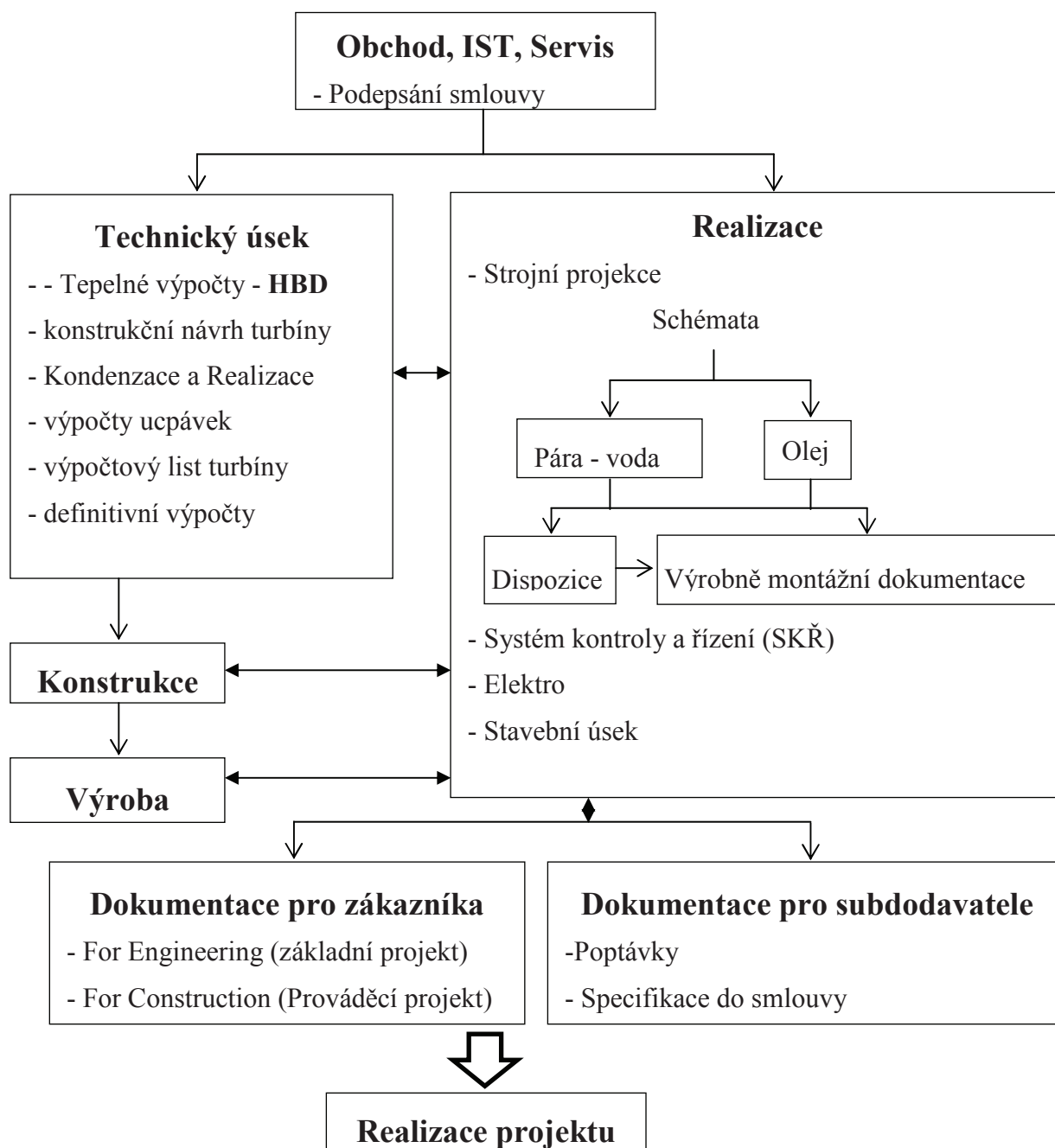
Další část práce je určena specifikaci zvyšovacího čerpadla. V této kapitole bude uveden výpočet tlakových ztrát jak ve výtlačném, tak v sacím potrubí čerpadla. Na základě tlakových ztrát, tlaků v nádobách a dispozičního řešení strojovny bude vybráno vhodné zvyšovací čerpadlo. Bude zde posouzeno, při jakých režimech bude čerpadlo provozováno a také zda je vhodné zavést topný kondenzát do napájecí nádrže nebo do trasy hlavního kondenzátu.

Jedna z kapitol bude věnována prohřevu turbíny. Bude zde popsán postup prohřevu parovodů a turbíny ze studeného stavu. Tento prohřev je prováděn kondenzací páry, množství vzniklého kondenzátu bude vypočítáno a bude uveden hodinový průtok kondenzátu přes odvodnění.

Závěr práce je věnován funkčnímu popisu vysokotlaké regenerace s bližším zaměřením na dálkově ovládané armatury tohoto celku. Bude zde uvedena funkce armatur při najíždění a při regulování hladiny topného kondenzátu v ohřívácích.

2. Návrh funkčního PID stroje

Návrh funkčního schématu stroje je tvořen dle vstupních podkladů, kde jsou uvedeny základní parametry stroje. V tomto konkrétním případě je zadáno vytvoření schématu stroje s průmyslovou parní turbínou 40 MW. Další zadaná zařízení jsou dva ohříváky topné vody, jeden ohřívák nízkotlaké regenerace a dva ohříváky vysokotlaké regenerace. Ostatní zařízení, která jsou nutná k provozování zadané teplárny, se do schématu přidávají automaticky, není nutné je v zadání konkrétně jmenovat.



Obr. 2.1: Diagram projektového procesu ve společnosti Doosan Škoda Power

Důležitou vstupních informací je bilanční schéma, které je poskytnuto oddělením tepelných výpočtů od společnosti Doosan Škoda Power. V bilančním schématu (Příloha 1) je vypočítán

cyklus pára – voda pro zadaný návrh strojovny včetně všech zařízení. Na BS jsou znázorněny pouze hlavní potrubní trasy, pro každou trasu je vypočítán takzvaný bilanční kříž, ve kterém jsou uvedeny všechny důležité parametry protékajícího média: teplota, tlak, průtok a entalpie. Tyto parametry jsou napočítány pro několik provozů, dle toho, jak si zákazník přeje danou teplárnu provozovat. Na základě bilančního schématu získáme představu o parametrech páry a vody a jejich toku při rozdílných provezech, o počtu odběrů z turbíny a o zapojení do příslušných zařízení. Podle parametrů v příslušných potrubních trasách zvolíme správný materiál a DN u jednotlivých potrubí.

Tvorba schématu je závislá na vstupních podkladech poskytovaných několika odděleními ve společnosti Doosan Škoda Power. Na vytvořené schéma navazují další oddělení. Například podle PID schématu vzniká v oddělení dispozic reálná dispozice strojovny, kde jsou jednotlivá zařízení, potrubí, armatury, čerpadla atd. nakreslena ve 3D v programu PDMS. Na obrázku 2.1 je schematicky znázorněna cesta projektu ve společnosti Doosan, od jeho počátku až k samotné realizaci. Jedná se o orientační schéma, samotný proces je velice zdoluhavý a několikrát se celý tok informací vrací zpět a projde opět všechna oddělení. Může to být způsobeno například změnou požadavků od zákazníka, nebo je třeba provést různé optimalizace, které je nutné v každé fázi projektu opět posoudit a zpracovat.

Samotné kreslení schématu PID bylo prováděno v programu AutoCAD Mechanical 2012. Schematicky je zde znázorněn turbogenerátor, všechna zadaná i potřebná zařízení s kompletním umístěním armatur a potrubních tras. Vytvořené schéma PID je přiloženo k této práci jako vložená příloha.

Tvorba schématu se řídí určitými zásadami a pravidly. Potrubní trasy jsou od sebe vzájemně barevně odlišeny v závislosti na protékajícím médiu. Například parní potrubí je značeno červeně, zatímco trasy kondenzátu jsou modré atd. Toto barevné značení slouží pro lepší přehlednost a orientaci, příslušné barevné rozlišení je vysvětleno v legendě nad razítkem výkresu. V této legendě je také uveden přehled všech značek příslušných armatur a dalších zařízení.

Standardem při označování prvků schématu je KKS kódování. KKS kód vznikl původně v Německu ze slovního spojení Kraftwerk Kennzeichen System, toto kódování slouží k jednotnému systému značení energetických zařízení. Každé zařízení i potrubní trasa má své konkrétní označení, podle kterého můžeme určit, o jaký typ zařízení, či potrubí se jedná. Pro představu můžeme uvést KKS značení potrubních tras a zařízení užívané ve společnosti Doosan Škoda Power (tabulka 2.1).

Zkratky uvedené v tabulce 2.1 jsou u potrubí dále kombinované s číslicemi a další zkratkou BR, tzv. Branch. Ta spolu s číslicí určuje typ potrubní trasy, zda se jedná například o hlavní trasu, odvodnění či odvodušnění. Máme – li například označení trasy MAW10BR001, znamená to, že se jedná o hlavní potrubní trasu komínkové páry, zatímco MAW10BR110 je odvodnění této trasy.

Kombinací těchto zkratek získá každé zařízení, potrubní trasa, armatura, čerpadlo atd. svůj unikátní KKS kód, podle kterého jej můžeme identifikovat.

Zkratka PID je z angličtiny a znamená Process&Instrumentation Diagram, v překladu ho můžeme nazvat jako procesní a přístrojový diagram. Diagram má znázorňovat použitá zařízení a jejich zapojení do procesu strojovny. V této kapitole bude popsána funkce jednotlivých zařízení, jejich zapojení, příslušné potrubní trasy, armatury a měření.

GHC	Doplňování demi vody	LCM	Odvodnění expandérů pojištění
LAA	Napájecí nádrž	LCH	VTO
LAB	Napájecí voda	MAA	VT díl
LAD	Parovzdušná směs z VTO	MAB	ST díl
LAF	Napájecí voda pro vstřiky	MAC	NT díl
LBA	Ostrá pára	MAG	Kondenzátor
LBB	Přihřátá pára	MAJ	Systém vývěv
LBC	Vratná pára	MAL	Sběrny odvodnění turbíny
LBD	Odběr pro OTV	MAM	Komínková pára
LBG	Pomocná pára	MAP	NT By - pass stanice
LBF	Sběrna páry	MAW	VT ucpávková pára
LBQ	Odběry pro VTO	MKA	Chladič generátoru
LBS	Odběry pro NTO	NDD	OTV - výfuk pojistného ventilu
LBW	Zahlčení ucpávek	PAH	Kontinuální čištění kondenzátu
LBX	Tlakový vzduch	PCB	Chlazení oleje
LCA	Hlavní kondenzát	PDJ	Ohřev oleje
LCB	Odvzdušnění a odvodnění KČ	PGB	Vložený chladicí okruh
LCC	NTO	QEC	Vysoušení
LCE	Svlažovací kondenzát	QFB	Vzdušník
LCJ	Podávací čerpadla		

Tabulka 2.1: Zkratky pro KKS kódy užívané ve společnosti Doosan Škoda Power

2.1. Turbogenerátor

Turbogenerátor je zařízení sloužící k výrobě elektrické energie pomocí expanze páry. Přehřátá pára vstupuje na turbínu přes ventilové komory. U zadané turbíny je jedna komora s rychlozávěrným ventilem a druhá komora se čtyřmi regulačními ventily. Rychlozávěrný ventil má pouze dvě pracovní polohy – otevřeno a zavřeno. Při jeho otevření nepouštíme páru přímo do turbíny, ale pouze do komory s regulačními ventily, které mohou pouštět páru do turbíny. Regulační ventily se otvírají postupně, dle potřeb turbíny a v návaznosti na předchozí otvíraný ventil. Rychlozávěrný ventil má především bezpečnostní funkci, při zavření je těsný a pára se přes něj do turbíny nemůže dostat, na rozdíl od regulačních ventilů, které se provozem mohou opotřebovat a páru podpouštět.

Pára vstupuje na turbínu, kde proudí přes rozváděcí a oběžné lopatky, expanduje a roztáčí rotor turbíny na jmenovitých 5500 otáček za minutu. Tyto otáčky neodpovídají frekvenci elektrické sítě, proto jsou pomocí převodovky zpřevodovány na 1500 ot/min. Převodovka je spojena s generátorem, kde z mechanické kinetické energie vzniká energie elektrická. Součástí generátoru je budič a vzduchový chladič, který chladí generátor.

2.1.1. Turbína

Zadaná turbína je protitlaká, expanze páry zde probíhá až do tlaku, který je dán ohřívákem topné vody č. 1, na výstupu z turbíny. Ochrana protitlaké turbíny je zajištěna pojistnou membránou, umístěnou na výstupní části turbíny. Při překročení stanoveného tlaku je pojistná membrána protržena a tlak je snížen únikem páry ven z turbíny.

Na tělese turbíny je umístěno měření teploty vnějšího a vnitřního tělesa. Měření jsou vždy umístěna proti sobě, kontrolují se teplotní difference mezi nimi. V případě velkého teplotního rozdílu dochází k teplotním deformacím, které mohou vést k havárii turbíny. Další měření na turbíně je měření tlaku za A – kolem a měření teploty na výstupu z turbíny.

2.1.2. Odběry

Dle bilančních schémat je na turbíně umístěno pět odběrů. První odběr je zaveden do ohříváku topné vody č. 2. Druhý odběr je přiveden do nízkotlakého ohříváku 1. Třetí odběr je určen k napájení parní sběrný. Čtvrtý a pátý odběr jsou zavedeny do vysokotlaké regenerace, čtvrtý do VTO1, pátý do VTO2. Na každém odběru je za výstupem z turbíny umístěno měření teploty a tlaku, které slouží pro diagnostiku provozního stavu.

Na všech pěti odběrových trasách je umístěna zpětná klapka s pohonem. Pohon se u zpětné klapky používá při tlaku v odběru větším než 1,5 bar (a). Ve všech odběrech je provozní tlak vyšší než 1,5 bar (a).

Při výpadku turbíny dojde k uzavření rychlozávěrného ventilu a k odfázování turbíny od sítě. Uzavřením přívodu páry poklesne v turbíně tlak. Současně s rychlozávěrným ventilem se zavírají regulační ventily a zpětné klapky v odběrech, které zabraňují zpětnému proudění páry z odběrového potrubí zpět do turbíny. V případě odfázování turbogenerátoru a neuzavření zpětné klapky může pára z odběru proudit zpět do turbíny a odlehčenou turbínu roztočit až přes přeběhové otáčky. Překročením přeběhových otáček může dojít k havárii turbíny a k poškození turbíny i okolních zařízení.

Na trase třetího odběru jsou dvě zpětné odběrové klapky, jedna má asistenční pohon, druhá je zpětná samočinná. Dvě klapky jsou zde z důvodu bezpečnosti, protože třetí odběr je zaveden do parní sběrný, kam je přiveden i cizí zdroj páry. Při využívání cizího zdroje může pára ze sběrný proudit do odběrového potrubí a pak do turbíny, dvě klapky zvyšují bezpečnost. Význam parní sběrný je popsán v kapitole 2.11.

Na pátém odběru je umístěna příruba pro připojení vysoušecího vzduchu. V případě delšího odstavení turbíny se turbína musí vysušit a následně udržovat v suchém stavu, aby nekorodovaly vnitřní části turbíny. Proto je dobré v těchto případech turbínu pomocí tohoto vstupu profukovat, při otevřeném montážním prostoru v zadní části turbíny. Přes přírubu se připojí vysoušeč, kterým vysoušíme zaváděný vzduch a tímto vzduchem vysoušíme a udržujeme turbínu v suchém stavu. Soustrojí tak lépe chráníme při dlouhých odstávkách.

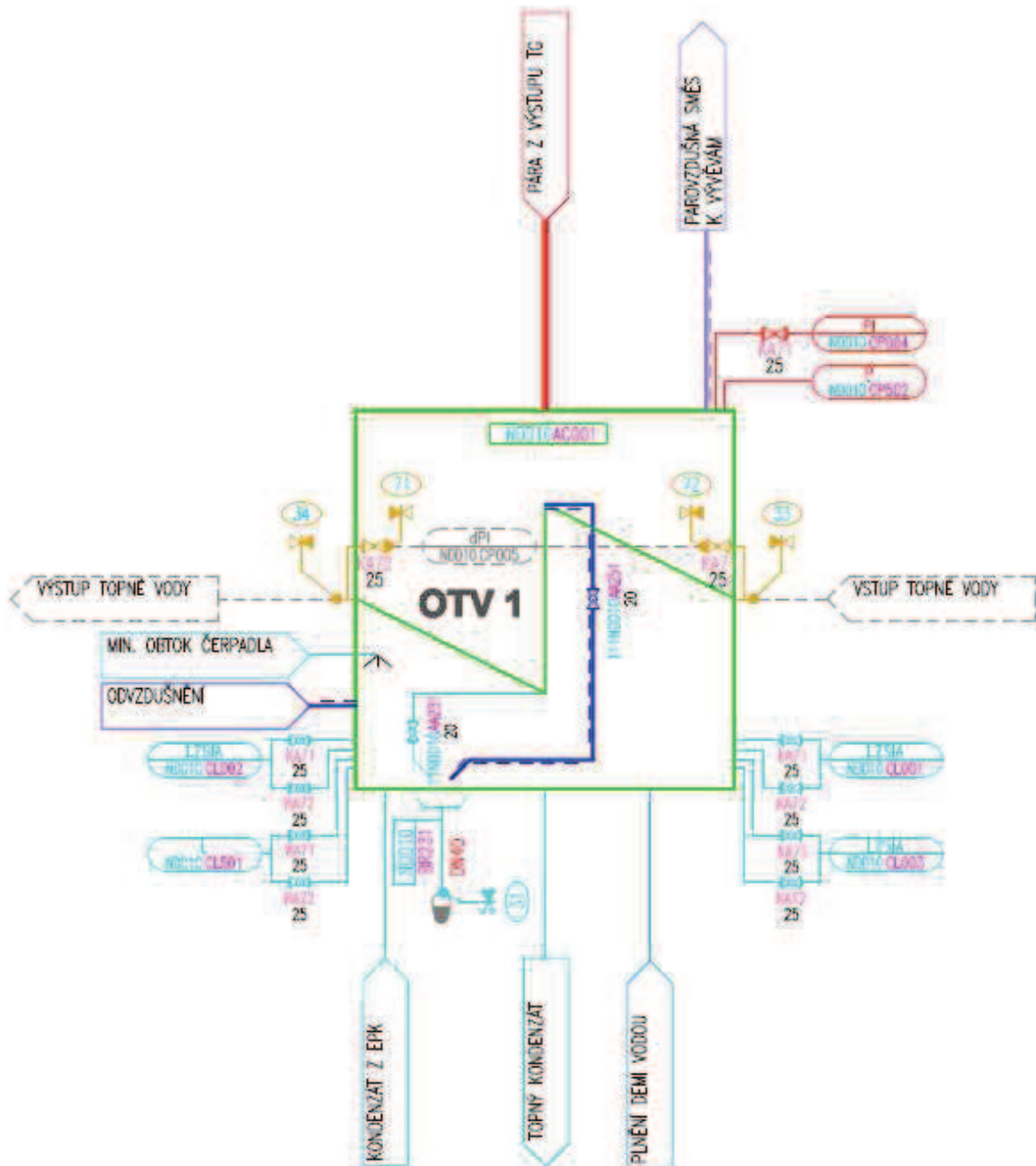
2.1.3. Výstup turbíny

Výstupní pára z turbíny je přivedena do ohříváku topné vody číslo 1 (OTV1). Za výstupem z turbíny je umístěn sestřík výstupní páry, který v případě nutnosti snižuje výstupní teplotu páry na požadovanou hodnotu. Chráníme tak ohřívák proti překročení návrhových parametrů. Za sestříkem je umístěno měření teploty a tlaku. Výstup z turbíny je z konstrukčních důvodů řešen jako obdélníkový, následně se redukuje na klasický kruhový průřez, který vede do ohříváku topné vody. Do této potrubní trasy je připojeno parní potrubí vedoucí z expandéru provozních kondenzátů (EPK). Jak na trase výstupu z turbíny, tak na trase

vedoucí z EPK, je umístěn kompenzátor, který umožňuje dilatace potrubí, které jsou způsobeny vlivem teplotní roztažnosti použitých materiálů.

2.2. Ohřívák topné vody 1 (OTV1)

Uvažovaná strojovna je určena pro teplárenské účely. V teplárně se pára využívá k výrobě topné vody a k výrobě elektrické energie. Topná voda je horkovodou dále distribuována pro vytápění, ohřev teplé užitkové vody a jiné technologické účely.



