

**ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA ELEKTROTECHNICKÁ**

KATEDRA ELEKTROENERGETIKY

DIPLOMOVÁ PRÁCE

**Využití nízkopotenciální energie vody používané pro
chlazení kondenzátoru**

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta elektrotechnická

Akademický rok: 2019/2020

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE (projektu, uměleckého díla, uměleckého výkonu)

Jméno a příjmení: **Bc. Jiří SIHLOVEC**
Osobní číslo: **E18N0063P**
Studijní program: **N2612 Elektrotechnika a informatika**
Studijní obor: **Elektroenergetika**
Téma práce: **Využití nízkopotenciální energie vody používané pro chlazení kondenzátoru**
Zadávací katedra: **Katedra elektroenergetiky a ekologie**

Zásady pro vypracování

1. Popište technologii uhelné elektrárny Tušimice a definujte možnosti využití ztrátového tepla odváděného z kondenzátoru. Zvažte možnost využití tepelného čerpadla.
2. Popište technologie nabízených tepelných čerpadel a zpracujte varianty technického řešení. Navrhněte technický design jednotky s TČ.
3. Proveďte základní tepelný výpočet bloku 200 MW.
4. Odvoďte provozní bilance tepelného čerpadla (výkony, spotřeby elektřiny, výroby tepla, získaná účinnost). Proveďte výpočet vlivu snížení teploty a využití ztrátového tepla kondenzátoru na bilanci elektrárenského bloku.
5. Analyzujte čistotu získaného produktu z tepelného čerpadla, proveďte srovnání environmentálního dopadu provozu navržené technologie s alternativní výrobou tepla ze zdrojů spalující zemní plyn, uhlí, biomasu.

Proveďte ekonomické hodnocení instalace tepelného čerpadla (NPV, IRR, Tnávr., citlivostní analýzy).

Rozsah diplomové práce: **40 – 60 stran**
Rozsah grafických prací: **podle doporučení vedoucího**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**

Seznam doporučené literatury:

1. ČSN IEC

Vedoucí diplomové práce: **Doc. Ing. Zbyněk Martínek, CSc.**
Katedra elektroenergetiky a ekologie

Datum zadání diplomové práce: **4. října 2019**
Termín odevzdání diplomové práce: **28. května 2020**



Prof. Ing. Zdeněk Peroutka, Ph.D.
děkan

L.S.

Doc. Ing. Karel Noháč, Ph.D.
vedoucí katedry

V Plzni dne 4. října 2019

Abstrakt

Diplomová práce se zabývá možnostmi využití nízkopotenciální energie kondenzátoru tepelné elektrárny Tušimice II. Tepelný výpočet 200 MW bloku slouží k určení možností nevyužitého tepla a k výpočtu celkové účinnosti bloku. Další část práce je věnována výpočtům chladicí smyčky a návrhu příslušného tepelného čerpadla. Jako poslední se zde nachází ekonomická bilance tepelného čerpadla.

Klíčová slova

odpadní teplo, tepelné čerpadlo, tepelná elektrárna Tušimice II., chladicí smyčka, chladicí cyklus, tepelný výpočet, ekonomická bilance, návrh tepelného čerpadla

Abstract

This diploma thesis deals with utilization of low potential heat from condenser of coal thermal power plant Tušimice II. Purpose of heat calculations of 200 MW block is to determine unutilized heat and to calculate efficiency of power plant. Next part of diploma thesis is dedicated to calculations of cooling loop and design of heat pump. In last part are calculations of heat pump's economic balance.

Key words

Waste heat, heat pump, coal thermal power plant Tušimice II., cooling loop, cooling cycle, heat calculation, economic balance, design of heat pump

Prohlášení

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

Dále prohlašuji, že veškerý software, použitý při řešení této diplomové práce, je legální.

.....

podpis

V Plzni dne 15.6.2020

Jiří Sihlovec

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Zbyňku Martínkovi, CSc. a konzultantovi diplomové práce Ing. Jiřímu Benešovi, Ph.D. za cenné profesionální rady, připomínky a metodické vedení práce. Zároveň chci poděkovat Ing. Lence Rakové, Ph.D. za odborné rady týkající se tepelného výpočtu. Nakonec bych rád poděkoval zaměstnancům firmy ČEZ za aktivní spoluúčast a umožnění pravidelných schůzek týkajících se problematiky diplomové práce.

Obsah

OBSAH	8
ÚVOD	10
SEZNAM SYMBOLŮ A ZKRATEK	11
1. TEPELNÁ ELEKTRÁRNA	13
1.1 CLAUSIUS-RANKINŮV CYKLUS.....	13
1.2 KOTELNA A UHLÍ.....	14
1.3 TEPELNÝ CYKLUS	14
1.4 ODSÍŘOVÁNÍ SPALIN.....	16
1.4.1 Suchá vápencová metoda.....	16
1.4.2 Mokrý vápencová vypírka	16
2. TEPELNÁ ELEKTRÁRNA TUŠIMICE	17
2.1 KOMPLEXNÍ OBNOVA ELEKTRÁRNY TUŠIMICE	18
2.2 TECHNOLOGIE ELEKTRÁRNY TUŠIMICE	19
3. CHLADICÍ CYKLUS	21
3.1 MOKRÁ CHLADICÍ VĚŽ	21
3.2 PRŮTOČNÉ CHLAZENÍ	22
3.3 SUCHÁ CHLADICÍ VĚŽ.....	23
4. TEPELNÉ ČERPADLO	25
4.1 PRINCIP KOMPRESOROVÉHO TEPELNÉHO ČERPADLA	25
4.2 DĚLENÍ TEPELNÝCH ČERPADEL PODLE NOSITELE ENERGIE	27
4.2.1 Tepelná čerpadla země/voda	27
4.2.2 Tepelná čerpadla vzduch/voda	28
4.2.3 Tepelná čerpadla voda/voda	29
4.2.4 Tepelná čerpadla vzduch/vzduch.....	30
4.3 DĚLENÍ TEPELNÝCH ČERPADEL PODLE POHONNÉ ENERGIE	31
4.3.1 Elektrická tepelná čerpadla.....	31
4.3.2 Plynová tepelná čerpadla	31
4.3.3 Absorpční tepelná čerpadla.....	31
4.4 TOPNÝ FAKTOR TEPELNÉHO ČERPADLA (COP)	32
4.5 SEZÓNŇÍ TOPNÝ FAKTOR TEPELNÉHO ČERPADLA (SCOP).....	33
5. TEPELNÝ VÝPOČET BLOKU 200 MW	34
5.1 URČENÍ ADMISNÍCH A EMISNÍCH PARAMETRŮ TURBÍNY	38
5.2 VYSOKOTLAKÉ OHŘÍVÁKY VODY	39
5.2.1 Vysokotlaký ohřívák vody 2 (VTO2).....	40
5.2.2 Srážecí přehřátí (SPVTO1).....	41
5.2.3 Vysokotlaký ohřívák vody 1 (VTO1).....	42
5.3 DODÁVKA TEPLA MĚSTU KADAŇ	43
5.3.1 Ohřívák topné vody 2 (OV2).....	43