Obr. 2.1: Zapojení OTV 1

K ohřevu horké vody jsou využívány ohříváky topné vody. Ohřívák topné vody je tepelný výměník, ve kterém je kondenzací páry ohřívána topná voda. Topná voda proudí výměníkem přes trubkové svazky. Trubkové svazky jsou obtékány přivedenou párou, která na těchto

svazcích kondenzuje a odevzdává tak teplo topné vodě. Topná voda je po ohřátí v OTV 1 zavedena do ohříváku topné vody č. 2, kde je její teplota zvýšena kondenzací páry z prvního odběru.

Na trase topné vody jsou před vstupem do ohříváku topné vody č. 1 umístěny dvě uzavírací klapky. Na výstupu z ohříváku topné vody č. 2 je na trase cirkulační vody umístěn druhý pár uzavíracích klapek. Dvojice klapek slouží k bezpečnému oddělení tras a tím k uzavření vodní strany ohříváků. Je to z důvodu bezpečnosti, aby při prasknutí trubky v trubkovém svazku nedošlo k zaplnění ohříváku vodou a vniknutí vody do turbíny.

Hlavní kondenzát, který vznikl kondenzací topné páry v OTV 1, stéká na dno ohříváku. Výška hladiny kondenzátu v ohříváku je měřena třemi hladinoměry. Při měření třemi hladinoměry je využíván princip dvou ze tří, při kterém jsou porovnávány naměřené hodnoty od každého hladinoměru. Jestliže alespoň dva hladinoměry ukazují stejnou hodnotu, můžeme měření považovat za správné. Tímto principem je eliminováno chybné měření vlivem poruchy jednoho z hladinoměrů. Na ohříváku je k těmto třem hladinoměrům instalován ještě jeden místní hladinoměr, který ukazuje výšku hladiny přímo na ohříváku.

Při prvním spouštění, kdy je nutné zaplnit všechny trasy kondenzátu, je do ohříváku topné vody č. 1 přivedena demi voda (obr. 2.1).

2.2.1. Kondenzátní čerpadla č. 1 a 2.

Hlavní kondenzát vzniklý v OTV 1 je z ohříváku odčerpáván kondenzátním čerpadlem.

Na trase hlavního kondenzátu, vedoucího z OTV 1, jsou umístěna dvě identická čerpadla v provedení 2 x 100%. Pro čerpání kondenzátu je využíváno pouze jedno čerpadlo. V případě poruchy tohoto čerpadla je druhé čerpadlo připraveno k zásroku a k zajištění bezpečného provozu celého bloku.

Před sáním čerpadla je umístěn filtr, který čistí čerpaný kondenzát od případných nečistot, které by mohly čerpadlo poškodit. Před a za filtrem je instalováno měření tlaku, velká tlaková ztráta na filtru indikuje jeho zanesení a je nutné provést jeho vyčištění, či výměnu. Na výtlaku čerpadla je zpětná klapka, která znemožňuje průtok kondenzátu směrem k čerpadlu, které je zásokové a nepracuje. Před a za čerpadlem jsou umístěny uzavírací klapky, ty slouží k uzavření trasy sání a výtlaku čerpadla. Po uzavření tras můžeme provádět údržbu čerpadla i filtru. Na sání a výtlaku čerpadla je umístěno místní měření tlaku, můžeme tak přímo u čerpadla zjistit, zda pracuje. Na výtlaku čerpadla jsou instalována měření tlaku a teploty, která dávají signály do řídicího systému pro operátora.

Otáčky čerpadla jsou regulovány frekvenčním měničem, ten mění hodnotu otáček na základě signálu přicházejícího od hladinoměrů na OTV1 a tím reguluje průtok kondenzátu.

Z výtlaku kondenzátního čerpadla č. 1 nebo 2 je hlavní kondenzát čerpán do ohříváku topné vody č. 2. Před ohřívákem je na trase kondenzátu umístěná zpětná klapka, která zabraňuje vyprázdnění trasy hlavního kondenzátu a její naplnění párou z OTV2. Hlavní trasa je na vstupu rozdělena do dvou tras, na každé je umístěn uzavírací ventil pro uzavření trasy.

Na trase hlavního kondenzátu, za výtlakem čerpadla je odbočka pro minimální obtok čerpadla, kterým je část hlavního kondenzátu zaváděna zpět do OTV 1. Obtok zajišťuje minimální průtok kondenzátu čerpadlem. Na trase obtoku je umístěná uzavírací klapka pro uzavření trasy a regulační ventil, který je řízen průtokem na výtlaku čerpadla a reguluje průtok obtokem. Z trasy minimálního obtoku je vyvedená odbočková trasa, která zajišťuje kondenzát potřebný na sestřik výstupní páry z turbíny.

Z trasy hlavního kondenzátu je na výtlaku čerpadla za trasou obtoku umístěna odbočka, kterou je přiváděn kondenzát, potřebný pro chlazení ucpávkové páry a svlažování expandéru provozních kondenzátů. Potřebný tlak pro tyto vstříky je, zajišťován regulačním ventilem na výtlaku čerpadla.

Hlavní kondenzát je přiveden do ohříváku topné vody č. 2 přes sprchy umístěné v horní části ohříváku. Hlavní kondenzát zde expanduje.

2.3. Ohřívák topné vody č. 2 (OTV 2)

Do ohříváku topné vody č. 2 je zavedena pára z prvního odběru. Pára zde kondenzuje na teplosměnných plochách a předává tak teplo topné vodě. Na ohříváku je umístěn pojistný ventil pro případ, že by v ohříváku nedocházelo ke kondenzaci páry, ale k nárůstu tlaku. Při překročení nastavené hodnoty tlaku v ohříváku se otevírá pojistný ventil a páru upouští přes expandér na střechu strojovny.

Hlavní kondenzát, který vznikne kondenzací páry, je shromažďován ve sběrači kondenzátu ohříváku topné vody. Ve sběrači kondenzátu je hladina kondenzátu měřena třemi hladinoměry, které podléhají výběru dvou ze tří. K těmto hladinům je umístěn jeden hladinoměr pro místní měření. Hlavní kondenzát je ze sběrače kondenzátu odčerpáván kondenzátními čerpadly č. 3 a 4.

2.3.1. Kondenzátní čerpadla č. 3 a 4

Kondenzátní čerpadla č. 3 a 4 jsou horizontální s frekvenčním měničem. Čerpadla jsou dvě v záskoku 2 x 100%, vždy je jedno čerpadlo pracovní a druhé je připraveno v záloze.

Na sání čerpadla je umístěn filtr, který zachytává případné nečistoty v kondenzátu, které by mohly čerpadlo poškodit. Z obou stran filtru je umístěno měření tlaku, v případě velké tlakové difference na těchto měřeních je nutné filtr vyčistit, či vyměnit. Před a za čerpadlem jsou umístěny uzavírací klapky, které umožňují uzavření trasy sání a výtlaku a tím umožňují opravy či revize čerpadla i filtru.

Na výtlaku čerpadla je zpětná klapka, která zabraňuje proudění kondenzátu přes nepracující čerpadlo. Dále je na výtlaku měření průtoku, od kterého je ovládána regulační armatura na trase minimálního otoku čerpadla. Trasu minimálního obtoku lze uzavřít uzavírací klapkou umístěnou na této trase, průtok minimálního obtoku je regulován škrťící clonou umístěnou na trase minimálního obtoku před vstupem do ohříváku topné vody.

Průtok kondenzátu je regulován frekvenčním měničem čerpadel, který je řízen signálem od hladinoměrů v OTV 2.

Na trase hlavního kondenzátu za výtlakem kondenzátního čerpadla č. 3 nebo 4 je umístěna odbočka, která vede do sestřiku by – passového ventilu umístěného na vstupu do by – passového kondenzátoru. Kondenzát je do vstřiku by – passového ventilu zaveden z kondenzátního čerpadla č. 3 nebo 4, pro případ, že je do by – passového kondenzátoru zaváděná pára, ale není v provozu by – passové kondenzátní čerpadlo č. 5. Potřebný tlak pro vstříky je zajišťován regulačním ventilem umístěným na trase výtlaku čerpadla, za odbočkou pro tyto vstříky.

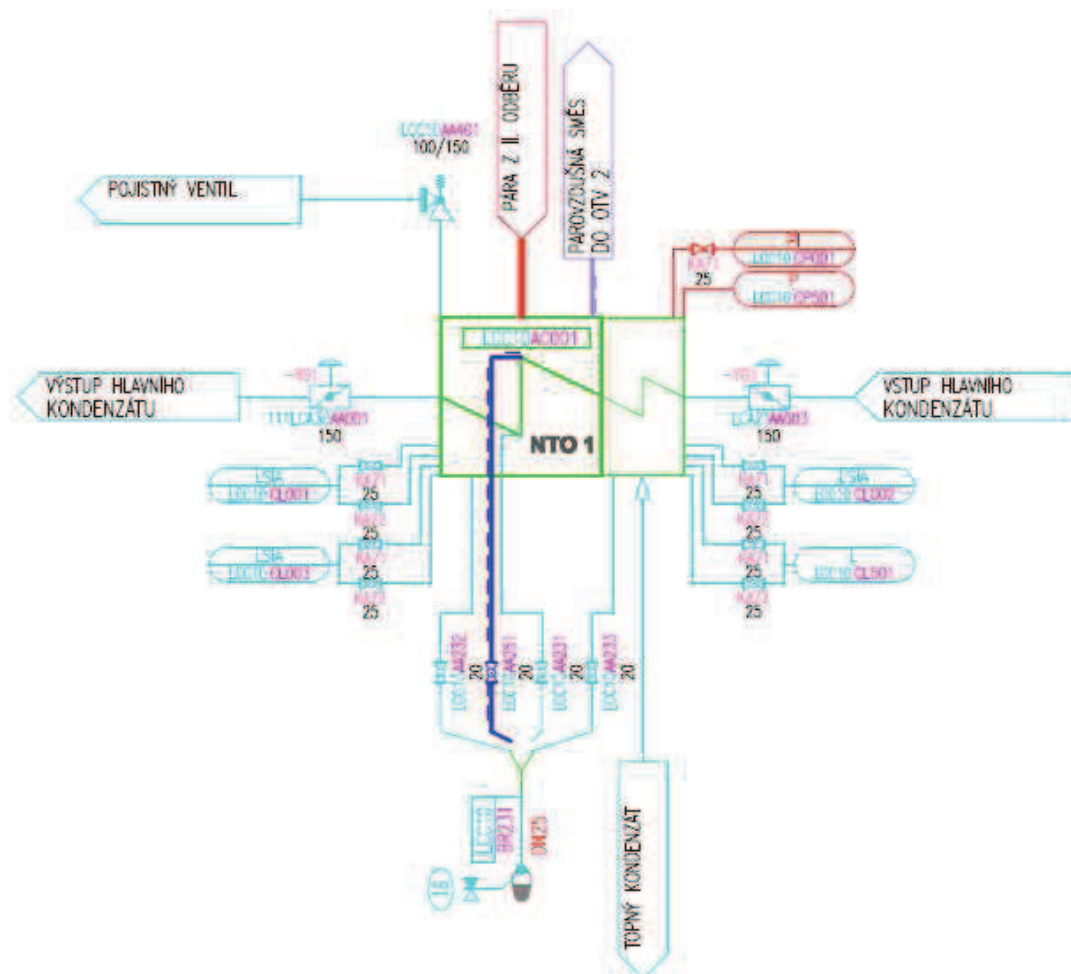
Hlavní kondenzát je čerpán do nízkotlakého ohříváku č. 1 (NTO 1). Před vstupem do NTO 1 je na trase hlavního kondenzátu umístěná uzavírací klapka s pohonem. Stejná klapka je umístěna i na výstupu hlavního kondenzátu z nízkotlakého ohříváku. Uzavírací klapky s pohonem jsou zde umístěny z důvodu ochrany turbíny proti vniknutí vody v případě

úniku hlavního kondenzátu do prostoru nízkotlakého ohříváku. Součástí ochrany turbíny proti vniknutí vody je uzavírací klapka s pohonem, umístěná na odběrovém potrubí před vstupem do nízkotlakého ohříváku.

V případě odstavení nízkotlakého ohříváku uzavíracími klapkami je hlavní kondenzát veden náhradní trasou, která ohřívák by – passuje a je zavedena do trasy vedoucí přímo do napájecí nádrže.

2.4. Nízkotlaký ohřívák 1 (NTO 1)

Do nízkotlakého ohříváku je přivedena pára z druhého odběru, kde kondenzací předává své teplo hlavnímu kondenzátu. Hlavní kondenzát vstupuje do nízkotlakého ohříváku nejprve přes podchlazovač, a teprve poté do hlavního nízkotlakého ohříváku. Topný kondenzát, který vznikl z páry a je na mezi sytosti, je přiveden do podchlazovače. V podchlazovači je topný kondenzát podchlazen pod mez sytosti, odebrané teplo je předáno hlavnímu kondenzátu. Topný kondenzát je samospádem odváděn do ohříváku topné vody č. 2. Odpouštění topného kondenzátu z nízkotlakého ohříváku je regulováno regulačním ventilem, který je umístěn na trase topného kondenzátu. Regulační ventil je ovládán od výšky hladiny topného kondenzátu v nízkotlakém ohříváku. Hladina topného kondenzátu je měřena třemi hladinoměry, u kterých je využíván výběr dvou ze tří. Je zde umístěn jeden místní hladinoměr, pro určení hladiny přímo u ohříváku.



Obr. 2.2: Zapojení NTO 1

Na nízkotlakém ohříváku je instalováno měření tlaku, které slouží pro informaci obsluhy. Pro havarijní případy, kdy dojde k úniku hlavního kondenzátu do prostoru nízkotlakého ohříváku, je na nízkotlakém ohříváku umístěn pojistný ventil, který hlavní kondenzát odpustí do expandéru. (obr. 2.2)

Po ohřátí hlavního kondenzátu v nízkotlakém ohříváku, je hlavní kondenzát odveden do napájecí nádrže, kde je odplyněn. Voda čerpaná napájecím čerpadlem z napájecí nádrže se nazývá napájecí voda. Napájecí nádrž ani napájecí čerpadlo nejsou součástí tohoto projektu.

2.5. Napájecí voda

Napájecí voda čerpaná z napájecí nádrže je při běžném provozu teplárny zaváděna do vysokotlakého ohříváku č. 1 přes trojcestný ventil. Funkce trojcestného ventilu umístěného na napájecí vodě a význam ochozu trojcestného ventilu je blíže vysvětlen v kapitole 6.

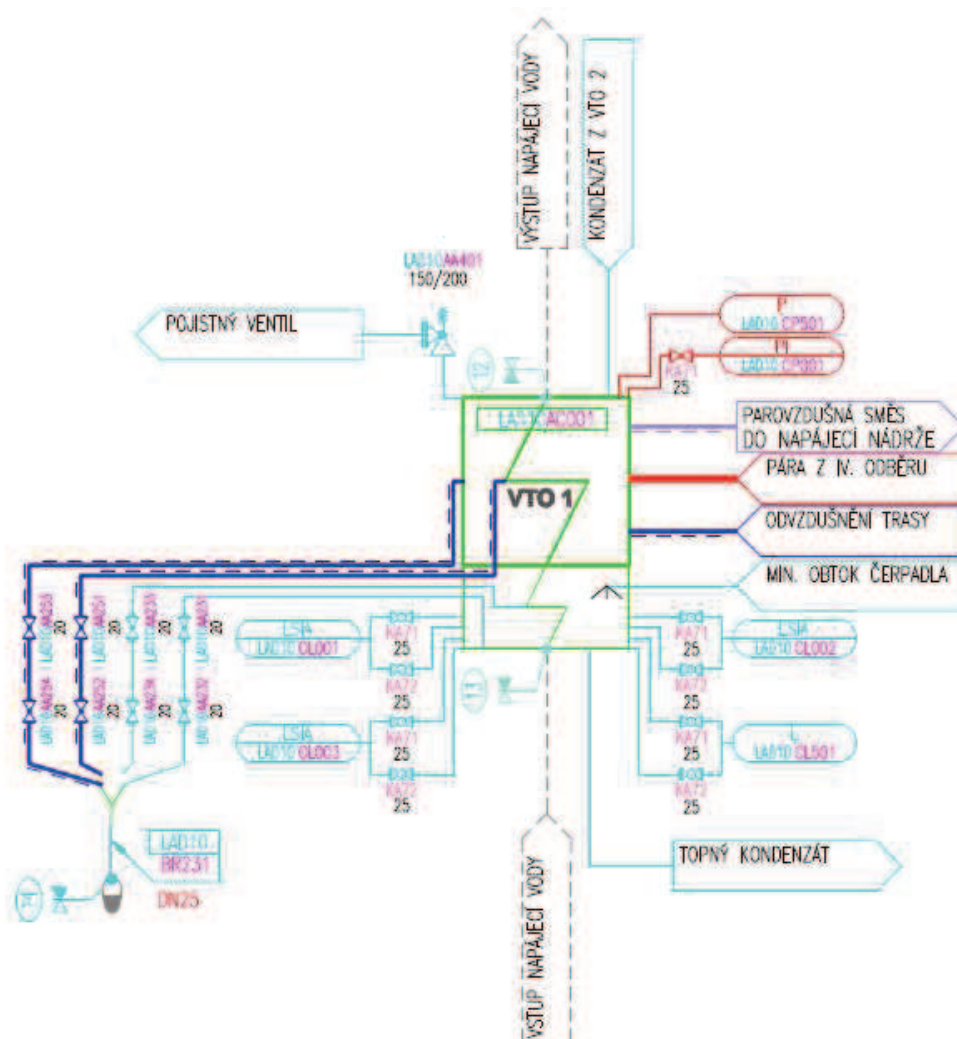
V případě, že vysokotlaká regenerace není v provozu, je napájecí voda vedena trasou okolo vysokotlakých ohříváků a je zavedena přímo do kotle. Při provozu vysokotlaké regenerace je napájecí voda nejprve zavedena do vysokotlakého ohříváku č. 1, kde prochází nejprve jeho podchlazovačem, poté vstupuje do samotného ohříváku. Po ohřátí napájecí vody ve vysokotlakém ohříváku č. 1, je zavedena do vysokotlakého ohříváku č. 2, kde prochází přes podchlazovač a přes vysokotlaký ohřívák. Výstupní napájecí voda je poté přiváděna do kotle, kde je ohřevem přeměněna na ostrou páru.

2.6. Vysokotlaký ohřívák č. 1 (VTO 1)

Do vysokotlakého ohříváku č. 1 je přivedena odběrová pára ze čtvrtého odběru. Na odběrovém potrubí je před vstupem do ohříváku umístěna uzavírací klapka s pohonem. Uzavírací klapka slouží jako ochrana turbíny proti vniknutí vody v případě úniku napájecí vody do prostoru vysokotlakého ohříváku. Nastane – li únik napájecí vody do VTO 1, je na ohříváku umístěn pojistný ventil, který v případě naplnění ohříváku vodou otevře a vodu odpustí do expandéru.

Kondenzací páry na teplosměnných plochách výměníku dochází k přestupu tepla z páry do napájecí vody. Topný kondenzát, který vznikl kondenzací páry je přiveden do podchlazovače, který je součástí vysokotlakého výměníku. V podchlazovači je topný kondenzát podchlazen pod mez sytosti. Topný kondenzát je z vysokotlakého výměníku zaveden do trasy hlavního kondenzátu nebo do EPK. Odvod topného kondenzátu do trasy hlavního kondenzátu je buď s pomocí zvyšovacího čerpadla, nebo samospádem, jednotlivými případy se budeme blíže zabývat v kapitole 4. Zavedení topného kondenzátu do expandéru provozních kondenzátů je využito v havarijních případech, kdy hladina ve vysokotlakém ohříváku překročí stanovené limity. Při zvýšení hladiny nad limit je otevřen regulační ventil na trase mezi VTO1 a EPK, který je umístěn před vstupem do expandéru. Před regulačním ventilem je umístěná uzavírací klapka s pohonem, pro odstavení této trasy.

Na vysokotlakém ohříváku č. 1 jsou umístěny tři hladinoměry, které měří výšku hladiny topného kondenzátu. Tři hladinoměry jsou z důvodu výběru dvou ze tří. Je zde umístěn i místní hladinoměr, pro určení hladiny přímo u ohříváku. Na ohříváku je umístěné měření tlaku, které slouží pro informaci operátorům. (obr. 2.3)



Obr. 2.3: Zapojení VTO 1

Na vysokotlakém ohříváku č. 1 jsou umístěny tři hladinoměry, které měří výšku hladiny topného kondenzátu. Tři hladinoměry jsou z důvodu výběru dvou ze tří. Je zde umístěn i místní hladinoměr, pro určení hladiny přímo u ohříváku. Na ohříváku je umístěné měření tlaku, které slouží pro informaci operátorům. (obr. 2.3)

2.6.1. Zvyšovací čerpadlo

V provozech, kde topný kondenzát nedoteče do napájecí nádrže samospádem, je využito zvyšovací čerpadlo. Před zvyšovacím čerpadlem je umístěn filtr, který zabraňuje vniknutí nečistot do čerpadla. Před a za filtrem je umístěno měření tlaku, velká tlaková ztráta na filtru indikuje jeho zanesení a je nutné ho vyčistit, či vyměnit. Uzavírací klapka před filtrem a uzavírací klapka na výtlaku čerpadla umožňuje uzavření trasy a výměnu filtru a opravy či revize čerpadla. Mezi sáním a výtlakem čerpadla je umístěna zpětná klapka, která zabraňuje čerpání topného kondenzátu z výtlaku čerpadla zpět na sání. Na výtlaku čerpadla je instalováno měření tlaku, které slouží pro informaci obsluze. Na výtláčné trase čerpadla je měření tlaku a průtoku, od průtoku je ovládán regulační ventil na minimálního obtoku. Trasa minimálního obtoku čerpadla je umístěna za měřením průtoku, na trase je uzavírací klapka pro odstavení potrubí minimálního obtoku.

Zvyšovací čerpadlo nemá frekvenční měnič, proto nemůže být průtok topného kondenzátu regulován pomocí otáček čerpadla. Průtok topného kondenzátu je regulován regulačním ventilem, který je řízen signálem od hladinoměru, umístěných na VTO1. Specifikace zvyšovacího čerpadla je uvedena v kapitole 4.

2.7. Vysokotlaký ohřívák č. 2 (VTO 2)

Do vysokotlakého ohříváku č. 2 je přivedena odběrová pára z pátého odběru. Na odběrovém potrubí je před vstupem do ohříváku umístěna uzavírací klapka s pohonem. Uzavírací klapka slouží jako ochrana turbíny proti vniknutí vody, v případě úniku topné vody do prostoru vysokotlakého ohříváku. Nastane – li únik topné vody do VTO 2, je na ohříváku umístěn pojistný ventil, který v případě naplnění ohříváku vodou otevře a vodu odpustí do expandéru.

Pára z odběru ve vysokotlakém ohříváku č. 2 kondenzuje na teplosměnných plochách a předává tak teplo napájecí vodě. Topný kondenzát, který vznikne kondenzací páry, stéká na dno vysokotlakého ohříváku. Hladina topného kondenzátu je měřena čtyřmi hladinoměry. Jeden hladinoměr je místní, který ukazuje hodnotu přímo na ohříváku. Zbylé tři hladinoměry jsou využity pro výběr dvou ze tří. Na základě měření od třech hladinoměru je ovládán regulační ventil, který je umístěn na trase propojující VTO 2 s VTO 1. Regulační ventil reguluje průtok a přepouštění topného kondenzátu z vysokotlakého ohříváku č. 2 do vysokotlakého ohříváku č. 1. Na této propojce je umístěno měření pro informaci obsluhy.

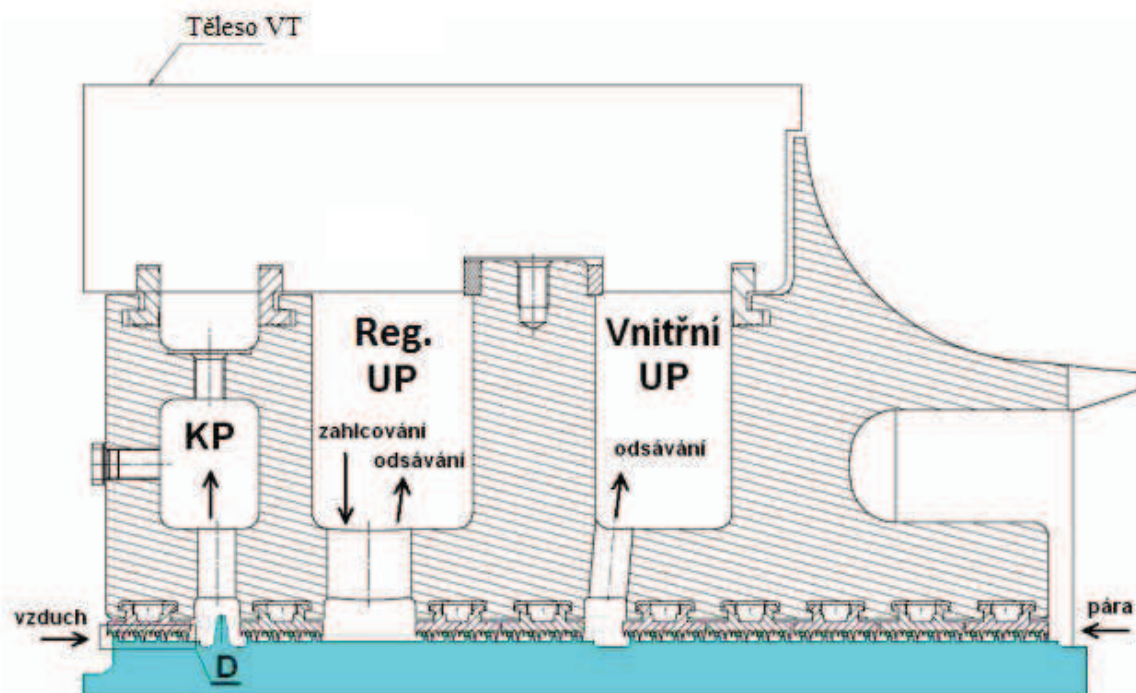
2.8. Systém komínkové a ucpávkové páry

Systém komínkové a ucpávkové páry zabraňuje úniku páry z turbíny kolem hřídele (v místech, kde je přetlak) a vniknutí vzduchu do turbíny kolem hřídele (v místech, kde je podtlak). Unikající pára z turbíny v místě, kde je přetlak, se může podél hřídele dostat až do ložiskových stojanů a do olejového systému, tím se výrazně zhorší kvalita oleje. Vzduch, který by po hřídeli pronikal do turbíny v místech, kde je podtlak, by rušil kvalitu vakua a snižoval účinnost cyklu. Izolace parního prostoru v turbíně od okolního vzduchu je velice důležitá a je tedy nutné zajistit bezchybné fungování systému komínkové a ucpávkové páry.

Pro snížení průtoku páry kolem hřídele turbíny jsou instalovány labyrintové ucpávky. Labyrintové ucpávky jsou tvořeny tenkými břity, které rozdělují prostor mezi rotorem a statorem turbíny na několik malých prostorů. Pára musí projít úzkou štěrbinou tvořenou břitem a v prostoru mezi břity expanduje, tímto je snižováno průtočné množství páry.

Ucpávky jsou rozděleny do tří sekcí v přední části turbíny a dvou sekcí v zadní části turbíny. Uspořádání sekcí v přední části je uvedeno na obr. 2.4, jsou zde dva okruhy systému ucpávkové páry: vnitřní systém ucpávkové páry, tvořený vnitřní sekcí ucpávek v přední části turbíny a systém ucpávkové páry s regulovaným tlakem, tvořený druhou sekcí ucpávek v přední části turbíny a vnitřní (první) sekcí v zadní části turbíny. Systém komínkové páry je tvořen vnějšími sekcemi ucpávek v přední i zadní části turbíny.

V přední části turbíny, kde je přetlak, projde určité množství páry přes vnitřní sekcí ucpávek, odkud je pára odsávána do III. odběru, část páry prochází ucpávkami dál, až do prostoru ucpávkového systému s regulovaným tlakem na 1,02 bar (a). V systému ucpávkové páry s regulovaným tlakem je část páry odsávána a zbytek páry uniká přes labyrinty do systému komínkové páry. V systému komínkové páry je tlak nižší než atmosférický (0,98 bar (a)), proto je do něj odsávána veškerá zbylá pára z labyrintových ucpávek spolu se vzduchem ze strojovny. Tímto je zabráněno úniku páry z turbíny kolem hřídele a zamezeno možnému průniku páry do olejového systému.



Obr. 2.4: Sekce ucpávek u přední části turbíny [12]

V zadní části turbíny, kde je podtlak, jsou labyrintové ucpávky zahlcovány ucpávkovou párou s regulovaným tlakem 1,02 bar (a). Část páry prochází přes labyrinty do turbíny a část páry je přes vnější ucpávky odsávána systémem komínkové páry, kde je tlak 0,98 bar (a). Do systému komínkové páry je tedy odsávána jak část ucpávkové páry, tak vzduch ze strojovny. Tímto je zabráněno vniknutí vzduchu do turbíny.

2.8.1. Vnitřní okruh systému ucpávkové páry

Vnitřní okruh systému ucpávkové páry je pouze v přední části turbíny. V tomto okruhu je odsávána pára z turbíny přes sekci labyrintových ucpávek, do III. odběru, který je určen bilančním schématem. Na trase vnitřní ucpávkové páry vedoucí do třetího odběru je umístěn uzavírací ventil, který je uzavřený v době najíždění, aby nedocházelo k tepelnému ovlivňování tělesa turbíny zahlcovací párou. Před ventilem je umístěná zpětná klapka, ta zabraňuje nežádoucímu proudění páry z odběru do náhradní trasy vedoucí do EPK v době přerazování mezi provozní trasou do III. odběru a náhradní trasou do EPK.

V případě, že není III. odběr v provozu, je uzavírací ventil na hlavní trase uzavřen a systém vnitřní ucpávky je zaveden náhradní trasou do expandéru provozních kondenzátů. Před vstupem do expandéru je na trase umístěna škrťící clona, která vzdouvá tlak. V expandéru je nízký tlak, který by byl i v náhradní trase ucpávkové páry, kdyby nebyla použita clona. V tom případě by musela být dimenze potrubí obrovská, aby byly dodrženy předepsané rychlosti proudění v potrubí.

Na trase okruhu vnitřní ucpávkové páry je umístěna regulační armatura. Ta je nastavena na minimální tlak v potrubí 5 bar (a). Udržováním tohoto minimálního tlaku je zajištěna velikost axiální síly a její směr.

2.8.2. Ucpávkový okruh s regulovaným tlakem

Okruh ucpávky s regulovaným tlakem tvoří druhá sekce ucpávek v přední části turbíny a první sekce v zadní části turbíny. V ucpávkovém okruhu je regulovaný tlak držen dvěma ventily. První regulační ventil slouží pro zahlcování ucpávkového okruhu párou z redukční stanice při najíždění a provozu na nízkém výkonu. Druhý regulační ventil je určený pro odsávání přebytečné páry, která projde přes labyrintové ucpávky z vnitřního ucpávkového okruhu během provozu. Oba regulační ventily jsou řízeny od měření tlaku, které je umístěno před zadní ucpávkou. Za provozu je z přední části turbíny pára odsávána a ucpávkovým potrubím je pára vedena k zadní části turbíny, kde jsou ucpávky touto parou zahlcovány.

Za redukční stanicí je na ucpávkové trase umístěn chladič a měření teploty, které je umístěno přímo v ucpávkách. Na základě tohoto měření teploty je dávkováno množství vstříkované vody do chladiče. Před zadní ucpávkou je umístěn druhý chladič, který snižuje teplotu zadní ucpávkové páry, z důvodu ochrany rotoru proti tepelnému namáhání. Teplota ochlazené páry se musí pohybovat nad mezí sytosti pro tlak 1,02 bar (a), aby v ucpávkách nedocházelo ke kondenzaci páry. Obvykle se teplota zadní ucpávkové páry pohybuje v rozmezí 180°C – 250°C.

Přebytečná ucpávková pára je odvedena trasou do EPK. Na této trase je umístěn regulační ventil, který udržuje zadaný tlak 1,02 bar (a). Před vstupem do expandéru je škrťící clona, která vzdouvá tlak. V expandéru je nízký tlak, který by byl i v odbočkové trase ucpávkové páry, kdyby nebyla použita clona. V tom případě by musela být dimenze potrubí obrovská, aby byly dodrženy předepsané rychlosti proudění v potrubí.

2.8.3. Systém komínkové páry

Komínková pára sestává z vnějších sekcí ucpávek na obou koncích turbíny. V systému komínkové páry je udržován podtlak oproti okolnímu atmosférickému tlaku, konkrétně 0,98 bar (a). Podtlak je v systému udržován pomocí ventilátorů umístěných u kondenzátoru komínkové páry, který je blíže popsán v kapitole 2.8.4. Vlivem podtlaku je do systému komínkové páry odsáván zbytek páry, který prochází přes labyrintové ucpávky a část okolního vzduchu ze stroje. Nasávaná parovzdušná směs je nazývána komínkovou párou.

V systému komínkové páry jsou umístěna měření teploty přímo v ucpávkách, odkud je komínková pára odsávána. Toto měření slouží pro informaci obsluhy. Komínková pára je odsávána z obou konců turbíny a společnou potrubní trasou je zavedena do kondenzátoru komínkové páry.

2.8.4. Kondenzátor komínkové páry

V kondenzátoru komínkové páry dochází ke kondenzaci páry, která byla odsáta z vnějších ucpávek. Dojde tak k oddělení parní složky od nezkondenzovatelných plynů (vzduchu) obsažených v komínkové páře. Jako chladič je v kondenzátoru použita topná voda (stejná jako pro OTV 1 a OTV 2). Kondenzát vzniklý z páry je přes plovákový odvaděč odveden do expandéru provozních kondenzátů.

Tlak komínkové páry je udržován ventilátorem, který odsává nezkondenzované plyny (vzduch) z KKP. V případě poruchy kondenzátoru komínkové páry je KKP odřazený uzavíracími klapkami na vstupu parovzdušné směsi do KKP, na odvodu nezkondenzovatelných plynů (vzduchu) z KKP a jsou uzavřeny uzavírací klapky pro přívod a odvod chladičí vody. Zároveň je otevřena uzavírací klapka v obtoku KKP a komínková pára

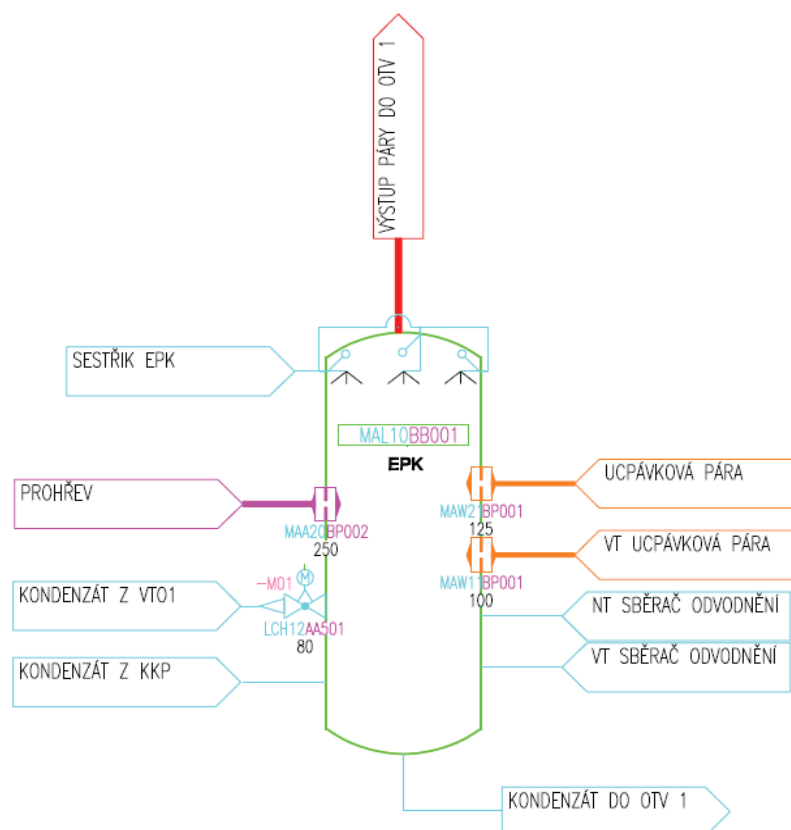
je vedena přímo do sání ventilátoru. Nezkondenzovatelné plyny (vzduch) jsou vyfoukávány do komína a dále na střechu strojovny.

2.9. Expandér provozních kondenzátů (EPK)

Expandér provozních kondenzátů je tlaková nádoba, do které je zavedena ucpávková pára, pára z prohřevu, havarijní trasa topného kondenzátu z vysokotlaké regenerace, kondenzát z komínkové páry a kondenzát z odvodnění.

V expandéru dochází k uvolnění páry z přicházejících kondenzátů a k expanzi zavedené páry na tlak stejný, jako je v ohříváku topné vody č. 1. V expandéru provozních kondenzátů je shodný tlak s OTV 1, jelikož jsou vzájemně propojeny parním potrubím. Pára vzniklá v expandéru je touto propojkou odváděna do OTV 1. Teplota výstupní páry je kontrolována teplotním čidlem, umístěným na parní trase na výstupu z EPK. Při překročení stanovené teploty jsou spouštěny sprchy umístěné v expandéru, které snižují teplotu páry. Po 20 minutách jsou tyto sprchy vypnuty a spínají opět při překročení zadané teploty.

Expandér je s ohřívákem topné vody propojen i přes vodní stranu. Kondenzát je z expandéru provozních kondenzátů zaveden do ohříváku topné vody přes sifon. Sifon zabraňuje možnému vniknutí páry do kondenzátu v ohříváku topné vody a případně i do sání kondenzátního čerpadla. (obr. 2.5)



Obr. 2.95: Zapojení EPK

2.10. By – passový kondenzátor

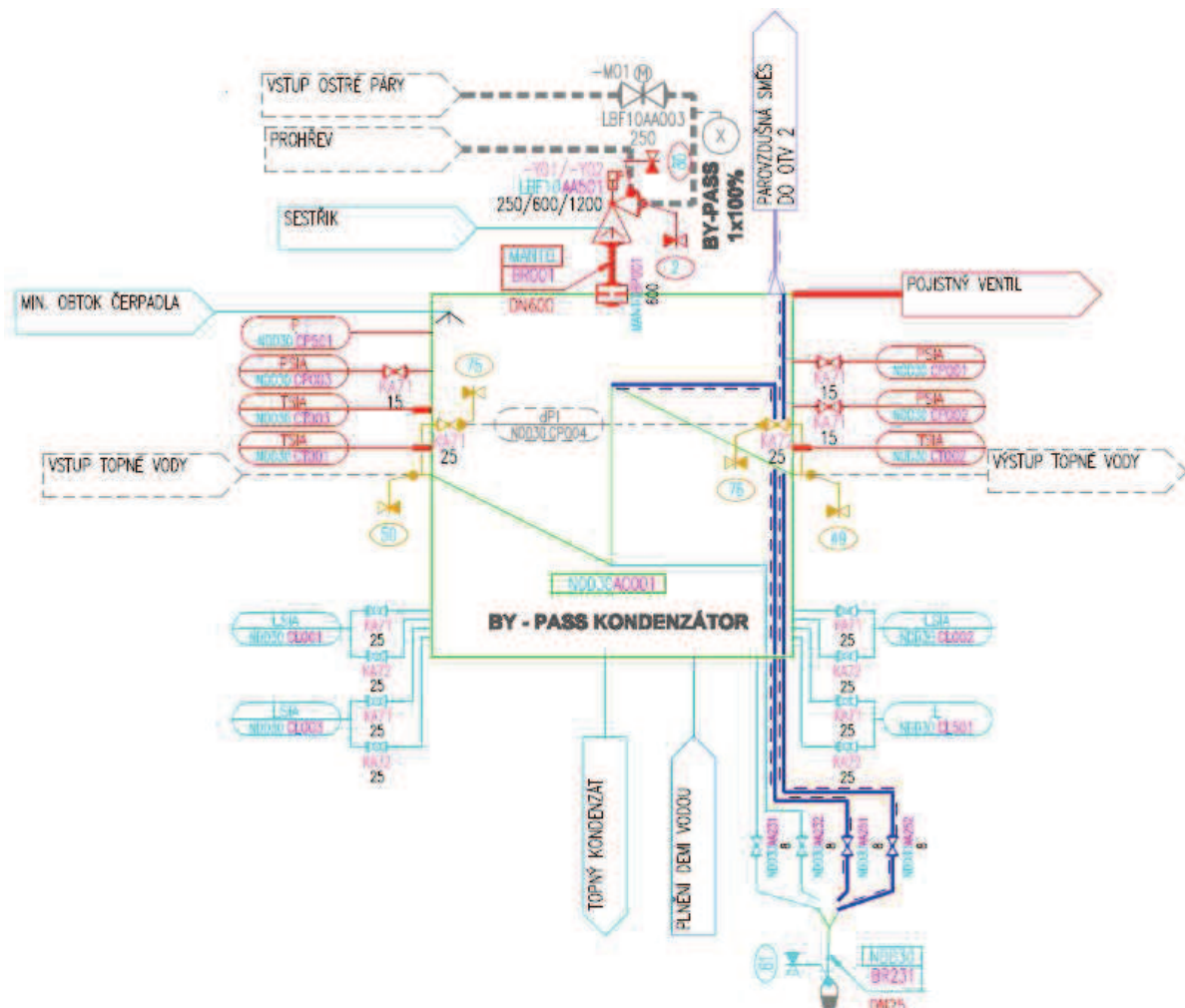
By – passový kondenzátor je kondenzátor, na jehož vstupu je umístěn by – passový ventil. By – passový ventil reguluje tlak ostré páry před sebou, součástí by – passového ventilu je

svlažovač, který snižuje teplotu ostré páry. Do svlažovače je vstříkován kondenzát z výtlaku kondenzátního čerpadla č. 5, nebo č. 3,4.