5.3.2	Ohřívák topné vody 1 (OVI).....	44
5.4	NAPÁJECÍ NÁDRŽ A NÍZKOTLAKÉ OHŘÍVÁKY VODY	45
5.4.1	Napájecí nádrž s odplynovákem (NNV)	45
5.4.2	Nízkotlaký ohřívák 5 (NTO5).....	46
5.4.3	Nízkotlaký ohřívák 4 (NTO4).....	47
5.4.4	Nízkotlaký ohřívák 3 (NTO3).....	48
5.4.5	Nízkotlaký ohřívák 2 (NTO2).....	50
5.4.6	Nízkotlaký ohřívák 1 (NTO1).....	51
5.5	BLOKOVÝ KONDENZÁTOR (KO).....	52
5.6	BILANCE TURBOSOUSTROJÍ	53
5.7	VÝPOČET ÚČINNOSTI ELEKTRÁRNY	54
6.	MOŽNOSTI VYUŽITÍ ZTRÁTOVÉHO TEPLA	55
7.	VÝPOČET CHLADICÍ SMYČKY.....	56
7.1	VÝPOČET CHLADICÍ SMYČKY S TEPELNÝM ČERPADLEM	60
8.	NÁVRH TEPELNÉHO ČERPADLA.....	62
8.1	VÝPOČET SPOTŘEBY ELEKTRICKÉ ENERGIE	63
8.2	VÝPOČET ÚČINNOSTI BLOKU	63
8.3	EKOLOGIE INSTALACE TEPELNÉHO ČERPADLA	64
9.	EKONOMICKÁ BILANCE	65
9.1	DOBA NÁVRATNOSTI	67
9.2	METODA ČISTÉ SOUČASNÉ HODNOTY	68
9.3	VNITŘNÍ VÝNOSOVÉ PROCENTO.....	68
9.4	CITLIVOSTNÍ ANALÝZA	69
ZÁVĚR	70	
SEZNAM LITERATURY A INFORMAČNÍCH ZDROJŮ	72	

Úvod

S rozvojem energetiky je nynějším trendem zvyšování účinnosti elektrických zdrojů a zvyšování podílu obnovitelných zdrojů na výrobě elektrické energie. V současné době je obtížné výrazně zvýšit elektrickou účinnost elektrických zdrojů, a proto je snaha o využití všech forem energie (tepla) a tím zvýšit energetickou účinnost. Jedním z forem z potenciálně nevyužitě energie je odpadní teplo. Existují dva hlavní aspekty, které podporují realizaci využití odpadního tepla. Těmito aspekty je ekologičnost a ekonomická výhodnost.

Cílem diplomové práce je v první řadě seznámit čtenáře s teorií výroby elektrické energie v tepelné elektrárně Tušimice II., jejími parametry a technologiemi. V další části jej detailněji obeznámit s chladicí smyčkou tepelné elektrárny. Poslední kapitola teoretické části se věnuje popisu a dělení tepelných čerpadel.

Pro potenciální identifikování nevyužitě energie a k výpočtu celkové účinnosti elektrárenského bloku se nejdříve provede tepelný výpočet 200 MW bloku Tušimice II. Na tento výpočet navážou potenciální možnosti využití ztrátového tepla v elektrárně Tušimice II. Po uvážení všech možností se největší množství nevyužitého odpadního tepla nachází v chladicí smyčce tepelné elektrárny Tušimice II. Pro chladicí smyčku se provede tepelný výpočet a návrh příslušného tepelného čerpadla voda-voda, které bude připojeno do chladicí smyčky. Dále se diplomová práce bude věnovat bilanci onoho tepelného čerpadla a výpočtu jeho vlivu na vstupní teplotu do blokového kondenzátoru. V poslední kapitole se pokusím přiblížit ekonomickou stránku věci pomocí některých z vybraných ekonomických metod pro zjištění výhodnosti investice a realizovatelnosti projektu.

S každoročními vzrůstajícími energetickými potřebami je v našem největším zájmu uspořít jakékoliv množství a formy energie. Plýtvání energií má za následek spalování většího množství fosilních paliv a zvětšování emisí CO₂.