Ostrá pára z by – passu je zavedena do kondenzátoru, kde kondenzuje na teplosměnných plochách. K chlazení vstupní páry je použita topná voda (stejná jako pro OTV 1 a OTV 2), která proudí přes kondenzátor v trubkách a je kondenzací páry ohřívána. Kondenzát vzniklý z páry je z kondenzátoru odčerpáván kondenzátním čerpadlem č. 5 (bližší popis čerpadla je uveden v kapitole 2.10.2).

Na kondenzátoru jsou umístěna čtyři měření tlaku, z toho je jedno měření místní, které ukazuje tlak přímo na zařízení. Zbylé tři měření jsou využity pro systém výběru dvou ze tří. Dále jsou na kondenzátoru umístěna tři měření teploty, také pro výběr dvou ze tří. Hladina kondenzátu je měřena čtyřmi hladinoměry, jeden je místní ukazatel hladiny přímo na zařízení, zbylé tři podléhají výběru dvou ze tří. Na kondenzátoru je instalována pojistná membrána, která je by – passována pojistným ventilem. K protržení pojistné membrány dochází při překročení stanoveného tlaku, aby však nedošlo k protržení membrány při pouhém zakolísání tlaku, je na ochozu membrány umístěn pojistný ventil, který je nastaven na nižší tlakovou hladinu než membrána. Při nárůstu tlaku je nejprve otevřen pojistný ventil a při stálém růstu tlaku je teprve poté protržena pojistná membrána.

Do kondenzátoru je přivedena trasa s demi vodou. Tato trasa je využívána při spouštění, kdy je nutné všechny kondenzátní trasy zaplnit vodou. (obr.2.6)



Obr. 2.106 : Zapojení by - passového kondenzátoru

2.10.1. Provozní režimy by- passového kondenzátoru

By – passový kondenzátor lze provozovat ve více režimech. Slouží jako první ochrana kotle při výpadku turbíny, nebo při rozdílném výkonu turbíny a kotle, kdy je v kotli produkováno více páry, než je potřeba pro provoz turbíny. Další využití by – passového kondenzátoru je při najíždění turbíny, nebo může být kondenzátor využíván pro ohřev topné vody v době, kdy je turbína odstavena.

Při výpadku turbíny dochází k uzavření rychlozávěrného ventilu, pára tedy nemůže proudit přes turbínu. Uzavření rychlozávěrného ventilu je velice rychlé a kotel na toto uzavření nemůže zareagovat okamžitým ukončením výroby páry. Přebytková pára je odváděna do by – passového kondenzátoru, kde je v by – passu svlačena a následně v kondenzátoru zkondenzována.

Při rozdílném výkonu kotle a turbíny je by – pass využíván při nadvýrobě páry, kdy kotel produkuje větší množství páry, než je spotřebováno v turbíně. Přebytková pára je odváděna přes by – pass do kondenzátoru, kde pára kondenzuje.

Při najíždění turbíny je kotlem produkováno určité množství páry, před otevřením rychlozávěrného ventilu turbíny je veškerá vyprodukovaná pára odváděna do by – passového kondenzátoru. V okamžiku, kdy je rychlozávěrný ventil otevřen a pára je do turbíny vpouštěna postupným otevíráním regulačních ventilů, je zároveň regulován průtok páry do kondenzátoru. Množství páry proudící do kondenzátoru se tak snižuje, zatímco narůstá množství páry vpouštěné do turbíny. Výhodou tohoto najíždění je, že při otevření ventilů na turbíně nedojde k výraznému tlakovému poklesu páry na kotli.

V případě, že je turbína odstavená a sníží se ohříváky topné vody spolu s nízkotlakou a vysokotlakou regenerací, je díky by – passovému kondenzátoru možné stále produkovat topnou vodu pro účely vytápění. Jako zdroj tepla je využívána ostrá pára, která je do by – passového ventilu přiváděna přímo z kotle. Ostrá pára předává teplo topné vodě, která proudí přes kondenzátor. Kondenzát vzniklý z páry je odčerpáván kondenzátním čerpadlem přímo do napájecí nádrže, která je při tomto provozním režimu natápěna parní sběrnou.

2.10.2. Kondenzátní čerpadlo č. 5

Na sání čerpadla je umístěn filtr, který čistí kondenzát od případných nečistot, na obou stranách filtru je umístěno měření tlaku. Naměřené velké tlakové ztráty na filtru je indikací jeho zanesení a je nutné filtr vyměnit či vyčistit. Uzavřením klapek umístěných na sání a na výtlačku čerpadla můžeme filtr vyměnit a zároveň provést údržbu na čerpadle.

Kondenzátní čerpadlo č. 5 je vybaveno frekvenčním měřičem. Do frekvenčního měniče je přiváděna informace od hladinoměrů o výšce hladiny v kondenzátoru. Na základě této informace jsou regulovány otáčky čerpadla a tím i průtok kondenzátu čerpadlem. Provoz čerpadla je kontrolován pomocí měření tlaku na sání a na výtlačku čerpadla.

Na výtlačku čerpadla je instalováno měření tlaku a měření teploty pro informaci obsluhy. Na výtlačku je dále umístěno měření průtoku, které dává informaci regulačnímu ventilu, který je umístěn na trase minimálního obtoku. Minimální obtok je veden z výtlačku kondenzátního čerpadla do by – passového kondenzátoru. Tuto trasu lze uzavřít pomocí uzavírací klapky. Z výtlačku čerpadla je odebírán kondenzát pro svlačovač by – passového ventilu, na tomto potrubí je umístěna zpětná klapka zabraňující opačnému proudění pro případ, že je svlačovač napájen jiným čerpadlem. Před svlačovačem je umístěno měření průtoku, tlaku a také filtr, jenž chrání trysky svlačovače proti ucpání nečistotami. Průtok kondenzátu do svlačovače je regulován regulačním ventilem, celou trasu lze uzavřít uzavírací armaturou. Z trasy vedoucí

ke svlažovači by – passového ventilu je vedena odbočka pro sestřik ostré páry před vstupem do EPK a pro sestřik v redukční stanici č. 1. Regulační klapka umístěná za touto odbočkou udržuje potřebný tlaku, nutný pro správnou funkci těchto sestřiků.

Hlavní trasa kondenzátu z výtlaku čerpadla je zavedena do trasy vedoucí do napájecí nádrže. Tuto trasu lze uzavřít pomocí uzavírací klapky s pohonem.

2.11. Parní sběrna

Parní sběrna je využívána pro natápění napájecí nádrže. Do sběrný jsou přivedeny dva zdroje páry. Prvním zdrojem je pára ze třetího odběru, který je využíván při provozu turbíny. Druhým zdrojem je ostrá pára, přivedená z redukční stanice č. 1.

Zdroj ostré páry je pro parní sběrný využíván v případech, kdy není turbína v provozu, ale přesto je potřeba topit napájecí nádrž. Ostrá pára je přiváděná z kotle přes otevřené šoupátko do redukční stanice č. 1. V redukční stanici je regulován tlak (od měření tlaku umístěného na parní sběrně) a pomocí sestřiku je snižována teplota. Množství kondenzátu dávkovaného do sestřiku je určováno na základě měření teploty, které je umístěno před vstupem páry do sběrný. Zde jsou umístěna tři měření teploty, která podléhají výběru dvou ze tří.

Z parní sběrný je pára přiváděna do napájecí nádrže. Na parní sběrně je umístěn pojistný ventil, který je otevřen při překročení zadané hodnoty tlaku. Upouštěná pára je přes reduktor hluku odváděna na střechnu strojovny.

2.12. Vývěvy

Vývěvy slouží k odsávání nezkondenzovatelných plynů ze systému. Nezkondenzovatelné plyny se hromadí v zařízeních, kde kondenzuje pára: v ohřívácích topné vody, nízkotlaké i vysokotlaké regeneraci a v by – passovém kondenzátoru. Z vysokotlaké regenerace jsou nezkondenzovatelné plyny odváděny do napájecí nádrže, odkud jsou dále odváděny pryč. Z ostatních zařízení jsou nezkondenzovatelné plyny odsávány vývěvami. Při nefunkčních vývěvách se nezkondenzovatelné plyny hromadí ve výměnících a zhoršují tak přestup tepla.

Nezkondenzovatelné plyny se mohou vyskytovat i v potrubních trasách a spotřebičích, u kterých je požadováno, aby byly zcela zaplněné pracovním médiem. Jedná se například o sání čerpadel. V těchto případech musíme trasy a zařízení odzdušnit. Odzdušnění tras a zařízení je zavedeno do tepelných výměníků, odkud jsou nezkondenzovatelné plyny odsávány vývěvami.

V zadané strojovně jsou použity vodokružné vývěvy, zálohované 2x100%. Těmito vývěvami jsou odsávány nezkondenzovatelné plyny z OTV 1 a OTV2. Trasa lze od každého ohříváku oddělit uzavíracím ventilem. Na výstupu z OTV 2 je na potrubí parovzdušné směsi umístěna škrtící clona, která vzdouvá tlak, aby v potrubí byly dodrženy předepsané rychlosti při malém DN. Z nízkotlakého ohříváku č. 1 jsou nezkondenzovatelné plyny zaváděny do OTV 2. Na této převáděcí trase je uzavírací ventil a omezovací clona, která vzdouvá tlak.

2.13. Odvodnění

Prohřev potrubí je proveden první párou, která v parovodech kondenzuje a tím předává své teplo okolnímu materiálu. Kondenzát vzniká nejen při prohřevu, ale může vznikat i za provozu v odražených částech parovodů nebo odloučením z mokré páry po expanzi v turbíně. Vzniklý kondenzát je nutné z parovodů a z turbíny odvádět pryč, jelikož

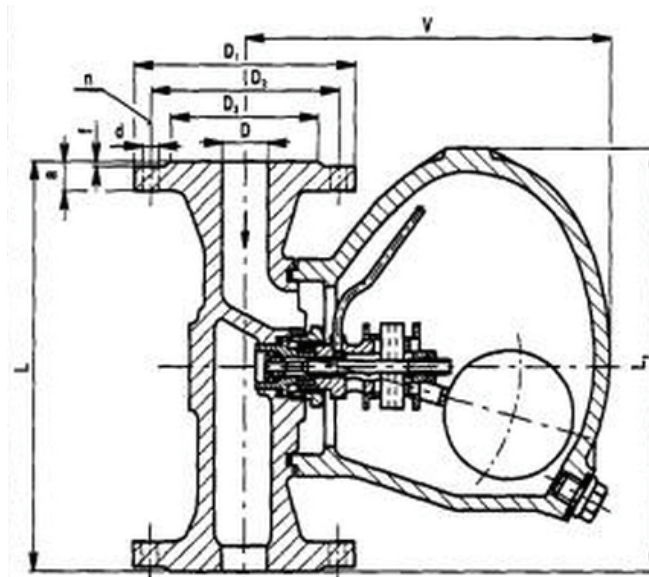
kondenzát je za provozu v těchto prostorech nežádoucí. Musíme tedy, vytipovat místa, kde se kondenzát může vyskytovat a tyto místa odvodnit.

Odvodnění je nejčastěji provedeno pomocí odvodňovacího potrubí, na kterém je napojen odvaděč kondenzátu. Těchto odvodnění je v celé strojovně několik, jsou zavedeny do sběrače kondenzátu. Ve schématu jsou jako sběrače kondenzátu určeny trasy MAL20BR001 a MAL10BR001, oba tyto sběrače jsou zavedeny do expandéru provozních kondenzátů. Typy odvodňovačů kondenzátu se volí dle potřeby použití. Nejčastěji se využívají dva typy: bimetalový odvaděč a plovákový odvaděč.

Bimetalový odvaděč kondenzátu otevírá 10 - 15°C pod teplotou sytosti odpovídající tlaku v odvodňovaném potrubí. Větev odvodnění musí být nezaizolovaná od napojení do kalníku až k trase sběrače kondenzátu z důvodu správné funkce odvaděče. Tyto odvaděče lze použít pouze, pokud je výškový spád mezi odvaděčem kondenzátu a odvodňovaným místem minimálně 2m. Pokud toto není možné z dispozičních důvodů dodržet, je vhodné použít plovákový odvaděč kondenzátu.

Plovákový odvaděč slouží pro odvod kondenzátu bez nutnosti vytvoření vodního sloupce před odvaděčem (Obr. 2.7). Nevzniká tak nebezpečí odvaření nahromaděného kondenzátu před odvaděčem při náhlém poklesu tlaku v odvodňovaném potrubí. Plovákový odvaděč je vhodný pro odvodnění potrubí v oblasti mokré páry a potrubí za vstříkem.

Před zvoleným typem odvodňovače je vždy umístěna uzavírací armatura pro uzavření trasy s odvaděčem. Tato trasa je paralelní s trasou přímého odvodnění, která je určena pro odvodňování při najíždění strojovny, kdy je množství vzniklého kondenzátu velké při nízkém tlaku, na což nejsou odvodňovače dimenzovány. Přímá trasa odvodnění je opatřena jednou uzavírací armaturou pro uzavření trasy a jedním regulačním ventilem. Regulační ventil slouží jako stavitelná clona pro omezení průtoku obtokovou trasou.



Obr.2.13: Konstrukce plovákového odvaděče kondenzátu [8]

Sběrače kondenzátu rozlišujeme dvojího typu, jsou sběrače vysokotlaké (VT), kam je napojeno odvodnění z tras s provozním tlakem nad PN40, a nízkotlaké (NT) sběrače, kde jsou připojena odvodnění od potrubních tras s provozním tlakem nižším než PN40. Oba sběrače vedou do expandéru provozních kondenzátů, kde je VT sběrač napojen pod NT sběračem. Jednotlivá odvodnění jsou do sběrače napojena tak, aby odvodnění s nejvyšším provozním

tlakem bylo nejvzdálenější od expandéru. Světlost sběrače musí být dostatečná, aby tlak v něm byl nižší, než v tlakově nejnižší odvodňovací trase do něj zapojené, při všech zároveň otevřených odvodněních.

2.13.1. Předpokládané umístění odvodnění

Nejvíce kondenzátu vzniká při prohřevu celého zařízení. Při určování předpokládaných míst, kde bude nutné odvodnění, začneme u prohřevů ostrou parou. Odvodnění bude umístěno na potrubí prohřevu vedoucího z ventilové komory (odvodnění č. 1), další odvodnění na ostré páře bude před redukční stanicí č. 1 (odvodnění č. 3), přes kterou přivádíme páru na zahlcení ucpávek. Odvodnění turbíny probíhá v prostoru za A – kolem (odvodnění 4), kondenzát, který vzniká v mezilopatkových stupních, je sveden do odběrů, které jsou vedeny spodem od turbíny, a poté se toto potrubí zvedá nahoru k ohřívákům. V těchto ohybech nalezneme nejnižší místo, kam bude kondenzát stékat, proto zde umístíme další odvodnění (5, 7, 10, 14, 16). Na odběrových potrubích bude umístěno ještě další odvodnění a to před vstupem do ohříváků, dispozičně může být napojení na ohřívák řešeno tak, že na potrubí opět vznikne ohyb s nejnižším místem, kde může zůstat kondenzát (odvodnění 6, 8, 11). U odběru číslo III jsou navržena dvě odvodnění (14,15), před a za uzavíracími klapkami. Jelikož klapka je umístěna horizontálně, očekáváme, že se před i za ní může objevit kondenzát. Odvodnění vysokotlaké ucpávky (9) plyne z možného dispozičního řešení. Na trase systému ucpávkové páry s regulovaným tlakem máme umístěny dva chladiče, které do páry vstříkují vodu, za těmito vstříky musíme použít plovákový odvodňovač. Další odvodnění (17) na regulované ucpávce je před regulačním ventilem na společné trase přední a zadní ucpávky, toto odvodnění je svedeno do společné trasy s odvodněním číslo 13. Na této ucpávce je ještě odvodnění (18) za redukční stanicí, toto odvodnění má společnou trasu jako odvodnění číslo 12. Odvodnění 17 a 18 jsou zde z důvodů dispozice, kde se v místě odvodnění nachází nejnižší místo trasy. Poslední odvodnění (20) je umístěno na parní sběrně, kde může vznikat kondenzát při prohřevu.

Kromě již uvedených odvodnění z regulované ucpávky budou všechny navržené odvodňovače bimetalové. Odvodnění číslo 1 a 4, tedy odvodnění z prohřevu ventilové komory a odvodnění z turbínového prostoru za A – kolem, budou svedena do vysokotlakého sběrače. Všechny ostatní odvodnění jsou svedena do nízkotlakého sběrače a seřazena od nejvyššího provozního tlaku po nejnižší. Odvodnění 3 a 20, tedy z prohřevu potrubí ostrou parou a z parní sběrně, která také může být topena ostrou parou, jsou odvedena do atmosférického EPK, jelikož v době prohřívání těchto tras nemusí být ještě klasické EPK v provozu. Atmosférický expandér provozního kondenzátu funguje na stejném principu jako klasický expandér, jen je zde pára vypouštěna do atmosféry a vzniklý kondenzát jde do kanálu.

3. Dimenzování potrubních tras

V této kapitole je uveden výběr vhodného materiálu a volba DN spolu s pevnostním výpočtem tloušťky potrubí.

Volba vhodného materiálu je důležitá z hlediska bezpečnosti. Zvolený materiál musí odpovídat maximální provozní teplotě a mít zaručené vlastnosti po celou dobu své životnosti.

Dimenzování potrubí je zásadní vzhledem k dispozičnímu řešení strojovny. Již v prvotním návrhu musí být DN vhodně zvoleno, zvětšování dimenze v průběhu realizace projektu je nežádoucí kvůli možným kolizím s okolními trubkami, či zařízeními.

Na základě vhodně zvoleného materiálu, průměru potrubí a tloušťka stěny potrubí, je proveden pevnostní výpočet potrubí. Výpočtem je určeno, zda je zvolené potrubí vyhovující z hlediska bezpečnosti.

3.1. Výběr vhodného materiálu

Navrhované schéma je určeno jako projekt strojovny pro teplárnu, kde při spalování dřevní štěpky vzniká v kotli přehřátá pára. Přehřátá pára, která má teplotu 540°C a tlak 11 MPa vstupuje na turbínu a dále proudí do dalších potrubí. Tyto potrubní trasy musí být vyrobeny z vhodného materiálu, který vydrží jak teplotní, tak tlakové namáhání od proudící páry. Stejně je tomu u potrubních tras, kde proudí kapaliny jak o vysokém tlaku, tak i teplotě.

Zvolený materiál musí být odolný vůči erozi korozi, kdy proudící kapalina způsobuje erozi materiálu. Tedy jeho rozrušování a následně korozi, při které dochází k úbytku materiálu na vnitřních stranách trubek. Dále musí mít materiál stálé vlastnosti i při dlouhodobém působení vysokých teplot a tlaků, s tímto souvisí creep materiálu a jeho životnost. Je - li materiál dlouhodobě vystaven vysokým teplotám, dochází k jeho relaxaci a následně ke creepu, musíme tedy zvolit materiál, u kterého je creep, tedy tečení, co nejmenší a zároveň životnost co největší. Další kritériem pro výběr vhodného materiálu je samozřejmě také jeho dostupnost a cena.

V praxi se nejčastěji používají na výstavbu strojoven, kde se pracuje s cyklem pára – voda materiály určené pro tlakové nádoby a potrubí. Konkrétně se používá černá ocel s označením P235GH, 16Mo3, 10CrMo9-10, X10CrMoVNb9-1, dále nerezavějící ocel X6CrNiTi18-10 a 20MnMoNi4-5.

Nejširší uplatnění z uvedených materiálů má P235GH, jehož použití je vhodné až do provozní teploty 450 °C, nad touto teplotou už je vhodné použít odolnější materiál 16Mo3, který má zaručené vlastnosti do 500 °C. U potrubních tras s pracovní teplotou do 550 °C, použijeme materiál 10CrMo9-10, jestliže je teplota až do 600 °C, pak bude použit materiál X10CrMoVNb9-1. Pro nerezavějící oceli X6CrNiTi18-10 a 20MnMoNi4-5 je doporučeno použití do 400 °C. Meze pevnosti materiálů pro různé teploty jsou uvedené v tabulkách, které jsou k nahlédnutí v přílohách číslo 3, 4 a 5 této práce.

Materiál X10CrMoVNb9-1 je ve schématu použit na potrubí ostré páry, které vede k ventilové komoře turbíny. Stejný materiál je použit pro potrubí ostré páry před redukčními stanicemi číslo 1 a 2.

Systém ucpávkové páry, je celý vyroben z materiálu 16Mo3, protože teplota páry dosahuje až k hodnotě 500 °C. Všechny ostatní parní trasy budou vyrobeny z nejpoužívanějšího materiálu P235GH.

Kondenzátní trasy, které slouží k doplňování demí vody do ucpávek čerpadel a trasy pro plnění celého systému demí vodu, budou vyrobeny z X6CrNiTi18-10. Pro ostatní trasy, v kterých proudí kondenzát, napájecí voda, nebo jiná vodní náplň je použit materiál P235GH.

3.2. Dimenzování potrubí

Dimenzováním potrubí se rozumí volba světlosti potrubí a tloušťka stěny. Světlost potrubí navrhujeme tak, aby rychlost v potrubí odpovídala standardním rychlostem pro dané médium. Tloušťka stěny vychází z pevnostních výpočtů, které udává norma ČSN EN 13480-3.

3.2.1. Návrh správného DN

Definice DN podle ČSN EN ISO 6708 zní: *Je to číselné označení rozměru části potrubního systému používané pro referenční účely; označení se skládá z písmen DN, za kterými následuje bezrozměrné celé číslo vztahující se nepřímo k fyzikálnímu připojovacímu rozměru vnitřního nebo vnějšího průměru v milimetrech.*

Správná volba DN spočívá především v tom, aby v dimenzovaném potrubí byla odpovídající rychlost proudícího média.

Při výpočtu a návrhu správného DN budeme vycházet z rovnice kontinuity (3.2.1.1), ve které známe hmotnostní průtok potrubím \dot{m} , doporučenou rychlost proudění w a hustotu ρ určíme podle typu a parametrů dopravovaného média.

$$\dot{m} = w \dot{m} S \quad (3.2.1.1)$$

Doporučené rychlosti uvnitř potrubí, podle typu dopravovaného média jsou uvedené v následující tabulce 3.1.

Typ proudícího média	Rychlost m/s	Typ proudícího média	Rychlost m/s
Ostrá pára	45	Kaskáda kondenzátu přes regulační ventil	1
Vratná pára	50	Kaskáda kondenzátu přes sifon	0,5
Přihřátá pára	50	Kondenzát pro vstřiky	2,5
Ucpávková pára	25	Chladicí voda věžová	2
Komínková pára	20	Výtlač napájecích čerpadel	4
Odběry páry	50	Oběhová voda	2
Pára ostatní	50	Sání čerpadel	0,7
Výstup do kondenzátoru	120	Výtlač čerpadel	2,5

Tabulka 3.1: Doporučené rychlosti pro uvedená média v potrubí

Úpravou rovnice (3.2.1.1) získáme (3.2.1.2), pro výpočet průřezu S .

$$S = \frac{\dot{m}}{w \rho} \quad (3.2.1.2)$$

$$S = \frac{\pi d^2}{4} \quad (3.2.1.3)$$

Dosadíme (3.2.1.3) do (3.2.1.2) a upravíme pro výpočet průměru d :

$$d = \sqrt{\frac{4 \dot{m}}{w \rho \pi}} \quad (3.2.1.4)$$

Z vypočítaného průměru potrubí určíme odpovídající velikost DN. Jako ukázkou výpočtu si uveďme návrh DN pro pátý parní odběr. V bilančního schématu je dáno, že tímto odběrem bude protékat pára o hmotnostním průtoku 3,38 kg/s. Z tabulky 3.1 určíme doporučenou rychlost pro odběrovou páru: 50 m/s. Hustotu páry určíme pomocí tabulek [10] na 8,3 kg/m³, dle teploty a tlaku uvedené v bilančním diagramu. Tyto hodnoty dosadíme do rovnice (3.2.1.4), výsledek je uveden v rovnici (3.2.1.5).

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,38}{50 \cdot 8,3 \cdot \pi}} = 0,101[m] \quad (3.2.1.5)$$

Vypočtenému průměru odpovídá označení DN100, kde vnější průměr potrubí je 114,3 mm s minimální tloušťkou stěny 3,6 mm. Zda tato tloušťka bude pevnostně vyhovovat pro naše odběrové potrubí, ověříme v kapitole 3.2.2.

Po určení DN můžeme ještě zpětně vypočítat, jaká bude skutečná rychlost v navrženém potrubí. U zvoleného DN100 je vnitřní průměr 107,1 mm. Dosadíme – li tento průměr, respektive průřez o tomto průměru, do rovnice (3.2.1.6), vypočteme pak skutečnou rychlost w (3.2.1.7).

$$w = \frac{\dot{m}}{s \rho} \quad (3.2.1.6)$$

$$w = 45,17 [m/s] \quad (3.2.1.7)$$

Vypočítaná skutečná rychlost je 45,17m/s. Vzhledem k hodnotám uvedeným v tabulce 3.1, se výsledná hodnota výrazně neliší od navrhované rychlosti 50m/s. Můžeme tedy navržené DN považovat za vyhovující.

3.2.2. Návrh tloušťky potrubí

Návrh tloušťky potrubí je daný normou ČSN EN 13480-3, kde jsou uvedeny vztahy pro výpočet tloušťky přímého potrubí zatíženého vnitřním přetlakem. Minimální tloušťka přímého potrubí je určena vztahem (3.2.2.1).[11]

$$e = \frac{p_c D_0}{2 f z + p_c} \quad (3.2.2.1)$$

Kde uvedené veličiny mají následující význam:

e – minimální tloušťka stěny potrubí

p_c – výpočtový přetlak

D_0 – vnější průměr potrubí

z – součinitel hodnoty podélného svarového spoje

f – dovolené namáhání materiálu

Výpočtový přetlak nesmí být nižší, než je maximální pracovní přetlak. Obvykle se výpočtový přetlak volí o 10 – 20% větší než je hodnota maximálního pracovního přetlaku. U navrhovaného potrubí odběrové páry č. V. je maximální přetlak 2,3MPa, k této hodnotě zvolíme bezpečnou rezervu 15%, výpočtový přetlak bude mít hodnotu 2,65MPa.

V kapitole 3.2.1. byl uveden výpočet světlosti potrubí pro pátý odběr. Na základě výpočtu bylo zvoleno potrubí DN100 s vnějším průměrem 114,3 a tloušťkou 3,6 mm. V této kapitole použijeme tyto hodnoty pro pevnostní výpočet.

Součinitel hodnoty podélného svarového spoje má význam v případě použití svařované trubky, ty se obvykle vyrábějí pro DN větší než 650. V našem případě, kdy má zvolená trubka DN100, nemá tento koeficient na výpočet žádný vliv, proto jeho hodnotu zvolíme 1.

Dovolené namáhání určíme z vlastností zvoleného materiálu, pomocí rovnice (3.2.2.2). Pro páté odběrové potrubí je zvolený materiál P235GH. Dovolené namáhání f určíme výběrem nižší hodnoty z obou vypočtených hodnot v rovnici (3.2.2.2) je smluvní mez kluzu při trvalé deformaci 0,2%, pro výpočtovou teplotu 360°C. Pro materiál P235 GH je hodnota meze kluzu určená na 118,4 MPa. Dalším vstupním údajem do rovnice (3.2.2.2) je R_m , což je mez pevnosti v tahu při okolní teplotě, pro zvolený materiál P235GH je tato hodnota 360 MPa.

$$f = \min \left\{ \frac{Rp_{0,2t}}{1,5}; \frac{R_m}{2,4} \right\} \quad (3.2.2.2)$$

$$\frac{Rp_{0,2t}}{1,5} = \frac{118,4}{1,5} = 78,9 [MPa] \quad (3.2.2.3)$$

$$\frac{R_m}{2,4} = \frac{360}{2,4} = 150 [MPa] \quad (3.2.2.4)$$

Z výše uvedených rovnic plyne, že hodnota dovoleného namáhání f bude 78,9 MPa.

Dosažením všechny uvedených hodnoty do rovnice (3.2.2.1), zjistíme minimální tloušťku stěny pro výpočtový přetlak.

$$e = \frac{2,65 \cdot 114,3}{2 \cdot 78,9 \cdot 1 + 2,65} = 1,88 [mm] \quad (3.2.2.5)$$

Minimální tloušťku stěny musíme dále porovnat s analyzovanou tloušťkou stěny, což je skutečná tloušťka stěny zmenšená o přídavek na korozi c_0 a zápornou toleranci tloušťky stěny c_1 . Analyzovaná tloušťka e_a se vypočítá dle rovnice (3.2.2.6), kde e_{ord} je námi zvolená tloušťka 3,6 mm, udávaná výrobcem potrubí.

$$e_a = e_{ord} - c_0 - c_1 \quad (3.2.2.6)$$

Přídavek na korozi se musí započítávat v případech, ve kterých můžeme očekávat korozi potrubí. Při proudění kapalin potrubím se často setkáváme s takzvanou erozní korozi, kdy vlivem proudění média dochází k rozrušování materiálu – erozi. V těchto narušených místech dochází ke korozi materiálu a k jeho odplavování kapalinou pryč. V těchto místech se tloušťka stěny postupně zmenšuje. V našem případě, pátým odběrovým potrubím proudí přehřátá pára, u které můžeme erozní korozi předpokládat. Přídavek na korozi bude mít v tomto případě hodnotu 1 mm. Kdyby potrubím proudila pouze přehřátá pára, byl by přídavek na korozi 0,5 mm.

Koeficient c_1 představuje zápornou toleranci tloušťky stěny, který se uvádí jako absolutní hodnota. Tento koeficient je buď uváděný výrobcem potrubí, nebo jej lze dohledat v příslušné normě. Záporný přídavek se určuje v závislosti na vnějším průměru a také na poměru mezi zvolenou tloušťkou a vnějším průměrem, tento vztah je uveden v tabulce 3.2.

Vnější průměr	Mezní úchytky tloušťky stěny pro poměr T/D			
	$\leq 0,025$	$> 0,025$ $\leq 0,05$	$> 0,025$ $\leq 0,1$	$> 0,1$
$D \leq 219,1$	$\pm 12,5 \%$ nebo $\pm 0,4 \text{ mm}$ (zvolte větší hodnotu)			
$D > 219,1$	$\pm 20 \%$	$\pm 15 \%$	$\pm 12,5 \%$	$\pm 10 \%$

Tabulka 3.2: Doporučený záporný přírůstek tloušťky [9]

V tabulce 3.2 jsou uváděná procenta počítána z navrhované tloušťky, v našem vzorovém příkladu je to 3,6 mm. Pakliže chceme z uvedené tabulky 3.2 zjistit hodnotu záporného přírůstku, musíme vypočítat poměr zvolené tloušťky stěny k vnějšímu průměru, dle rovnice (3.2.2.7).

$$\frac{t}{D} = \frac{3,6}{114,3} = 0,0314 \quad (3.2.2.7)$$

Vnější průměr je menší než 219,1 mm, platí proto případ, že záporný přírůstek bude činit 12,5 % z navrhované tloušťky stěny, nebo 0,4 mm. V rovnici (3.2.2.8) je vypočteno 12 % z 3,6 mm.

$$3,6 \cdot 0,125 = 0,45 \text{ [mm]} \quad (3.2.2.8)$$

Z uvedené rovnice (3.2.2.8) je patrné, že záporný přírůstek bude mít hodnotu 0,45 mm.

Nyní můžeme všechny hodnoty dosadit do rovnice (3.2.2.6) a vypočítat analyzovanou tloušťku e_a .

$$e_a = 3,6 - 1 - 0,45 \quad (3.2.2.9)$$

$$e_a = 2,15 \text{ [mm]} \quad (3.2.2.10)$$

Porovnáme – li analyzovanou tloušťku s tloušťkou minimální, zjistíme, že analyzovaná tloušťka je větší, což je správně.

$$e_a > e \quad (3.2.2.11)$$

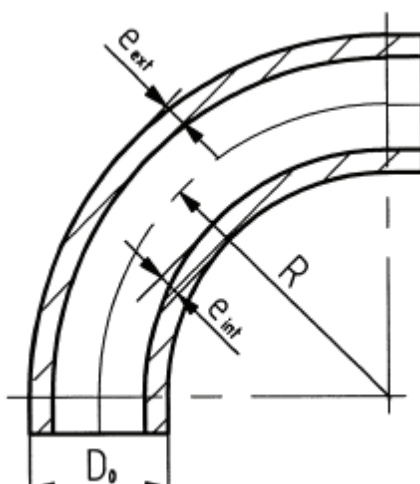
$$2,15 > 1,88 \quad (3.2.2.12)$$

Další kontrola správnosti výpočtu je přes výpočet dovoleného maximálního tlaku. Vypočteme ho pomocí rovnice (3.2.2.13), která vychází z rovnice (3.2.2.1), do které místo minimální tloušťky e dosadíme tloušťku analyzovanou e_a .

$$p_{dov} = \frac{2 e_a f z}{D - e_a} \quad (3.2.2.13)$$

$$p_{dov} = \frac{2 \cdot 2,65 \cdot 78,9 \cdot 1}{114,3 - 2,15} = 3,72 \text{ [MPa]} \quad (3.2.2.14)$$

I tato kontrola vyšla správně, dovolený tlak je vyšší, než tlak výpočtový, který měl hodnotu 2,65 MPa.



Obr. 3.1: Tloušťky stěn v ohybu potrubí

Zbývá ještě vyřešit otázku, zda zvolená tloušťka bude vyhovující i v ohybech potrubí. Nejvíce namáhaná je vnitřní stěna ohybu, na vnější stěně je namáhán méně. Minimální tloušťka vnitřní a vnější stěny v ohybu je počítána dle rovnic (3.2.2.15 - 3.2.2.18). Zadávané rozměry jsou znázorněny na obrázku 3.1, kde R je poloměr ohybu o hodnotě 571,5 mm, D_0 je vnější průměr ohýbané trubky (114,3 mm), e_{int} je vnitřní stěna a e_{ext} je vnější stěna.

$$e_{int} = e \frac{\frac{R}{D_0} - 0,25}{\frac{R}{D_0} - 0,5} \quad (3.2.2.15)$$

$$e_{int} = 1,9 [mm] \quad (3.2.2.16)$$

$$e_{ext} = e \frac{\frac{R}{D_0} + 0,25}{\frac{R}{D_0} + 0,5} \quad (3.2.2.17)$$

$$e_{ext} = 1,7 [mm] \quad (3.2.2.18)$$

Obě vypočítané tloušťky musí být menší, než je výše vypočtená analyzovaná tloušťka. Ta měla hodnotu 2,15 mm. Obě tloušťky v ohybu jsou tedy mnohem menší než tato tloušťka.

Závěrem shrňme provedené výpočty v kapitole 3.2. Na počátku dimenzování a volby správného potrubí byla určena dimenze podle zadaných parametrů v bilančním schématu. Na základě zvolené dimenze DN100 byla dále zvolena i tloušťka potrubí 3,6 mm, což je nejmenší možná tloušťka dodávána výrobcem potrubí. Následně bylo výpočty ověřeno, zda tato tloušťka pevnostně vyhovuje parametrům páry, která proudí pátým odběrovým potrubím. Nejprve byla vypočtena minimální tloušťka potrubí, která musí být menší než analyzovaná tloušťka, která zahrnuje korozní zmenšení a také záporný přídavek.

Dále byl z analyzované tloušťky spočítán dovolený tlak, který v tomto potrubí může být, aniž by došlo k poškození trubky. Dovolený tlak musí být vyšší, než je tlak výpočtový, čímž vzniká tlaková rezerva. Obě tyto podmínky byly splněny. Na závěr byly ještě vypočteny minimální tloušťky u ohybu potrubí, které jsou také menší než analyzovaná tloušťka potrubí.

Na základě výpočtů bylo určeno, že navržená tloušťka potrubí je vyhovující a splňuje všechny pevnostní podmínky. Dimenze pátého odběrového potrubí tedy bude DN100 s tloušťkou stěny 3,6 mm. Uvedeným způsobem výpočtu byla nadimenzována všechna potrubí ve schématu, navržená DN jsou vždy uvedena pod KKS kódem příslušné trasy.

4. Specifikace zvyšovacího čerpadla topného kondenzátu VTO

Zvyšovací čerpadlo je určeno k čerpání topného kondenzátu z vysokotlakého ohříváku do napájecí nádrže. Charakteristika čerpadla je dána dopravní výškou v závislosti na průtoku. Pro určení charakteristiky čerpadla musíme znát průtok (ten je dán bilančními schémata) a dopravní výšku, která bude vypočítána v této kapitole. Dopravní výška se určí z výpočtu tlakových ztrát v potrubních trasách na sání a na výtlaku čerpadla, dále jsou do výpočtu dopravní výšky zahrnuty provozní tlaky v obou nádržích a také dispoziční uspořádání.

Teplárna je provozována v několika režimech, které jsou popsány bilančními schémata, pro každé bilanční schéma bude proveden výpočet dopravní výšky zvyšovacího čerpadla. Na základě výpočtů bude určen vhodný typ čerpadla a také bude rozhodnuto, v jakých režimech provozu bude čerpadlo pracovat.

4.1. Tlaková ztráta v potrubí

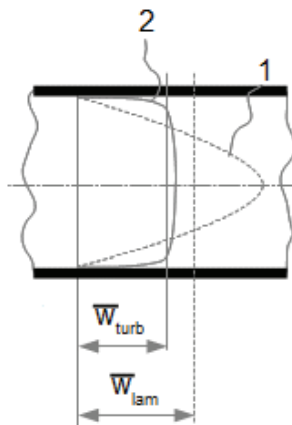
Při výpočtu tlakových ztrát je důležité znát dispoziční umístění čerpadla vůči nádrži, ze které je kapalina čerpána a také vzhledem k nádrži, kam má být kapalina dopravována. Tyto informace byly poskytnuty oddělením dispozic ve společnosti Doosan Škoda Power, kde byla na základě vypracovaného schématu navržena reálná dispozice celé strojovny. Z dispozice strojovny můžeme odečíst skutečné výškové rozdíly mezi nádržemi a také délky potrubí, potřebné pro výpočet tlakových ztrát.

Médium protékající potrubím má při proudění určitou energii a tlak. Dané médium se při průtoku potrubím tře o stěny trubky. Kinetická energie se přeměňuje na energii tepelnou. Dochází k tlakovým ztrátám a to především ke ztrátám dynamického tlaku.[5]

U tlakových ztrát vzniklých prouděním média v potrubí rozlišujeme ztráty dvojího druhu a to ztráty vlivem tření o stěny trubky a takzvané ztráty místní, které jsou způsobeny průtokem média přes ohyby potrubí, kolena, armatury, zúžení, či rozšíření potrubí, nátok do nádrže atd.

4.1.1. Tlaková ztráta třecí

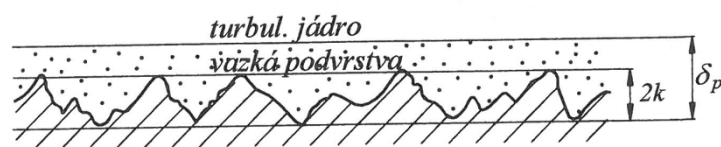
Velikost třecí ztráty je závislá na povrchu potrubí, kterým médium protéká. Při průtoku kapaliny můžeme předpokládat rychlostní profil média na základě typu proudění, zda je laminární, přechodové, nebo turbulentní. Při laminárním proudění je rychlostní profil parabolický, u turbulentního proudění je rychlostní profil oproti laminárnímu v ose potrubí více zarovnaný, až téměř hranatý, dle obr. 4.1.



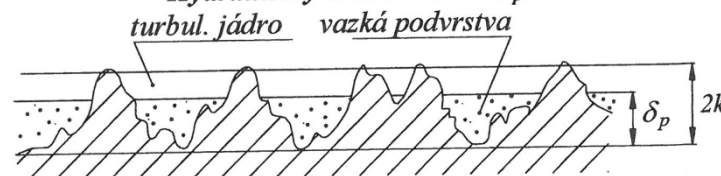
Obr. 4.1: Rychlostní profil v trubce kruhového průřezu
1 – laminární profil, 2 – turbulentní profil [1]

Při okraji potrubí se vytváří tenká mezní vrstva, ve které je rychlost nulová. V souvislosti s touto vrstvou můžeme rozlišovat hydraulicky hladké a hydraulicky drsné potrubí. Při bližším prozkoumání potrubí pod mikroskopem, můžeme na povrchu materiálu vidět nerovnosti, které určují drsnost potrubí. U hydraulicky hladkého potrubí, se všechny tyto nerovnosti schovávají do mezní vrstvy, respektive výška nerovností je menší, než tloušťka mezní vrstvy. Drsnost potrubí tedy nebude mít na hydraulické ztráty významný vliv, jelikož odporový součinitel je malý. U hydraulicky drsného potrubí je tomu naopak. Nerovnosti určující drsnost potrubí jsou větší než je mezní vrstva protékajícího média a z této vrstvy vystupují a tudíž více ovlivňují proudění kapaliny. Odporový součinitel je v tomto případě pochopitelně větší než u hydraulicky hladkého potrubí. Rozdíl mezi hydraulicky hladkým a hydraulicky drsným potrubím je patrný i z obrázku 4.2.