Seznam symbolů a zkratk

c	měrná tepelná kapacita ($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$)
c^e	cena za dodávku elektřiny (Kč/kWh)
CF	roční peněžní tok (Kč)
COP	topný faktor (-)
c^t	cena za dodávku tepla (Kč/GJ)
ČCHV	čerpadlo chladicí vody
ČSH	čistá současná hodnota
ČSH	čistá současná hodnota (Kč)
DCF	diskontovaný roční peněžní tok (Kč)
DDN	diskontovaná doba návratnosti
DDN	diskontovaná doba návratnosti
CHV	chladicí věž
i	diskontní sazba (%)
i	entalpie ($J \cdot kg^{-1}$)
i_a	admisní entalpie páry ($J \cdot kg^{-1}$)
i_e	ideální emisní entalpie páry ($J \cdot kg^{-1}$)
i_k	skutečná emisní entalpie páry ($J \cdot kg^{-1}$)
IN	náklady na investici (Kč)
IRR	vnitřní výnosové procento (%)
KO	blokový kondenzátor
M	množství látky ($t \cdot h^{-1}$)
NČ	napájecí čerpadlo
NNV	nádrž napájecí vody
NT	nízkotlaký
NTO	nízkotlaký ohřívák
OTV	ohřívák topné vody
OZE	obnovitelné zdroje
p	tlak (Pa)

P výkon (W)
PDN prostá doba návratnosti
PDN prostá doba návratnosti
PG parogenerátor
Q teplo (J)
RO regenerativní ohřev
SCOP sezónní topný faktor (-)
ST středotlaký
t pořadový rok v rámci života projektu (rok)
t teplota (°C)
T teplota (°C)
TČ tepelné čerpadlo
T _{ds} diskontovaná doba návratnosti (rok)
TN turbonapáječka
t _{rok} doba provozu tepelné čerpadla za rok (h)
T _s prostá doba návratnosti (rok)
VT vysokotlaký
VTO vysokotlaký ohřívák
W tepelný výkon (Wt)
Z náklady (Kč)
α poměrné odběrové množství páry (-)
δ relativní odchylka (%)
η^{el} elektrická účinnost (%)
η_g účinnost generátoru (%)
η_m mechanická účinnost (%)
η_p účinnost potrubí (%)
η^{TD} termodynamická účinnost turbíny (%)
η^{tp} účinnost dodávky tepla (%)
η_{vs} vlastní spotřeba bloku (%)

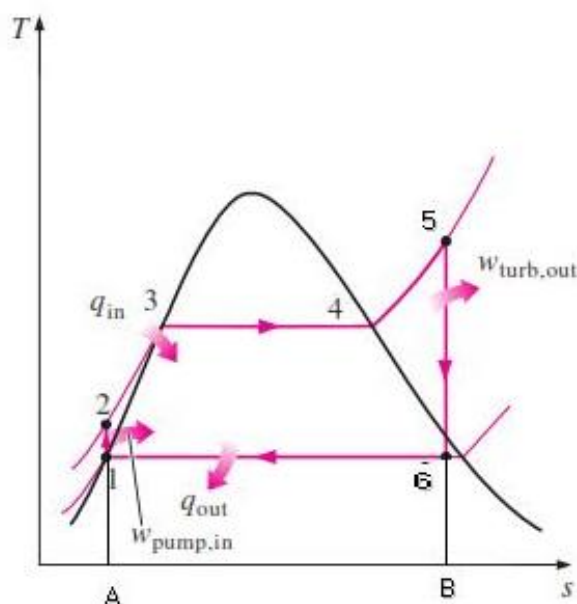
1. Tepelná elektrárna

Výroba elektrické energie v tepelných elektrárnách je uzavřený cyklus opakujících se termodynamických procesů. Cyklus zahrnuje přeměnu vody na přehřátou páru. Jakmile pára předá svoji energii, vrací se zpět do původního stavu, tedy přemění se zpět na kapalinu (vodu). Tento cyklus se jmenuje Clausius-Rankinův cyklus [1].

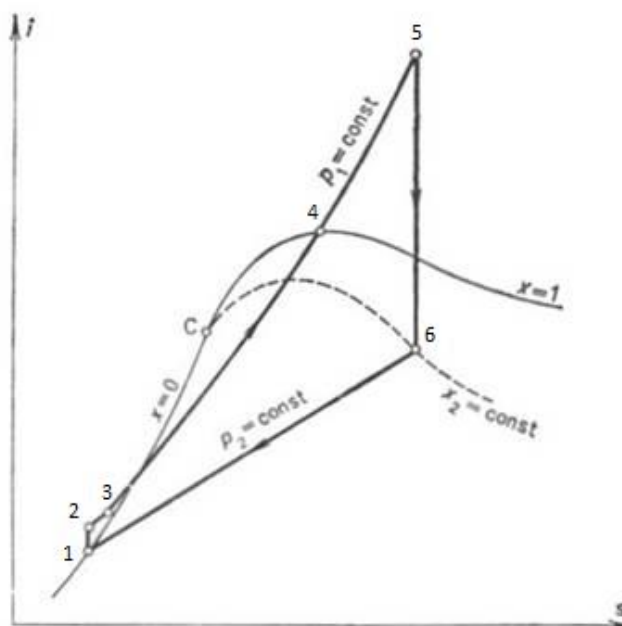
1.1 Clausius-Rankinův cyklus

Výroba elektrické energie v parních turbínových zařízení je dána Clausius-Rankinovým cyklem. Tento cyklus můžeme znázornit v T-s a i-s diagramu [2].

Cyklus si popíšeme na *Obr.1*. Tento obrázek platí pro nejjednodušší tepelnou elektrárnu bez přehřívání. Nejdříve nastane izoentropická komprese, při které čerpadlo zvýší tlak vody kondenzátu 1–2. Práce čerpadla je velmi malá, a proto se často ve výpočtech zanedbává. Dále nastává izobarický přenos tepla. Voda vstupuje do kotle a ohřívá se na požadovanou teplotu při stálém tlaku 2–3. V bodech 3–4 se voda izotermicky odpařuje. Přehřívá se izobaricky v následujících bodech 4–5. Přehřátá pára následně putuje do turbíny, kde adiabaticky expanduje a předá svoji energii turbíně 5–6, což znamená, že uvažujeme turbínu, která pracuje beze ztrát a výměny tepla. Jako poslední nastává izobarické a izotermické kondenzování páry. Pára z turbíny je ochlazována při nízkém tlaku nejčastěji pomocí chladicí vody. Cyklus je uzavřen a voda opět vstupuje do čerpadla [1,2].