Hydraulicky hladká stěna: $\delta_p > 2k$



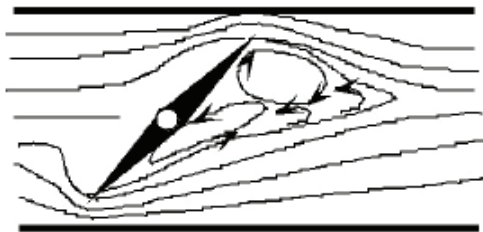
Hydraulicky drsná stěna: $\delta_p < 2k$



Obr. 4.2: Profil stěny hydraulicky hladké a hydraulicky drsné[5]

4.1.2. Tlaková ztráta místní

Místní ztráty v potrubí vznikají v případě, kdy proud musí překonat překážku, která zdeformuje rychlostní profil. Při obtékání této překážky se proudění odtrhává od stěny potrubí a za překážkou mohou vznikat úplavové víry a turbulence, což představuje určité ztráty. Příklad překážky, způsobující lokální ztráty je na obr. 4.3, kde je v potrubí umístěna klapka.



Obr. 4.3: Obtékání klapky [2]

4.1.3. Třecí ztráta v sacím potrubí

Před provedením výpočtu tlakové ztráty si nejprve sumarizujeme základní informace, které máme k dispozici jak pro potrubí, tak pro protékající médium. Potrubní trasa má velikost DN80, vnější průměr potrubí je 88,9mm s tloušťkou stěny 3,2 mm. Materiál potrubí má označení dle EN ISO P235GH, což je ocelová bezešvá trubka pro tlakové nádoby a zařízení.

Výpočet bude proveden pro provoz teplárny na 30% nominálního výkonu. Při tomto provozu je průtok kondenzátu 0,824 kg/s, protékající kondenzát má teplotu 122,25 °C při 0,279 MPa.

Z uvedených parametrů byly dopočítány další vstupní parametry, na základě kterých bude vypočtena tlaková ztráta. Pro lepší přehlednost jsou všechny vstupní hodnoty uvedeny v následující tabulce 4.1.

Název	Hodnota	Jednotky
Vnější průměr trubky D_v	0,0889	m
Tloušťka stěny t	0,0032	m
Vnitřní průměr D	0,0825	m
Průřez potrubí S	0,005345616	m^2
Průtok potrubím Q	0,8245	Kg/s
Hustota vody	941,4	kg/m^3
Kinematická vazkost ν	0,00000024	m^2/s
Dynamická vazkost η	0,000227	kg/ms

Tabulka 4.1: Vstupní hodnoty pro výpočet tlakové ztráty v sacím potrubí

Z rovnice kontinuity (4.1.3.1) vypočítáme rychlost proudění média potrubím.

$$Q = w S \rho \quad (4.1.3.1)$$

$$w = \frac{Q}{S \rho} \quad (4.1.3.2)$$

$$w = 0,163 [m/s] \quad (4.1.3.3)$$

Pro určení typu proudění vypočteme Reynoldsovo číslo Re (4.1.3.4).

$$Re = \frac{w D}{\nu} \quad (4.1.3.4)$$

$$Re = 56\,055,85 = 5,6 \cdot 10^4 [-] \quad (4.1.3.5)$$

Laminární proudění je určeno Reynoldsovým číslem menším než 2320, nad touto hodnotou Re je proudění přechodové. Při hodnotách Re větších než 10^5 je proudění již turbulentní. Můžeme tedy konstatovat, že námi uvažovaný kondenzát bude v potrubí proudit téměř turbulentně.

Ze znalosti typu proudění budeme vycházet při následujících výpočtech. Tlakovou ztrátu určíme ze vzorce (4.1.3.6), kde je dynamický tlak násoben ztrátovým součinitelem ξ .

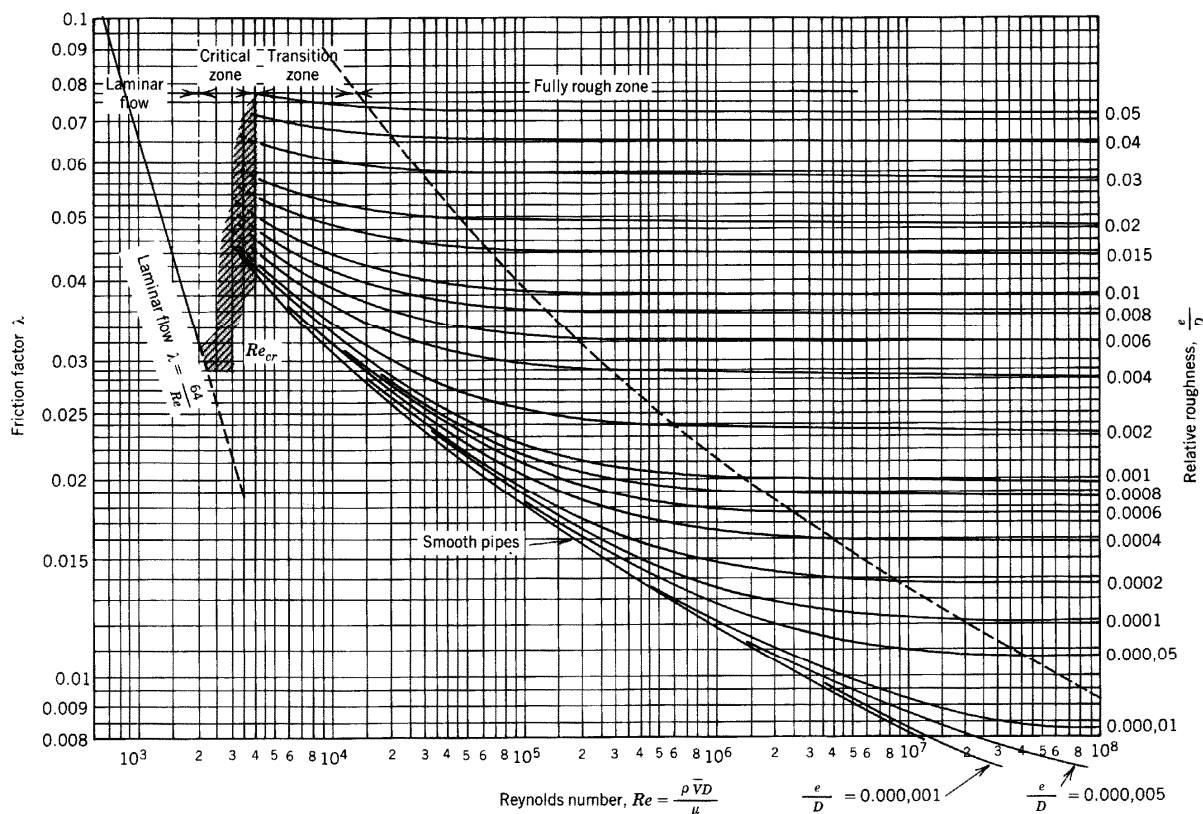
$$\Delta p_{tr} = \xi \frac{\rho w^2}{2} \quad (4.1.3.6)$$

Ztrátový součinitel ξ je určen rovnicí (4.1.3.7), kde λ je součinitel tření v potrubí, l je celková délka potrubí a D je vnitřní průměr. Rovnice pro výpočet λ se liší podle toho, zda je proudění laminární či turbulentní. Vzhledem k tomu, že v našem případě je proudění turbulentní, použijeme pro výpočet Colebrookovo – Whiteovo rovnici (4.1.3.8). [4]

$$\xi = \lambda \frac{l}{D} \quad (4.1.3.7)$$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left(\frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} + \frac{\varepsilon}{3,72 D} \right) \quad (4.1.3.8)$$

Rovnice (4.1.3.8) vychází z velkého množství dat, které byly shromážděny během několika let experimentálního měření. Nejznámější z nich prováděl Nikuradse. Na základě těchto dat vznikl Moodyho diagram obr. 4.4, ze kterého můžeme odečíst hodnotu λ (levá vertikální osa obrázku), v závislosti na velikosti Reynoldsova čísla (horizontální osa) a relativní drsnosti potrubí ε (pravá vertikální osa).



Obr. 4.4: Moodyho diagram pro určení λ [3]

Relativní drsnost potrubí je dána rovnicí (4.1.3.9), která určuje vzájemný vztah mezi absolutní drsností Δ a charakteristickým rozměrem potrubí, v našem případě světlosti potrubí D . Absolutní drsnost Δ je uvedena buď výrobcem potrubí, nebo ji lze najít v příslušné literatuře [3]. Při určování absolutní drsnosti hraje roli několik faktorů. Záleží na použitém materiálu, na způsobu jeho zpracování, na povrchových úpravách a také na stáří potrubí, respektive na opotřebování vnitřního povrchu. Čím déle se potrubí bude používat, tím víc bude drsnost narůstat vlivem eroze a koroze. V našem případě budeme uvažovat materiál P235GH, ocelovou bezešvou trubku, která bude úplně nová, nepoužitá. Absolutní drsnost tohoto potrubí bude $\Delta = 0,05 \text{ mm}$.

–

$$(4.1.3.9)$$

Součinitele tření dohledáme v literatuře zabývající se tlakovými ztrátami v potrubí. Asi nejobsáhleji se ztrátami v potrubních systémech zabýval Idelchik, v jeho knize [3] nalezneme hodnoty ztrátových součinitelů, jak pro tření v potrubí, tak pro místní ztráty. Je zde také uveden Moodyho diagram a hodnoty λ odpovídající příslušné relativní drsnosti a Reynoldsově číslu. Z těchto tabulek jsme určili hodnotu $\lambda = 0,023$.

Pro dosažení do rovnice (4.1.3.7) už zbývá pouze zjistit celkovou délku potrubí. K tomuto účelu využijeme PDMS model, ve kterém je vytvořeno reálné dispoziční uspořádání strojovny, se všemi komponentami a potrubími. V PDMS modelu si odměříme délku celého

sacího potrubí od vysokotlakého ohříváku až po zvyšovací čerpadlo, dispoziční uspořádání je uvedeno v příloze č. 6, která je součástí této práce. Výsledná délka potrubí je 28,3 m. Nyní můžeme všechny hodnoty dosadit do rovnice (4.1.3.7) a následně vypočítat tlakovou ztrátu třením dle rovnice (4.1.3.6).

$$\xi_{tř} = 0,023 \frac{28,3}{0,0825} = 7,88 \quad (4.1.3.7)$$

$$\Delta p_{tř} = \xi_{tř} \frac{\rho w^2}{2} \quad (4.1.3.6)$$

$$\Delta p_{tř} = 99,687 [Pa] \quad (4.1.3.8)$$

4.1.4. Místní ztráty v sacím potrubí

Tlakovou ztrátu způsobenou lokálními odpory, vypočítáme podle rovnice (4.1.3.6), dosazením místního ztrátového součinitele místo třecího ztrátového součinitele. Místní ztrátový součinitel je dán součtem všech místních ztrátových součinitelů od jednotlivých lokálních odporů. Jednotlivé místní ztrátové součinitele určíme z literatury zabývající se tlakovými ztrátami [3]. Pro určení všech odporů využijeme jak vytvořené schéma pára – voda, tak i model PDMS v příloze č. 6.

Ve schématu jsou zakresleny a určeny použité armatury na potrubí. Konkrétně je na sacím potrubí umístěna jedna uzavírací klapka a jeden filtr.

Další lokální odpory jsou určeny z dispozičního řešení v PDMS, z konkrétně namodelovaného potrubí můžeme zjistit počet kolen a velikost jejich ohybu. Na sacím potrubí se nachází 13 kolen, jejichž poloměr má hodnotu $1,5 \cdot \varnothing D$ a ohyb kolen je 90° . Dále se na trase sání nachází jeden T kus, kde je odbočka z trasy do expandéru provozních kondenzátů. Poslední lokální odpor je způsoben zúžením trasy na vstupu do čerpadla. Všechny lokální odpory a jejich ztrátové součinitele jsou shrnuty v následující tabulce 4.2, pro lepší přehlednost.

Lokální odpor	Počet kusů	$\xi_{místní}$	$\sum \xi_{místní}$
Koleno, 90° , 1.5D	13	0,25	3,25
Uzavírací klapka	1	0,3	0,3
Filtr	1	3	3
Tkus	2	1,2	2,4
Vstup do čerpadla	1	0,38	0,38
Celkový ztrátový koeficient $\sum \xi_{místní}$			9,33

Tabulka 4.2: Přehled všech lokálních odporů na trase sání

Známe – li všechny ztrátové součinitele lokálních odporů, můžeme vypočítat celkovou tlakovou ztrátu, která je způsobena lokálními odpory.

$$\Delta p_{místní} = \sum \xi_{místní} \frac{\rho w^2}{2} \quad (4.1.4.1)$$

$$\Delta p_{místní} = 117,88 [Pa] \quad (4.1.4.2)$$

4.1.5. Celková tlaková ztráta v sacím potrubí a tlak na sání čerpadla

Celkovou tlakovou ztrátu v sacím potrubí (4.1.4.2) získáme součtem třecí tlakové ztráty (4.1.3.8) s místní tlakovou ztrátou (4.1.4.2)

$$\Delta p_c = \Delta p_{tr} + \Delta p_{místní} \quad (4.1.5.1)$$

$$\Delta p_c = 217,57 [Pa] \quad (4.1.5.2)$$

Pro určení velikosti tlaku na sání čerpadla je nutné znát hydrostatický tlak před čerpadlem. Hydrostatický tlak určíme pomocí rozdílu výšek mezi vysokotlakým ohřívákem a zvyšovacím čerpadlem. Z dispozičního řešení strojovny byl tento rozdíl určen na 11,720 m. Hydrostatický tlak daný touto výškou je vypočten v rovnicích (4.1.5.3) a (4.1.5.4)

$$p_h = \rho g h \quad (4.1.5.3)$$

$$p_h = 108\,235,7 [Pa] \quad (4.1.5.4)$$

Výpočtový tlak ve vysokotlakém ohříváku je dle bilančního schématu 0,279 MPa. K tomuto tlaku připočteme hydrostatický tlak a odečteme celkovou tlakovou ztrátu. Tímto určíme výsledný tlak, který je na sání čerpadla (4.1.5.5), (4.1.5.6).

$$p_{sání} = p_{VTO} + p_h - \Delta p_c \quad (4.1.5.5)$$

$$p_{sání} = 387\,018,196 [Pa] = 0,387 [MPa] \quad (4.1.5.6)$$

4.1.6. Třecí ztráta ve výtlačném potrubí

Třecí ztráty vypočítáme dle výše užitých vzorců (4.1.3.1) - (4.1.3.9). Celá potrubní trasa mezi čerpadlem a napájecí nádrží se skládá ze tří různých průměrů potrubí. Čerpadlo je připojené na potrubí DN80, délka tohoto úseku je 21,5 m. Dále je toto potrubí svedeno do směšovače o průměru DN200, kde se výtlačk čerpadla připojuje na trasu hlavního kondenzátu, délka směšovače je 2,06 m. Směšovač poté přechází do potrubí hlavního kondenzátu o délce 43,32 m a rozměru potrubí DN150. Ztrátové koeficienty pro všechny světlosti potrubí určíme stejným způsobem, jakým jsme je určili pro sací potrubí. Najdeme absolutní drsnost Δv literatuře [3], ze které vypočteme relativní drsnost ε (4.1.6.1).

Pomocí relativní drsnosti a Reynoldsova čísla určíme součinitel tření λ , který dohledáme ve stejné literatuře jako absolutní drsnost.

$$\varepsilon = \frac{\Delta v}{D} \quad (4.1.6.1)$$

$$\xi = \lambda \frac{l}{D} \quad (4.1.6.2)$$

Přesné rozměry potrubí potřebné pro výpočet jsou uvedeny v tabulce 4.3, hodnoty určené z literatury [3] uvádí tabulka 4.4 spolu s hodnotami vypočtenými ze vzorců (4.1.6.1) a (4.1.6.2).

Trubka DN	Vnější průměr [m]	Tloušťka [m]	Světlost průměr [m]	Průřez [m ²]	Délka [m]
DN 80	0,0889	0,0032	0,0825	0,005345616	21,5
DN 150	0,1683	0,0043	0,1597	0,020031	2,06
DN 200	0,2191	0,0063	0,2065	0,033491	43,32

Tabulka 4.3: Rozměry potrubí výtlačku čerpadla

Název	Hodnota	Rozměr
absolutní drsnost Δ	0,05	mm
Reynoldsovo č. pro DN80	56055,8	-
Reynoldsovo č. pro DN150	362008,5	-
Reynoldsovo č. pro DN200	279964,9	-
Relativní drsnost ϵ pro DN80	0,0006	-
Relativní drsnost ϵ pro DN150	0,0003	-
Relativní drsnost ϵ pro DN200	0,0002	-
Lambda = f (Re, ϵ) DN80	0,023	-
Lambda = f (Re, ϵ) DN150	0,019	-
Lambda = f (Re, ϵ) DN200	0,019	-
Ztrátový koeficient $\xi_{třec}$ DN80	5,993	-
Ztrátový koeficient $\xi_{třec}$ DN150	5,154	-
Ztrátový koeficient $\xi_{třec}$ DN200	0,245	-

Tabulka 4.1.64: Vstupní hodnoty pro výpočet tlakových ztrát na výtlaku čerpadla

Výpočet tlakové ztráty třením v potrubí provedeme dle rovnice (4.1.6.3), do které dosadíme ztrátové koeficienty a dynamické tlaky pro jednotlivé světlosti potrubí.

$$\Delta p_{tř} = \xi_{tř} \frac{\rho w^2}{2} \quad (4.1.6.3)$$

Velikost dynamického tlaku je závislá na rychlosti proudění v potrubí, která se odvíjí od průřezu potrubí a od průtoku. V trase o rozměru DN80 bude průtok i rychlost stejná jako v sacím potrubí čerpadla. V trasách DN200 a DN150 se k tomuto průtoku přidává ještě průtok hlavního kondenzátu, se kterým musí být také počítáno. Při konkrétním výpočtu je uvažován provoz, kdy průtok hlavního kondenzátu je 11,98 kg/s. Průtoky a vypočítané dynamické tlaky pro všechny velikosti potrubí jsou uvedeny v tabulce 4.5. Zde je uvedena výsledná tlaková ztráta pro jednotlivá potrubí.

Trasa DN	Průtok[kg/s]	Rychlost[m/s]	Dynamický tlak[Pa]	$\Delta p_{třec}$ [Pa]
Průtok DN80	0,824	0,163	12,41	74,422
Průtok DN150	12,8	0,667	213,27	1099,227
Průtok DN200	12,8	0,399	76,29	18,697

Tabulka 4.1.65: Vypočtené hodnoty pro jednotlivá potrubí

Celková třecí ztráta ve výtlacném potrubí je vypočtena ve vzorci (4.1.6.4) a (4.1.6.5).

$$\Delta p_{třecí} = \Delta p_{tř DN80} + \Delta p_{tř DN150} + \Delta p_{tř DN200} \quad (4.1.6.4)$$

$$\Delta p_{třecí} = 1\,192,34 [Pa] \quad (4.1.6.5)$$

4.1.7. Místní ztráty ve výtlačném potrubí

Pro výpočet místních ztrát musíme nejprve určit ztrátové součinitele pro všechny lokální odpory: ty určíme obdobně jako u sacího potrubí, tedy z literatury [3]. Přehled všech odporů a jejich ztrátových koeficientů je uveden v tabulkách 4.6 – 4.8

$$\Delta p_{\text{místní}} = \sum \xi_{\text{místní}} \frac{\rho w^2}{2} \quad (4.1.7.1)$$

Do vzorce (4.1.7.1) dosadíme koeficienty lokálních odporů, uvedené v tabulkách 4.6-8 a dynamické tlaky příslušející jednotlivým potrubím. Dynamické tlaky použijeme stejné jako při výpočtu třecích ztrát, tedy z tabulky 4.5. Výsledné tlakové lokální ztráty jsou uvedeny v tabulce 4.9.