Obr. 1 – T-s diagram Clausius-Rankinova cyklu [1]

Obr.2 – *i-s* diagram Clausius-Rankinova cyklu [3]

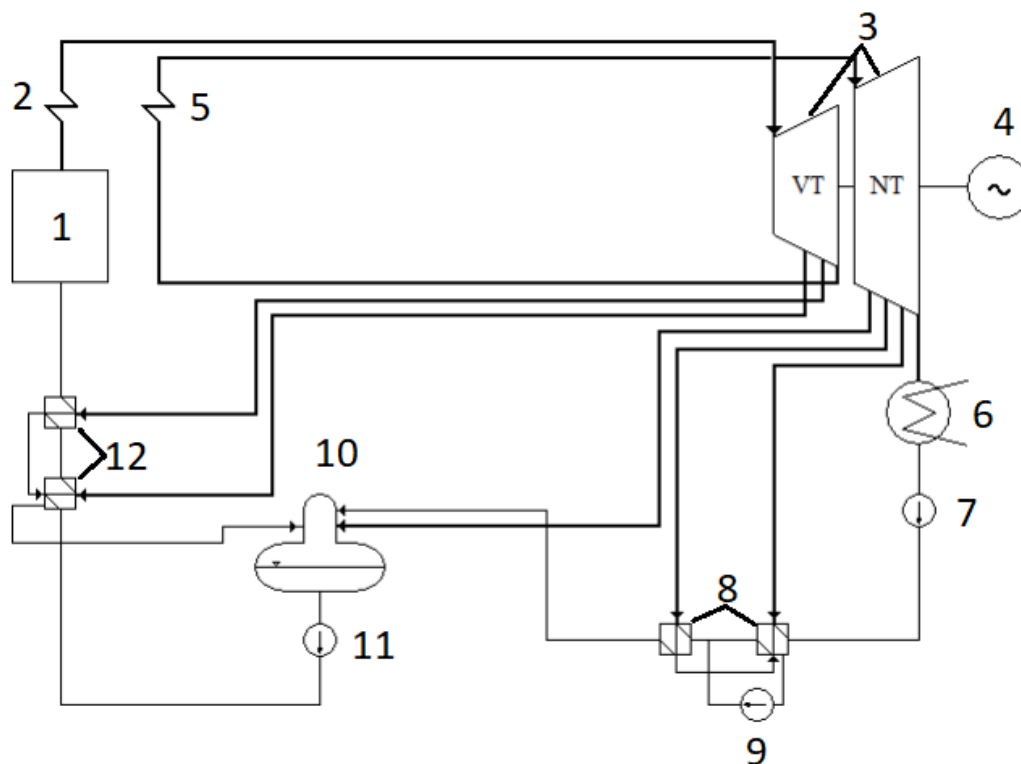
1.2 Kotelna a uhlí

Pro zajištění fungování je zapotřebí palivo. V případě tepelných elektráren je tomu hnědé nebo černé uhlí, které je dopravováno buď pásovou dopravou, pokud je elektrárna v blízkosti dolu, nebo železničními vagóny. Poslední možnost dopravy je ze skládky, která je v areálu elektrárny. Zde se vyskytují zásoby uhlí na několik dní až týdnů provozu elektrárny. Uhlí se dopravuje pomocí dalších dopravníků do zásobníku surového uhlí. Působením gravitace se uhlí posouvá směrem k podavači uhlí, který si odměřuje množství uhlí, které vstupuje dále do mlýnu. V mlýně se uhlí rozeře na jemný prášek a je zbaveno vlhkosti pomocí spalin. Dále jemný prášek v kombinaci s vodní párou a spalinami putuje do hořáku a spalovací komory. Uhelny prášek se spaluje za vzniku plyných spalin, které předávají energii parovodní části kotle. Dále spaliny prochází elektrostatickým filtrem, kde se plynné spaliny zbavují popílku, který se zde zachycuje. Společně se škvárou, která vzniká při spalování, se popílek dopravuje pomocí dalšího zařízení na skládku. Sací ventilátory slouží k odsávání plyných spalin do atmosféry a vzduchovými ventilátory je potřebný vzduch (kyslík) nasáván do ohříváku vzduchu a hořáků [2].

1.3 Tepelný cyklus

Princip chodu tepelné elektrárny si popíšeme na schématu kondenzační tepelné elektrárny s přehříváním (Obr.3), jelikož je často používaná v praxi. Kotel produkuje teplo, které ohřívá vodu v ohříváku vody v kotli. Následně putuje do přehříváku vody, kde se

přehřeje na požadovanou teplotu. Dále vstupuje v našem případě do vysokotlaké části a po přihřátí do nízkotlaké části turbíny, kde předává energii lopatkám turbíny. Vzniká mechanická energie, která se v generátoru přeměňuje na elektrickou energii, protože jsou generátor i turbína na společné hřídeli. Přihřátá pára se přihřívá obvykle na původní teplotu při sníženém tlaku. Jakmile pára předá energii turbíně, vstupuje do kondenzátoru, kde odevzdává zbytek svojí energie a kondenzuje. Dále se kondenzát pumpuje kondenzátními čerpadly přes nízkotlaké regenerační ohříváky (NTO), kde se kondenzát ohřívá, do odplyňovaku a napájecí nádrže. Pára pro nízkotlaké ohříváky se odebírá z nízkotlakého dílu turbíny. V odplyňovači se voda, jak již název napovídá, zbavuje plynů, ale zároveň se ohřívá opět pomocí páry z nízkotlaké části turbíny. Napájecí voda se pomocí napájecího čerpadla pumpuje o vysokých tlacích do kotle přes vysokotlaké regenerativní ohříváky (VTO), které si berou teplo z odběru páry vysokotlaké části turbíny [2].