Lokální odpory pro DN80			
Lokální odpory	Počet kusů	$\xi_{\text{místní}}$	$\Sigma \xi_{\text{místní}}$
Koleno 90° 1,5D	9	0,25	2,25
Koleno 135° 1.5D	3	0,19	0,57
Uzavírací klapka	2	0,25	0,5
Zpětná klapka	1	3	3
Ztrátový koef. Tkus	3	0,6	1,8
Výstup z čerpadla	1	0,48	0,48
Regulační ventil	1	3	3
Vstup do směšovače	1	1,07	1,07
Měření průtoku	1	0,29	0,29
Celková $\Sigma \xi_{\text{místní}}$ pro DN 50			12,96

Tabulka 4.1.76: Lokální odpory pro DN80

Lokální odpory pro DN150			
Lokální odpory	Počet kusů	$\xi_{\text{místní}}$	$\Sigma \xi_{\text{místní}}$
Koleno 90° 1,5D	8	0,25	2
Uzavírací klapka	2	0,25	0,5
Zpětná klapka	1	3	3
Ztrátový koef. Tkus	1	0,6	0,6
Celková $\Sigma \xi_{\text{místní}}$ pro DN 150			6,1

Tabulka 4.1.77: Lokální odpory pro DN150

Lokální odpor pro DN 200			
Lokální odpory	Počet kusů	$\xi_{\text{místní}}$	$\Sigma\xi_{\text{místní}}$
Výstup ze směšovače	1	0,29	0,29
Celková $\Sigma\xi_{\text{místní}}$ pro DN 200			0,29

Tabulka 4.1.78: Lokální odpory pro DN200

$\Delta p_{\text{místní DN80}}$	160,914	Pa
$\Delta p_{\text{místní DN150}}$	1300,948	Pa
$\Delta p_{\text{místní DN200}}$	22,124	Pa

Tabulka 4.1.79: Místní tlaková ztráta pro jednotlivá potrubí

Celková místní ztráta je určena součtem místních ztrát pro jednotlivá potrubí. (4.1.7.1)

$$\Delta p_{\text{místní}} = \Delta p_{\text{místní DN80}} + \Delta p_{\text{místní DN150}} + \Delta p_{\text{místní DN200}} \quad (4.1.7.2)$$

$$\Delta p_{\text{místní}} = 1\,483,98 \text{ [Pa]} \quad (4.1.7.3)$$

4.1.8. Celková tlaková ztráta ve výtlačném potrubí a tlak na výtlaku čerpadla

Celkovou tlakovou ztrátu ve výtlačném potrubí získáme součtem vypočítaných třecích a místních ztrát v potrubí z kapitol 4.1.6 a 4.1.7. Tlak na výtlaku čerpadla je určen hydrostatickým tlakem, tlakovými ztrátami v potrubí, tlakem v napájecí nádrži a tlakem před vstříkovým ventilem na napájecí nádrži.

Hydrostatický tlak je určen výškovým rozdílem napájecí nádrže a čerpadla, ten činí 29,94 m (4.1.8.1).

$$p_h = \rho g h \quad (4.1.8.1)$$

$$p_h = 958 \cdot 9,81 \cdot 29,94 = 281\,450,7 \text{ [Pa]} \quad (4.1.8.2)$$

Celková tlaková ztráta ve výtlačném potrubí je dána součtem tlakových ztrát třecích a místních (4.1.8.3).

$$\Delta p_{\text{výtlak celková}} = \Delta p_{\text{třecí}} + \Delta p_{\text{místní}} \quad (4.1.8.3)$$

$$\Delta p_{\text{výtlak celková}} = 1\,480,5 + 1\,483,98 = 2\,964,48 \text{ [Pa]} \quad (4.1.8.4)$$

Tlak kapaliny před rozstříkem v nádrži musí být o 1 bar větší než je tlak v napájecí nádrži, toto je dáno charakteristikou rozstříkových ventilů. Dle bilančního schématu pro počítaný provoz je tlak v napájecí nádrži 0,186MPa. Celkový tlak na výtlaku čerpadla je vypočítán pomocí rovnice (4.1.8.6).

$$p_{\text{výtlak}} = p_{NN} + 100\,000 + p_h + \Delta p_{\text{výtlak celková}} \quad (4.1.8.5)$$

$$p_{\text{výtlak}} = 186\,100 + 100\,000 + 281\,450,7 + 2\,964,48 \quad (4.1.8.6)$$

$$p_{\text{výtlak}} = 570\,514,18 \text{ [Pa]} = 0,570 \text{ [MPa]} \quad (4.1.8.7)$$

4.2. Tlakový rozdíl na čerpadle

Známe-li tlaky na výtlačku a na sání čerpadla, můžeme je vzájemně porovnat. Rozdíl těchto dvou tlaků určí, jaký tlak musí čerpadlo dodávat, aby překonalo dopravní výšku mezi vysokotlakým ohřívákem a napájecí nádrží.

$$\Delta p_{\text{čerpadla}} = p_{\text{výtlačku}} - p_{\text{sání}} \quad (4.2.1)$$

$$\Delta p_{\text{čerpadla}} = 0,570 - 0,387 = 0,183 \text{ [MPa]} \quad (4.2.2)$$

Z rovnice (4.2.2) vyplývá, že při provozování teplárny na 30% výkonu musí čerpadlo dávat tlak 0,183 MPa. Přepočteme-li tento tlak na výškové metry vodního sloupce, získáme hodnotu 19,5 metrů, což je dopravní výška, kterou musí čerpadlo překonat.

Postupem uvedeným v kapitole 4.1 byly spočítány různé provozy, ve kterých může být teplárna provozována a které byly uvedeny v bilančních schématech. Největší tlakový spád na čerpadle je při provozu na 30% výkonu. Všechny vypočtené provozy jsou uvedeny v tabulce 4.10.

Provoz % Nn	Tlak VTO Mpa	Tlak NN Mpa	Průtok čerpadlem kg/s	Δp na čerpadle MPa	Průtok čerpadlem m ³ /h	Δp na čerpadle metry vodního sloupce
112%	1,07	0,618	4,88	-0,13	-18,66	-13,83
110%	1,05	0,618	4,72	-0,19	-18,05	-20,21
100%	0,957	0,618	3,8	-0,02	-14,53	-2,12
70%	0,66	0,43	2,43	0,066	9,29	7,02
40%	0,369	0,246	1,19	0,156	4,55	16,59
30%	0,279	0,186	0,824	0,183	3,15	19,47

Tabulka 4.1.810: Tlakový spád na čerpadle u vybraných provozů

4.2.1. Volba čerpadla

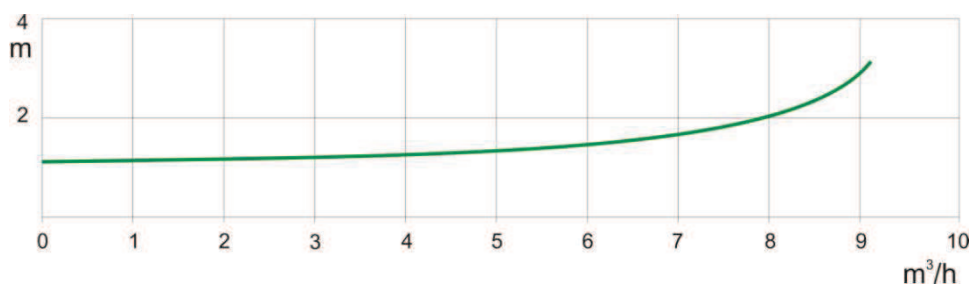
Na základě výpočtů shrnutých v tabulce 4.2.1 bylo zvoleno horizontální odstředivé čerpadlo výrobce Renetra, typ CR 3-4. Čerpadlo má radiální oběžné kolo a je schopné překonat vypočítanou výtlačnou výšku.

Čerpadlo bude provozováno od spuštění vysokotlaké regenerace, až do 70% nominálního výkonu. Při výkonech vyšších, než je 70% nominálního výkonu, bude kondenzát do napájecí nádrže téct samospádem trasou obtoku čerpadla přes regulační ventil.

Po zvolení typu čerpadla musíme ověřit, zda je zajištěna dostatečná nátoková výška. Ta je důležitá z hlediska kavitace, která vzniká při lokálním poklesu tlaku pod mez sytosti kapaliny. Při tomto jevu vznikají parní bubliny, které následně implodují a způsobují tak rázové vlny. Tímto může docházet k poškození okolního materiálu, především na oběžném kole čerpadla, tento jev je nežádoucí. Zajištěním dostatečné nátokové výšky bude tlak čerpané kapaliny vysoko nad mezí sytosti, tím zabráníme vzniku kavitace.

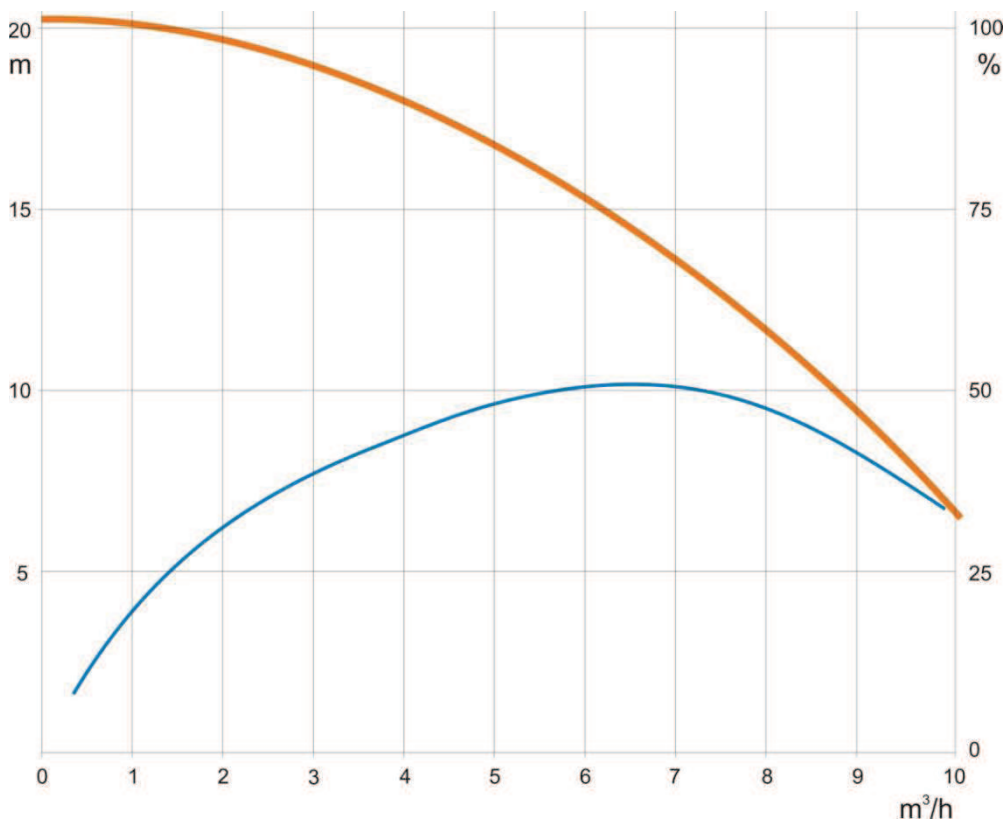
Z diagramu uváděného výrobcem (Obrázek 4.5) a ze znalosti průtoku zjistíme minimální nátokovou výšku (NPSH). U počítaného provozu (30 % nominálního výkonu) byl hmotnostní průtok 0,82 kg/s, což odpovídá hodnotě 3,1 m³/h. Z diagramu je patrné, že pro tento provoz je minimální nátoková výška 1,3 m. Z dispozičního řešení strojovny jsme určili výškový rozdíl

mezi čerpadlem a vysokotlakým ohřívákem na 11,72 m, v porovnání s minimální nátokovou výškou, je zde dostatečná rezerva.



Obr.4.5: Nátoková výška čerpadla

Obrázek 4.6 znázorňuje charakteristiku čerpadla uváděnou výrobcem. Horní oranžová křivka uvádí závislost výtlačné výšky na hmotnostním průtoku.



Obr. 4.2.16: Charakteristika čerpadla a jeho účinnos

Spodní modrá křivka představuje účinnost čerpadla. Z vypočítaných hodnot pro 30 % provozu je určen pracovní bod tak, že na vertikální osu vyneseme výtlačnou výšku 19,4 m a na horizontální osu vyneseme hmotnostní průtok 3,1 m³/h. Tento pracovní bod se nachází na charakteristice čerpadla. V případě jiného průtoku se pracovní bod pohybuje po této křivce. Pracovní bod je průsečíkem charakteristiky čerpadla a charakteristiky potrubí. Zvolené čerpadlo je bez frekvenčního měniče, proto není možné měnit charakteristiku čerpadla pomocí změny otáček. Pro posuv pracovního bodu musíme měnit charakteristiku potrubní trasy pomocí regulačního ventilu umístěného na trase výtlačku.

4.2.2. Posouzení vhodnosti zavedení topného kondenzátu VTO do trasy hlavního kondenzátu nebo přímo do napájecí nádrže

Do napájecí nádrže můžeme přivést kondenzát dvojitým způsobem, a to buď horní částí přes sprchový systém, nebo zavedením kondenzátu pod existující hladinu v napájecí nádrži. Pomocí horního rozstříku je obvykle zaváděn hlavní kondenzát z nízkotlaké regenerace, který má nižší teplotu než napájecí voda. Rozstříkem dochází k lepšímu promíchávání obsahu v napájecí nádrži a k rychlejšímu ohřátí kondenzátu. Pod stávající hladinu v napájecí nádrži se obvykle zavádí topný kondenzát z vysokotlaké regenerace, před vstupem do napájecí nádrže je na této trase umístěn regulační ventil, který přicházející kondenzát seškrtí. Vlivem snížení tlaku dochází k varu topného kondenzátu, proto je zaveden pod hladinu, kde dochází ke kondenzaci páry v bublinách a k jejich zániku. Kondenzát je tak udržován na mezi sytosti. Tímto probubláváním dochází také k oddělování nezkondenzovatelných plynů.

Zavedení topného kondenzátu do trasy hlavního kondenzátu má především dispoziční výhodu. Napojením topného kondenzátu blízko u vysokotlakého ohříváku do hlavního kondenzátu ušetříme několik desítek metrů potrubí, které bychom jinak museli vést až k napájecí nádrži. Tím ušetříme i prostor ve strojovně, který by jinak byl zabrán tímto potrubím.

Přivedeme – li topný kondenzát do hlavního kondenzátu, znamená to, že bude topný kondenzát přiváděn do napájecí nádrže přes sprchy v napájecí nádrži. Před těmito sprchami je umístěn sprchový ventil, před tímto ventilem musí být tlak kondenzátu od 1 bar (a) větší, než je tlak v napájecí nádrži. To znamená, že zvyšovací čerpadlo musí dodávat tlak o 1 bar (a) větší, než by muselo dodávat při zavedení topného kondenzátu pod hladinu napájecí nádrže. Výkonnější čerpadlo bude samozřejmě dražší než čerpadlo méně výkonné.

Při posuzování, který způsob zavedení kondenzátu je výhodnější, byly zhodnoceny investice u obou variant. Cena zvoleného čerpadla se pohybuje okolo 400 000 Kč, náklady na pořízení potrubí by byly okolo 600 000 Kč. Použitím výkonnějšího zvyšovacího čerpadla je cenová úspora okolo 200 000 Kč. Další výhodou při použití zvyšovacího čerpadla je, využití topného kondenzátu pro zvýšení teploty hlavního kondenzátu a tím i teploty kondenzátu v napájecí nádrži při nízkých výkonech. Kdyby nebylo zvyšovací čerpadlo použito, musel by být topný kondenzát při nízkých výkonech zaveden do EPK, kde by byla jeho energie mařena. Takto ji využijeme pro ohřev hlavního kondenzátu. S přihlédnutím k uvedeným výhodám byla zvolena varianta zavedení topného kondenzátu do hlavní trasy kondenzátu.

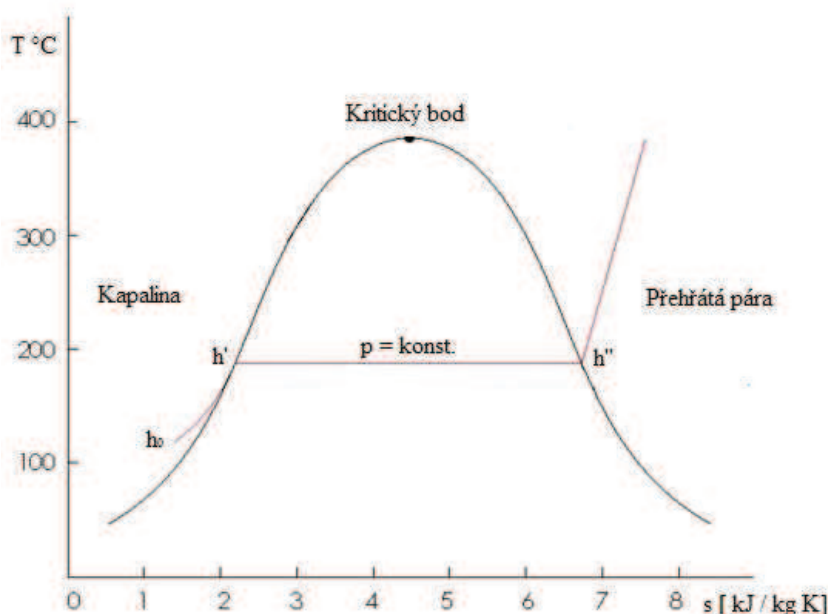
5. Výpočet množství kondenzátu vzniklého při prohřevu turbíny

Při spouštění teplárny, je nutné důkladně prohřát všechny parovody, a obě ventilové komory. Prohřev je velice důležitý z hlediska teplotního namáhání použitých materiálů, prohřev musí probíhat postupně, podle stanovených trendů, aby nedocházelo k tepelným šokům v materiálech a tím k výraznému zhoršení jejich vlastností.

Prohřev studených parovodů probíhá ve dvou etapách (uvažujeme spouštění ze studeného stavu, kdy teplota všech zařízení odpovídá teplotě okolí). Nejprve dochází k natlakování parovodů, pomocí ochozu uzavírací armatury na ostré páře. Tlakování je prováděno na jmenovitou hodnotu dovozeným trendem, který odpovídá dovolenému trendu kondenzující páry. Vzniklý kondenzát je odváděn přes odvodnění s otevřenými obtoky odvaděčů kondenzátu (množství kondenzátu je větší při nižším tlaku, než na který je odvaděč dimenzován). Po natlakování je otevřena hlavní uzavírací armatura a ventil na ochozu je uzavřen. Teplotní trend prohřevu je hlídán čidlem umístěným v prostoru, který je nejcitlivější na teplotní změny, tedy v komoře regulačních ventilů. Parovody jsou v první etapě prohřaty na teplotu odpovídající teplotě syté páry.

V druhé etapě prohřevu je teplota parovodů a ventilových komor zvyšována na provozní teplotu, danou bilančními schémata. Prohřátí parovodů probíhá prouděním páry, která je z ventilových komor odváděná do expandéru provozního kondenzátu, před vstupem do expandéru musí být prohřívací pára svlažena.

Výpočet množství vzniklého kondenzátu při prohřevu turbíny vychází ze zákonů termodynamiky. Na základě množství předaného tepla mezi párou a materiálem turbíny vypočítáme množství vzniklého kondenzátu. Abychom mohli toto množství vypočítat, musíme nejprve zjistit hmotnost odvodňované části zařízení, které spadá do jednoho odvodňovaného místa. Dále je třeba určit z tabulek termodynamických vlastností vody a vodní páry [10] teplotu sytosti páry pro provozní tlak a následně entalpie na pravé a levé mezní křivce, odpovídající provoznímu tlaku. Pro názorné umístění hledaných hodnot je uveden T-s diagramu vodní páry.(obr.: 5.1)



Obr. 5.1: T - s diagram vody a vodní páry

Při výpočtu množství kondenzátu musíme provést několik dílčích výpočtů. Nejprve určíme množství tepla, které je nutné pro prohřev na požadovanou teplotu, to vypočteme pomocí rovnice (5.1).

$$Q = m c_p \Delta T \quad (5.1)$$

Kde m je hmotnost prohřívané části zařízení, c_p je měrná tepelná kapacita, která má pro ocel hodnotu 0,48 kJ/kg a ΔT představuje rozdíl teplot, o kolik se daný materiál ohřeje.