Obr.3 – Schéma kondezační tepelné elektrárny s přihříváním páry [2]

- | | |
|--|----------------------------------|
| 1 – Kotel | 7 – Kondenzátní čerpadlo |
| 2 – Přehřívák | 8 – Nízkotlaké ohříváky (NTO) |
| 3 – Vysokotlaký a nízkotlaký díl turbíny | 9 – Čerpadlo kondenzátu NTO |
| 4 – Generátor | 10 – Odplyňovač a napájecí nádrž |
| 5 – Přihřívák | 11 – Napájecí čerpadlo |
| 6 – Kondenzátor | |

1.4 Odsířování spalin

Během spalování vznikají mimo odpadních látek jako struska a popílek také oxidy síry (SO_2). Odsíření, jak již název napovídá, zachycuje tyto škodlivé oxidy síry ze spalin. Poté se spaliny mohou vypustit do ovzduší. Proces odsíření můžeme rozdělit na metody regenerativní (cyklickou) a nevratná (necyklickou). Při regenerativní metodě se aktivní látka po reakci s SO_2 regeneruje a opět se používá. Při neregenerativní metodě reaguje aktivní látka společně s SO_2 a vytvoří nám využitelný nebo nevyužitelný produkt. Aktivní látka se již do procesu nevrací. Dále odsíření můžeme rozdělit na suchou, mokrou a polosuchou metodu [4].

1.4.1 Suchá vápencová metoda

V současné době se používají dvě suché metody: technologie odsířování spalin jemně mletým vápencem v kotlích a odsířování spalin ve fluidní vrstvě [4].

První jmenovaná metoda spočívá v souproude reakci CaO a SO_2 . K této metodě je potřeba vysoká jemnost vápence (pod 60 mikronů). Bohužel má tato metoda malou účinnost odsíření společně s vysokou spotřebou aditiv a problémy s ukládáním a využitím odpadu. Odsířování spalin ve fluidní vrstvě může probíhat [4]:

- a) ve fluidním ohništi
- b) ve fluidním reaktoru zařazeném za klasickým kotlem

V případě fluidního ohniště nastává odsíření a spalování paliva najednou. Pokud je cílem dodatečné snížení emisí po uvedení kotle do provozu, je preferována možnost s fluidním reaktorem zařazeným za kotlem, kde probíhá odsíření. V případě nového kotle se ekonomicky obvykle vyplatí pořídit fluidní kotel. Při těchto metodách se dávkuje jemný prášek (sorbent $\text{Ca}(\text{OH})_2$) do absorbéru. Přičemž se pro zlepšení účinnosti odsíření dávkuje do absorbéru (reaktoru) voda. Výsledná rovnice pro suchou vápencovou metodu [4]:



1.4.2 Mokrý vápencová vypírka

V případě mokré vápencové vypírky se vypírá SO_2 pomocí vodní vápencové suspenze, následně nastává neutralizace a vytvoření výsledného produktu energosádrovce ($\text{CaCO}_3 \times 2 \text{H}_2\text{O}$) oxidací a krystalizací. Tato metoda má velmi vysokou účinnost až 96 %. Výsledný

produkt energosádrovec se využívá ve stavebním průmyslu jako přísada při výrobě cementu, sádry a sádrokartonu. Nejdříve nastává rozpouštění SO_2 a CO_2 ve vodě a vytváření kyselin. Následuje disociace kyseliny siřičité a uhličitě na jednotlivé ionty. Dále probíhá neutralizace, protože přítomnost iontů snižuje hodnoty pH, což snižuje absorpční účinnost suspenze. Poslední proces je oxidace, při které vzniká konečný produkt energosádrovec oxidací hydrogensířičitanu vápenatého. Toto můžeme popsat charakteristickou rovnicí pro odsíření [4]:



Jako poslední nastává krystalizace, kde se nám zvětšují krystalky sádrovce. Díky tomuto procesu nám vzniká čistý sádrovec, který se následně může průmyslově použít [4].

2. Tepelná elektrárna Tušimice

Tepelná elektrárna Tušimice II. se nachází v severozápadní části České republiky v okrese Chomutov u obce Tušimice. V současné době elektrárna disponuje instalovaným výkonem 4x200MW. Uvedení do provozu bylo v letech 1974–1975. Jako palivo se zde stále používá hnědé uhlí, které se dopravuje z dolu Nástup Tušimice pomocí pásového dopravníku, což nám maže náklady spojené s dopravou uhlí pomocí nákladního vlaku, jak je tomu u jiných elektráren. Snížením výrobních nákladů řadí elektrárnu mezi nejefektivnější zdroje v České republice v poměru cena za kilowatt a tím logicky k nejvyužívanějším [5].

V minulosti elektrárna Tušimice II. disponovala průtlačnými, dvoutahovými kotly s granulačním ohništěm. Parametry páry byly 17,46 MPa a 540 °C. Pára dále roztáčela třítělesovou turbínu Škoda společně s generátorem o výkonu 200 MW. Nevyužité odpadní teplo páry bylo předáno chladicí vodě, která se dále ochlazovala v chladicí věži. Toto teplo se ovšem také využívá pro dodávku tepla městu Kadaň a nejbližšímu okolí. V průběhu času proběhly v elektrárně změny a modernizace. Některé měly za následek zvýšení účinnosti kotlů a jiné snížení emisních limitů oxidů dusíku a síry. Menší změny probíhaly průběžně, ale největší a nejpodstatnější krok k prodloužení provozu elektrárny Tušimice II. a modernizaci byla komplexní obnova všech čtyř bloků mezi léty 2007 a 2012 [6].



Obr.4 – Elektrárna Tušimice II. před obnovou [7]

2.1 Komplexní obnova elektrárny Tušimice

Mezi léty 2007 a 2012 tedy proběhla komplexní obnova technologií elektrárny Tušimice II. Ve dvou časových obdobích došlo k výměně téměř celé technologie dvou bloků. Toto bylo z důvodu zachování dvou bloků stále v provozu. Účelem komplexní obnovy bylo prodloužit životnost elektrárny do roku 2035, kdy pravděpodobně dojde k vytěžení sousedního dolu Libouš a zároveň zlepšení parametrů technologií elektrárny [6].



Obr.5 – Elektrárna Tušimice II. po obnově [7]

Jak můžeme vidět z *Tab.1*, emise oxidu dusíku se podařilo snížit o 70 %, oxidu siřičitého o 79 % a emise tuhých látek o 87 %, což umožňuje od doby obnovy plnit i všechny limity pro vypouštění emisí [5].

Tab.1 – Parametry elektrárny Tušimice II. před a po obnově [5]

Parametry elektrárny	Před obnovou	Po obnově
Účinnost kotle	86–87,6 %	90,41%
Emise NOx	320–440 mg/Nm ³	180 mg/Nm ³
Emise SO ₂	450–500 mg/Nm ³	107 mg/Nm ³
Emise prachu	60–100 mg/Nm ³	9 mg/Nm ³
Výhřevnost paliva	10–11 MJ/kg	10,91 MJ/kg
Obsah vody v surovém palivu	32–38 %	34,25 %
Obsah popela v surovém palivu	18–25 %	21,33 %
Jmenovitý parní výkon kotle	660 t·h ⁻¹	553 t·h ⁻¹
Jmenovitý tlak přehřáté páry	17,46 MPa	18,47 MPa
Jmenovitý tlak přihřáté páry	4,06 MPa	3,79 MPa
Jmenovitá teplota přehřáté páry	540 °C	573,3°C
Jmenovitá teplota přihřáté páry	540 °C	576,4 °C
Teplota napájecí vody	253 °C	248,2 °C
Výkon bloku	200 MW	203,85 MW
Obsah popela v bezvodém palivu	42,98 %	32,45 %
Tlak přehřáté páry při max. parním výkonu	17,5 MPa	19,096 MPa

2.2 Technologie elektrárny Tušimice

V tepelné elektrárně Tušimice II. se pro bloky B21 až B24 nachází čtyři kotle dodané firmou Vítkovice Power Engineering. Kotle jsou značené K21–K24, průtlačné, granulační a dvoutahové. Zároveň umožňují přehřívání páry a jsou uzpůsobené pro spalování severočeského uhlí. Tepelný výkon každého kotle je 509,4 MWt a výkonově se dokážou pohybovat v rozmezí 50 % až 105 % jmenovitého výkonu. Každý kotel má kolem sebe umístěných 6 ventilátorových mlýnů. Uhlí je vedeno z uhelných bunkrů do mlýnu skrz sušky, kde se pomocí spalin ze spalovací komory suší. Vzduch pro spalování se přivádí vzduchovodem, který je uzpůsobený pro nasávání vzduchu z vnitřní části i vnější části kotelny, pomocí jednoho vzduchového ventilátoru. Regenerativní ohřívák vzduchu předhřívá vzduch před vstupem do prostoru hořáku. Pro zapálení kotle se používají plynové hořáky, které zajišťují i stabilitu hoření. Pro umožnění tahu každého kotle se používá jeden kouřový ventilátor. Výstupní spaliny z kotle prochází skrz regenerativní ohřívák vzduchu a paralelně se dělí do dvou elektrostatických odlučovačů. Dále pokračují skrz kouřovod do odsířovacího absorbéru. Pro dva bloky elektrárny se používá jeden odsířovací absorbér,

tedy dohromady jsou zde dva pro čtyři bloky elektrárny. Odsíření se provádí pomocí mokrého protiproudého odsíření. Absorpční suspenze je pomocí sprch rozstříkována proti proudu spalin. Ze spalin se odstraňují SO_2 , HCl , HF , popílek a část SO_3 . Jako poslední se již odsířené plyny pomocí kouřovodů dostávají do chladicích věží [5,20].



Obr.6 – Absorbéry s kouřovody tepelné elektrárny Tušimice II.

Voda pro chod tepelné elektrárny se bere z řeky Ohře pod Nechranickou přehradou. Pro dosažení minimálního objemu odpadních vod do Lužického potoka a zároveň nízké spotřeby vody z řeky Ohře se všechna voda vrací do technologického procesu nebo se používá pro výrobu deponátu. K dosažení malé spotřeby vody z řeky Ohře jsou zde nainstalované čističské stanice surové vody pro doplňování vody a několik záchytných sběrných jímek. Jedna z nich například slouží pro sběr a uskladnění vod po chemické úpravě vody, kalů z čističských reaktorů a vody z kotleny. Tato jímka je největší a má objem 4000 m^3 . Surová voda pro tepelnou elektrárnu Tušimice je čerpána z levého břehu řeky Ohře pomocí tří čerpadel do vodojemů ETU II a ETU I. Z těchto vodojemů se voda pomocí gravitace rozvádí po celé elektrárně. Čerpací stanice chladicí vody pro kondenzátory TG a TN je složena ze čtyř regulačních čerpadel. Turbíny pro každý blok tepelné elektrárny Tušimice byly dodány firmou ŠKODA POWER. Tyto čtyři turbíny jsou rovnotlaké, kondenzační s přehříváním páry, třítělesové a mají osm neregulovatelných odběrů páry. Vzduchem chlazené generátory byly dodány firmou Siemens a nachází se zde čtyři podle počtu bloků. Parametry generátorů jsou: činný výkon 200 MW_e , účinnost $0,85$ a napětí $15750 \pm 5(7,5) \%$.