Pro lepší názornost rovnou uvedeme příklad výpočtu pro odvodnění turbíny za A – kolem. Uvažujeme studený start, tedy počáteční teplota bude 20 °C a provozní tlak je 8,89 MPa, kterému odpovídá teplota sytosti 302,55 °C. Rozdíl obou teplot je 282,55 °C. Hmotnost prohřívané části turbíny, která je svedena do jednoho odvodňovacího místa, je 2 914 kg. Nyní tyto hodnoty dosadíme do rovnice (5.1), získáme tak velikost potřebného tepla (5.3).

$$Q = 2\,914 \cdot 0,48 \cdot 282,55 \quad (5.2)$$

$$Q = 395\,208 \text{ [kJ]} \quad (5.3)$$

Dalším krokem je výpočet střední hodnoty předaného tepla při prohřevu turbíny. Předané teplo určíme tak, že z diagramu vodní páry (obr. 5.1) odečteme entalpii h_0 pro teplotu 20 °C, entalpii pro teplotu sytosti na levé mezní křivce h' a entalpii na pravé mezní křivce h'' . Všechny tyto hodnoty leží na izobaře provozního tlaku pro dané odvodnění. Střední hodnotu předaného tepla vypočteme jako aritmetický průměr z předaných tepel:

$$l_1 = h'' - h' \quad (5.4)$$

$$l_1 = 2\,744,5 - 1\,359,1 = 1\,385,4 \text{ [kJ/kg]} \quad (5.5)$$

$$l_2 = h'' - h_0 \quad (5.6)$$

$$l_2 = 2\,744,5 - 92,3 = 2\,652,5 \text{ [kJ/kg]} \quad (5.7)$$

$$l_{stř} = \frac{l_1 + l_2}{2} \quad (5.8)$$

$$l_{stř} = \frac{1\,385,4 + 2\,652,5}{2} = 2\,018,8 \text{ [kJ/kg]} \quad (5.9)$$

Množství kondenzátu, které vznikne při prohřevu části turbíny, odvodněné za A – kolem, z teploty 20 °C až na teplotu sytosti pro provozní tlak, tedy 302,55 °C, získáme jako podíl potřebného tepla Q se střední hodnotou tepla předaného $l_{stř}$ (5.10).

$$m_{kond} = \frac{Q}{l_{stř}} \quad (5.10)$$

$$m_{kond} = \frac{395\,208}{2\,018,8} = 195,76 \text{ [kg]} \quad (5.11)$$

Celkové množství vzniklého kondenzátu činí 195,76 kg. Nás zajímá hmotnostní průtok kondenzátu, který se využívá pro dimenzování odvodňovacího potrubí. Hmotnostní průtok budeme počítán v kilogramech za hodinu. Pro výpočet hodinového průtoku nejprve určíme, jak dlouho bude trvat celý prohřev počítané části turbíny. Je uvažována rychlost prohřevu trendem 3 stupně Celsia za minutu. Známe teplotní rozdíl, mezi studeným a teplým stavem turbíny, vypočteme dobu prohřevu jednoduchým vzorcem (5.12).

$$t_p = \frac{\Delta T}{3} = \frac{282,55}{3} \quad (5.12)$$

$$t_p = 94,18 \text{ [min]} \quad (5.13)$$

Hodinový průtok kondenzátu vypočteme následovně:

$$Q_{hod} = \frac{60}{94,18} 195,76 \quad (5.14)$$

$$Q_{hod} = 124,71 \text{ [kg/hod]} \quad (5.15)$$

Hodinový průtok kondenzátu při prohřevu části turbíny s A – kolem činí 124,71 kg/hod. Stejným způsobem byl proveden výpočet pro všechna odvodnění umístěná na strojovně. Celkové množství kondenzátu vzniklé při prohřevu turbíny a přilehlých potrubních tras, je odváděno několika odvodněními. Množství kondenzátu, které protéká odvodňovacími trasami umístěnými v odběrových potrubích turbíny, je uvedeno v následující tabulce 5.1.

Odvodnění	Celkové množství kondenzátu [kg]	Hodinové množství kondenzátu [kg/hod]
1. - ventilová komora	320,27	192,93
3. - ostrá pára	1,42	0,85
4. - A kolo	195,7	124,7
5. - V. Odběr	212,2	193,7
7. - VI. Odběr	61,84	68,3
14. - III. Odběr	56,35	68,9
10. – II. Odběr	44,16	68,1
16. - I. Odběr	43,8	68,7
Výstup z turbíny	42,5	72,3

Tabulka 5.1: Množství vzniklého kondenzátu

6. Funkční popis zapojení schématu s bližším zaměřením na dálkově ovládané armatury a zařízení funkčního celku VTO

Vysokotlaká regenerace slouží k ohřevu napájecí vody na optimální teplotu před vstupem do kotle. Ohřev probíhá ve dvou vysokotlakých ohřívácích, které jsou řazené sériově za sebou. VTO 1 je topený párou ze čtvrtého odběru, VTO 2 je topený párou z pátého odběru. Topný kondenzát je odváděn kaskádovitě z VTO 2 regulačním ventilem umístěným na spojovací trase, který je řízen od hladiny ve VTO 2. Z VTO 1 je topný kondenzát odváděn regulačním ventilem do trasy hlavního kondenzátu buď pomocí zvyšovacího čerpadla, nebo samospádem. Regulační ventil drží hladinu na zadané hodnotě (normální hladina), při zvýšení této hladiny o 100 mm je topný kondenzát odváděn náhradní trasou do EPK. Průtok do EPK je řízen regulačním ventilem na této trase, který otevírá při překročení zadané havarijní hladiny, klapka před regulačním ventilem musí být otevřená. Při poklesu hladiny ve VTO 1 zpět na normální hladinu, je náhradní trasa do EPK uzavřena.

Při zvýšení hladiny ve VTO1 nad havarijní mez je otevřena klapka a regulační ventil na trase do EPK, zároveň dojde k uzavření hlavních klapek na přívodních trasách páry do obou ohříváků. Na parních odběrových trasách jsou uzavřeny i odběrové klapky. Napájecí voda je přerazena z vysokotlakých ohříváků do obtoku ohříváků pomocí trojcestného a odrazovacího ventilu.

Při najíždění vysokotlaké regenerace za studeného stavu nejprve proudí napájecí voda přes vstupní trojcestný ventil a bypassuje celý vysokotlaký regenerační systém přímo do kotle. Před najetím musí být celý systém vysokotlaké regenerace odvzdušněn. Při uvádění ohříváků do provozu, je postupně otevírán obtok vstupního trojcestného ventilu. Tímto obtokem je plněna a tlakována celá vodní strana ohříváků dovoleným trendem. Natlakování je důležité z toho důvodu, aby nedocházelo k rázovým vlnám při otevření trojcestného ventilu, zároveň je natlakováním chráněna vodní strana ohříváků proti varu v momentě, kdy do nich bude vpuštěna pára.

Prohřev parní strany ohříváků je prováděn pomocí obtoků uzavíracích klapek na parních odběrových potrubích. Otevřením ventilu na těchto ochozech proudí do ohříváků omezené množství páry, které kondenzací ohřívá celou parní stranu vysokotlakých ohříváků. Tento proces trvá přibližně 30 minut. Aby bylo umožněno chlazení vstupní páry, musí dojít k přepnutí odrazovacího ventilu na napájecí vodě, na výstupu z VTO. Přepnutím ventilu je umožněna cirkulace napájecí vody přes vysokotlaké ohříváky, současně dochází k odřazení by – passu vysokotlaké regenerace a napájecí voda proudí pouze přes oba ohříváky. Po uplynutí třiceti minut jsou otevírány uzavírací klapky na vstupní páře do ohříváků. Po jejich otevření se uzavírají ventily na ochozech uzavíracích klapek. Otevřením klapek proudí do ohříváků větší množství páry, které je nutné chladit, proto je krokově otevírán vstupní trojcestný ventil. Postupné otevírání ventilu je zde důležité z toho důvodu, aby byl dodržován dovolený trend prohřevu 7° za minutu a také aby náhlým otevřením nevznikaly v potrubí tlakové rázy. Ochoz trojcestného ventilu se postupně uzavírá. Po vytvoření dostatečné hladiny topného kondenzátu v ohřívácích začínají fungovat příslušně regulační ventily, které tuto hladinu udržují na předepsané hodnotě.

7. Závěr

V diplomové práci bylo zpracováno funkční schéma strojovny určené pro teplárnu. Na základě bilančních schémat a zadání bylo vypracováno schéma PID, které je k této práci přiloženo. Na PID schématu je znázorněno zapojení jednotlivých zařízení, včetně všech potřebných armatur a měření. První část diplomové práce je věnována funkčnímu popisu všech použitých zařízení a jejich umístění ve schématu. Schéma bylo navrženo se 40 MW turbínou pro výrobu elektrické energie. Z turbíny je odebírána pára pěti odběry. Výstup turbíny a první odběr slouží pro ohřev topné vody v ohřívacích topné vody. Topná voda je rozváděna horkovody pro další využití. Účinnost navržené strojovny je zvyšována regeneračním ohříváním hlavního kondenzátu v nízkotlaké regeneraci a ohřevem napájecí vody ve vysokotlaké regeneraci. Topení regeneračních výměníků je prováděno pomocí třech parních odběrů (II, IV a V). Třetím parním odběrem je zásobována parní sběrna, kterou je vytápěná napájecí nádrž – ta není v zadaném rozsahu projektu. V případě odstavení turbíny lze topnou páru vyrábět v by – passovém kondenzátoru, do kterého je přivedená ostrá pára přímo z kotle. Při tomto režimu je do parní sběrně přivedena ostrá pára pro topení napájecí nádrže. V diplomové práci jsou popsány i další režimy využití by – passového kondenzátoru. V první části práce je také vysvětleno fungování systému ucpávkové a komínkové páry s kondenzátorem komínkové páry. Dále je zde uvedeno využití expandéru provozních kondenzátů a odsávání parovzdušné směsi ze systému pomocí vývěv.

V navazující kapitole bylo provedeno dimenzování potrubí, které zahrnuje výběr vhodného materiálu a pevnostní výpočet. U všech potrubních tras byl zvolen vhodný materiál, dle provozní teploty. Určení správné dimenze bylo provedeno v závislosti na doporučených rychlostech proudění, jednotlivými potrubími. Po zvolení odpovídající světlosti potrubí a tloušťky stěny byla ověřena bezpečnost navrženého potrubí pomocí pevnostního výpočtu tenkostěnných trubek.

Další část práce byla zaměřena na specifikaci zvyšovacího čerpadla. V práci bylo vypočítáno, že zvyšovací čerpadlo bude provozováno při nízkých výkonech turbíny, konkrétně do 70 % výkonu. Při vyšších výkonech bude topný kondenzát proudit z VTO do napájecí nádrže samospádem. Před zvolením vhodného typu čerpadla byly vypočítány tlakové ztráty v sacím a výtlačném potrubí čerpadla. Z tlakových poměrů mezi vysokotlakým ohřívákem a napájecí nádrží, z hydrostatických tlaků a tlakový ztrát byla určena dopravní výška, kterou musí zvolené čerpadlo překonat. Zvyšovací čerpadlo bylo zvoleno od firmy Renetra, typ CR 3-4, charakteristika a účinnost zvoleného čerpadla byla uvedena v grafech poskytnutých výrobcem čerpadla.

V páté kapitole této práce byl vysvětlen princip prohřevu turbíny ze studeného stavu na provozní teplotu, kdy je prohřev turbíny a parovodů prováděn pomocí kondenzace páry. V této kapitole byl proveden výpočet množství kondenzátu, který vznikne v turbíně a přilehlých parovodech při prohřevu.

V závěru diplomové práce bylo blíže popsáno funkční zapojení celku vysokotlaké regenerace a dálkově ovládaných armatur tohoto celku. Bylo zde vysvětleno najíždění vysokotlakých ohříváků za studeného stavu a práce souvisejících armatur při najíždění. Dále byly v souvislosti s vysokotlakými ohříváky vysvětleny regulace hladiny topného kondenzátu.

8. Seznam literatury a informačních zdrojů

- [1] ŠKORPÍK, J.: *Vznik tlakové ztráty při proudění tekutiny*, *Transformační technologie*, 2010-12, [last updated 2014-11]. Brno: Jiří Škorpík, ISSN 1804-8293. <http://www.transformacni-technologie.cz/vznik-tlakove-ztraty-pri-proudeni-tekutiny.html>
- [2] http://hydraulika.fsv.cvut.cz/Hydraulika/Hydraulika/Predmety/HY2V/ke_stazeni/prednasky/HY2V_04_Hydraulika_potrubi.pdf
- [3] IDELCHIK, I. E.: *Hanbook of Hydraulic Resistance*. 3rd Edition, New York, Jaico Publishing House 2008. ISBN 81-7992-118-2
- [4] MELICHAR, J.: *Hydraulické a pneumatické stroje, část čerpadla*, 1. vydání, Praha, České vysoké učení technické v Praze 2009, ISBN 978-80-01-04383-7
- [5] LINHART, J.: *Mechanika tekutin I*, 1. vydání, Plzeň, Západočeská univerzita v Plzni, 2006, ISBN 80-7043-511-9
- [6] AMBROŽ, J.: *Parní turbíny a kondenzace*, 2. vydání, Praha, České vysoké učení technické v Praze 1984, 281 stran, č. publikace 4977
- [7] DVOŘÁK, Z.: *Sdílení tepla a výměníky*, 1. vydání, Praha, České vysoké učení technické v Praze 1992, ISBN 80-01-00830-4
- [8] http://www.trival.cz/kat_arm_komplet/strany101adale/str_115.html
- [9] ČSN EN 10216-2+A2 Bezešvé ocelové trubky pro tlakové a zařízení – technické dodací podmínky – část 2: trubky z nelegovaných ocelí se zaručenými vlastnostmi při zvýšených teplotách
- [10] MAREŠ, R., *Tabulky termodynamických vlastností vody a vodní páry*, 1. vydání, Plzeň 2008, Západočeská univerzita v Plzni, ISBN 978-80-7043-680-6
- [11] SUCHOMEL, R., *Zásady a navrhování projekčních zpracování kotelních ostrovů se zaměřením na potrubí*, Brno 2010, Vysoké učení technické v Brně, http://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=29089
- [12] JINDŘICH, J., BLOVSKÝ, J., *Příručka pro začínající projektanty*, Plzeň 2010, Škoda Power

9. Seznam příloh

Příloha č. 1: Bilanční schéma teplárny, Provoz 100% výkonu

Příloha č. 2: Bilanční schéma teplárny, Provoz 30 % výkonu

Příloha č. 3: Tabulky vlastností materiálů, $R_{p0.2}$, R_m , R_{eH}

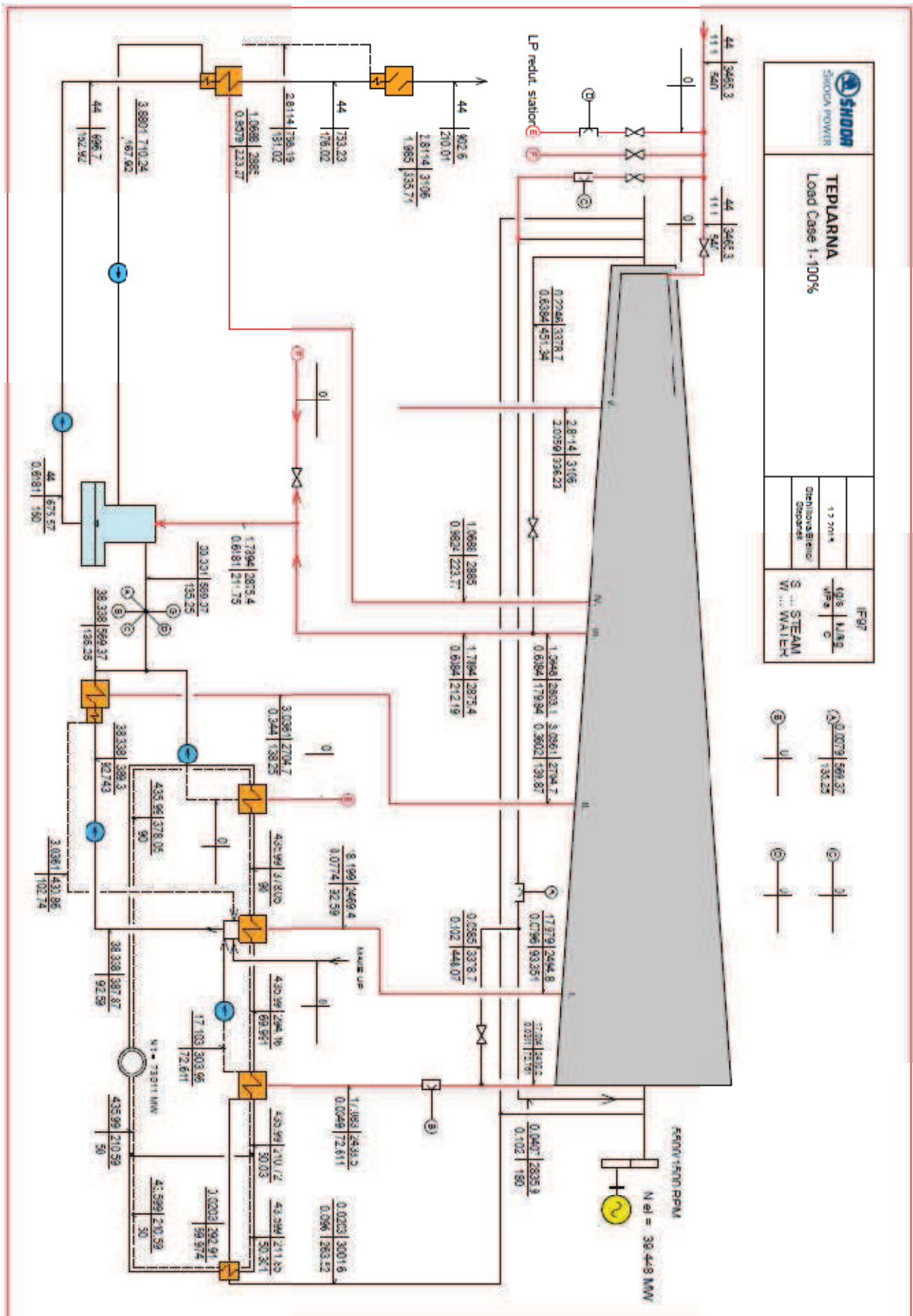
Příloha č. 4: Tabulky vlastností materiálů, Mez pevnosti při tečení 100 000 hod

Příloha č. 5: Tabulky vlastností materiálů, Mez pevnosti při tečení 200 000 hod

Příloha č. 6: PDMS model

PŘÍLOHA č. 1

Bilanční schéma teplárny
Provoz 100% výkonu



PŘÍLOHA č. 2

Bilanční schéma teplárny

Provoz 30% výkonu

PŘÍLOHA č. 3

Tabulky vlastností materiálů

$R_{p0.2}$, R_m , R_{eH}

Označení oceli	Minimální smluvní mez kluzu $R_{p0,2}$ v MPa při teplotě °C										
	100°C	150°C	200°C	250°C	300°C	350°C	400°C	450°C	500°C	550°C	600°C
P235GH	198	187	170	150	132	120	112	108	-	-	-
16Mo3	243	237	224	205	173	159	156	150	146	-	-
10CrMo9-10	249	241	234	224	219	212	207	193	180	-	-
X10CrMoVNb9-1	410	395	380	370	360	350	340	320	300	270	215

Materiál	Horní mez kluzu R_{eH} nebo smluvní mez kluzu $R_{p0,2}$ pro tloušťku stěny T				Pevnost v tahu R_m (MPa)
	$T \leq 16$	$16 < T \leq 40$	$40 < T \leq 60$	$60 < T \leq 100$	
P235GH	235	225	215	-	360 až 550
16Mo3	280	270	260	-	450 až 600
10CrMo9-10	280	280	270	-	480 až 630
X10CrMoVNb9-1	450	450	450	450	630 až 830

PŘÍLOHA č. 4

Tabulky vlastností materiálů
Mez pevnosti při tečení 100 000 hod

Mez pevnosti při tečení 100 000 hod, v Mpa				
Teplota	P235GH	16Mo3	10CrMo9-10	X10CrMoVNb9-1
400°C	141	-	-	-
410°C	128	-	-	-
420°C	114	-	-	-
430°C	100	-	-	-
440°C	88	-	-	-
450°C	77	236	229	-
460°C	66	205	212	-
470°C	56	176	194	-
480°C	47	149	177	-
490°C	39	124	160	-
500°C	32	102	141	258
510°C	-	83	124	239
520°C	-	65	105	220
530°C	-	51	95	201
540°C	-	40	81	183

PŘÍLOHA č. 5

Tabulky vlastností materiálů
Mez pevnosti při tečení 200 000 hod

Mez pevnosti při tečení 200 000 hod, v Mpa				
Teplota	P235GH	16Mo3	10CrMo9-10	X10CrMoVNb9-1
400°C	128	-	-	-
410°C	115	-	-	-
420°C	102	-	-	-
430°C	89	-	-	-
440°C	77	-	-	-
450°C	66	218	204	-
460°C	56	188	188	-
470°C	46	158	172	-
480°C	30	129	156	-
490°C	26	105	140	-
500°C	24	84	124	246
510°C	-	67	108	227
520°C	-	53	94	208
530°C	-	42	80	189
540°C	-	34	68	171

PŘÍLOHA č. 6

PDMS model