Jejich buzení je provedeno bezkroužkově [5,8].

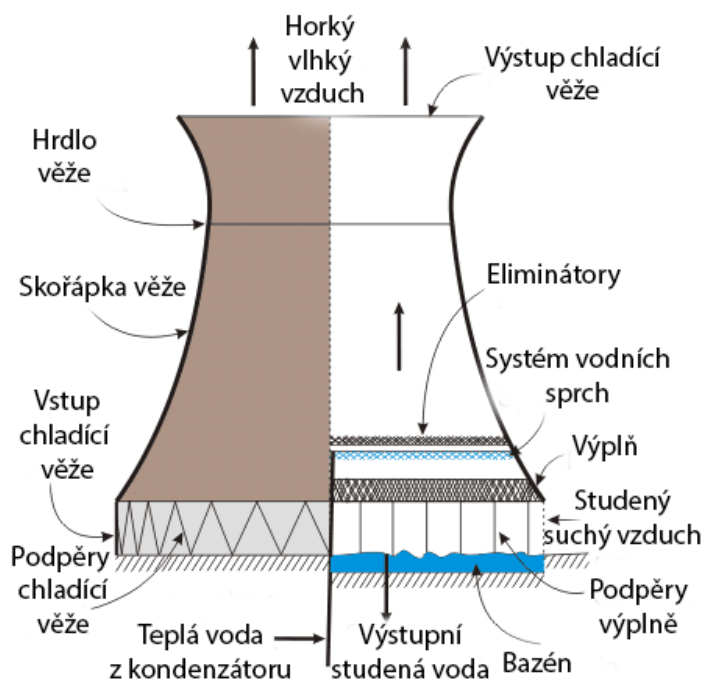
3. Chladicí cyklus

Chladicí cyklus tepelné elektrárny má za úkol odvést do okolí odpadní teplo emisní páry. Při kondenzaci této páry vzniká v kondenzátoru podtlak. Jeho velikost ovlivňuje teplota chladicího média (voda, vzduch), velikost průtoku, velikost chladicí plochy a činnosti vývěvy [4].

Chladicí systémy můžeme rozdělit podle použitého chladiva na suchý a mokrý systém. Dále můžeme rozdělit na otevřený, uzavřený cyklus nebo průtočné chlazení. Při otevřeném cyklu musíme doplňovat chladivo, kdežto u uzavřeného se nemusí doplňovat. Jako poslední je zde přímý nebo nepřímý systém. Přímá soustava má pouze jeden tepelný výměník, přičemž nepřímá má alespoň dva výměníky [4,9].

3.1 Mokrý chladicí věž

Technologii mokré chladicí věže můžeme rozdělit na dva systémy: chladicí věže s přirozeným tahem a chladicí věže s umělým tahem. Obě tyto technologie jsou otevřené a přímé. Pára předává v kondenzátoru své skupenské teplo chladicí vodě, která je vedena trubkami do chladicí věže [4].

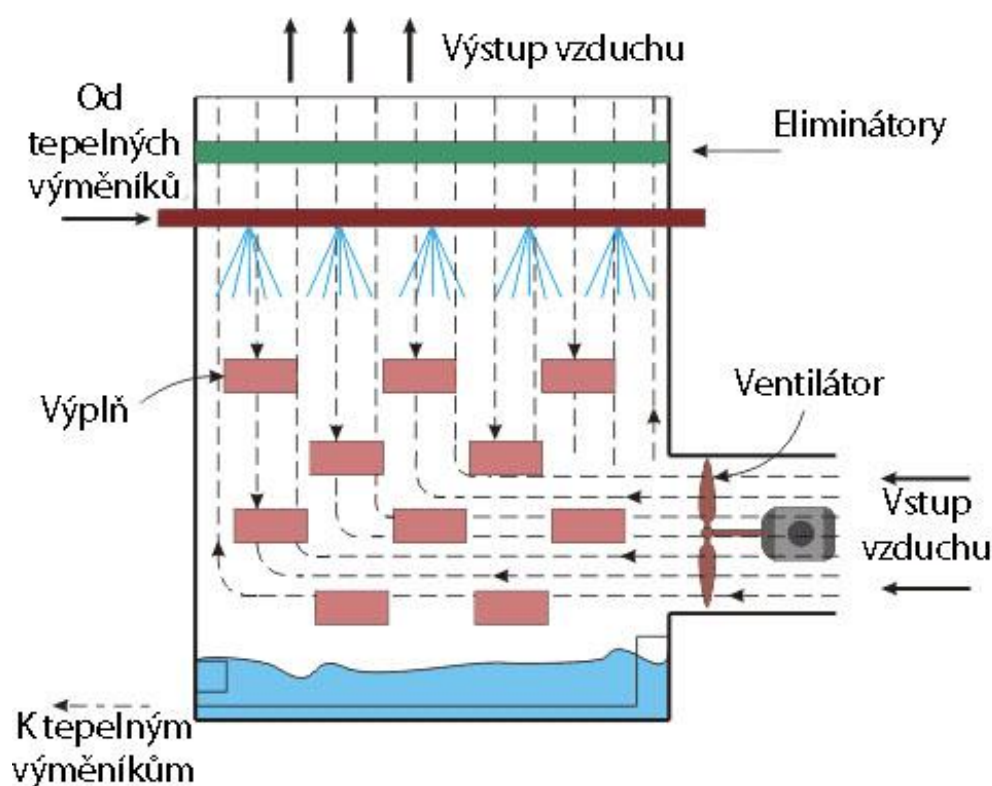


Obr. 7 – Mokrý chladicí věž s přirozeným tahem [10]

Pokud se bavíme o chladicí věži s přirozeným tahem (Obr. 7). Chladicí voda je pomocí

sprch rozstříkována do prostoru chladicí věže a padá do sběrné nádrže. Voda je ochlazována přirozeně proudícím vzduchem, který je důsledkem komínového účinku. Podmínka vzniku tohoto jevu je tvar rotačního hyperboloidu chladicí věže. Tento účinek způsobuje diferenci tlaků vnějšího a vnitřního prostředí chladicí věže. Tento typ je dražší na pořizovací náklady než chladicí věž s umělým tahem, ale má větší účinnost z důvodu chybějícího ventilátoru a je jednodušší na údržbu [4,9].

Druhý typ chladicí věže je s umělým tahem, kde nám proudění vzduchu zajišťují ventilátory (Obr.8). Výhody jsou menší investiční náklady, ale větší vlastní spotřeba, a tudíž menší účinnost [4,9].

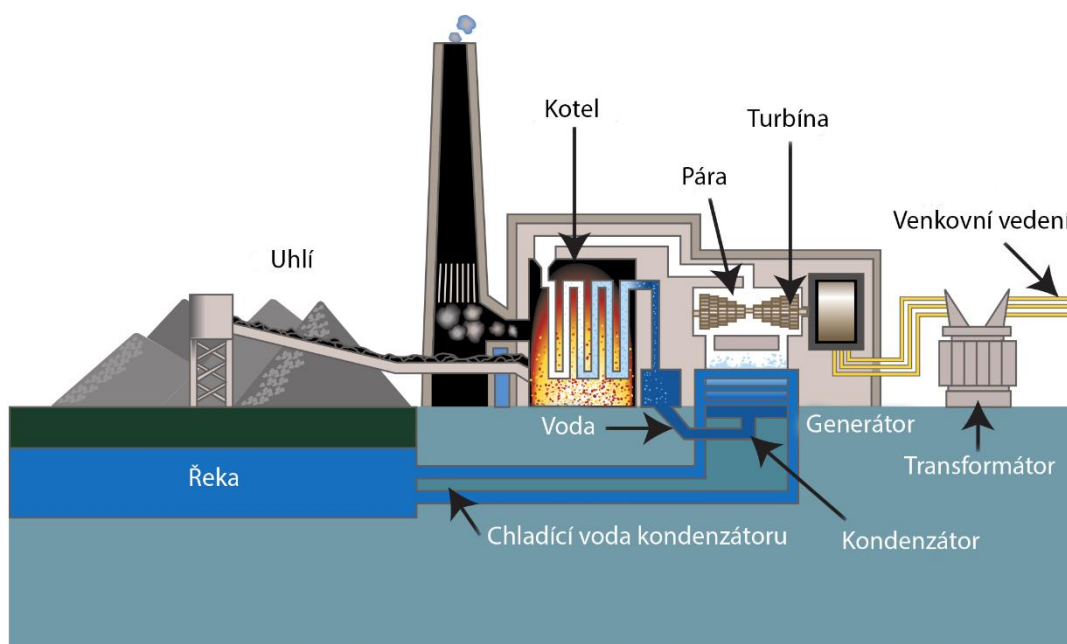


Obr.8 – Mokrý chladicí věž s umělým tahem [10]

3.2 Průtočné chlazení

Patří k nejjednodušším systémům chlazení, a tudíž s nejmenšími investičními náklady. Voda z řeky (popř. moře) je přiváděna rovnou do kondenzátoru pomocí čerpací stanice. Kondenzační (odpadní) teplo je odváděno do řeky (popř. moře). Voda je zbavena mechanických nečistot před odtokem do řeky (popř. moře). V případě této technologie je nevýhoda vysokých poplatků za používání říční (mořské) vody, možný nedostatek vody v období sucha, narušování ekosystému zvyšováním teploty vody. Zvyšováním nároků na ochranu životního prostředí způsobuje, že už se nové průtočné elektrárny téměř nestaví

[4,9].



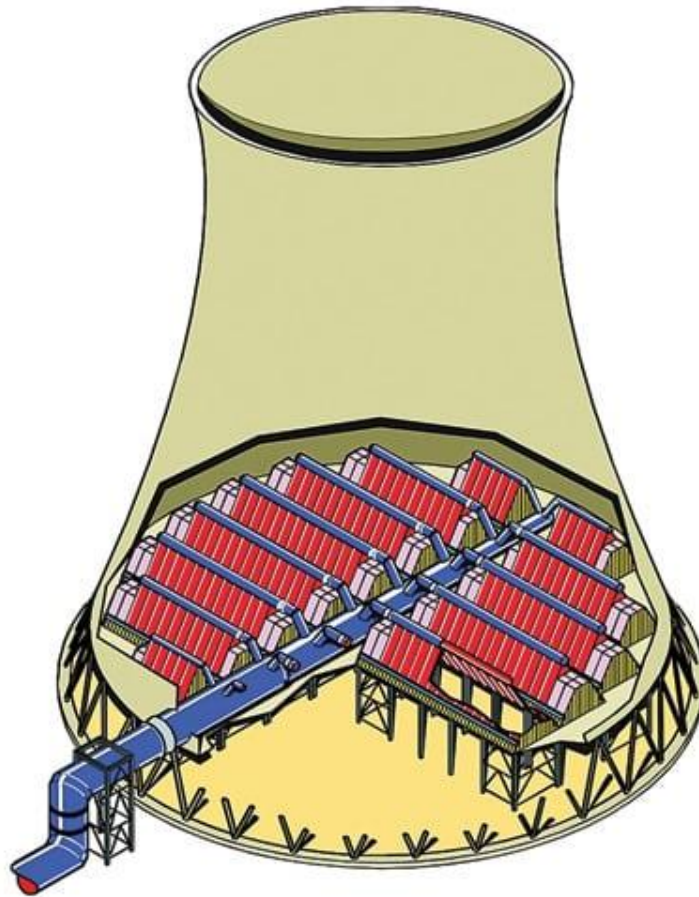
Obr.9 – Průtočný chladicí systém [11]

3.3 Suchá chladicí věž

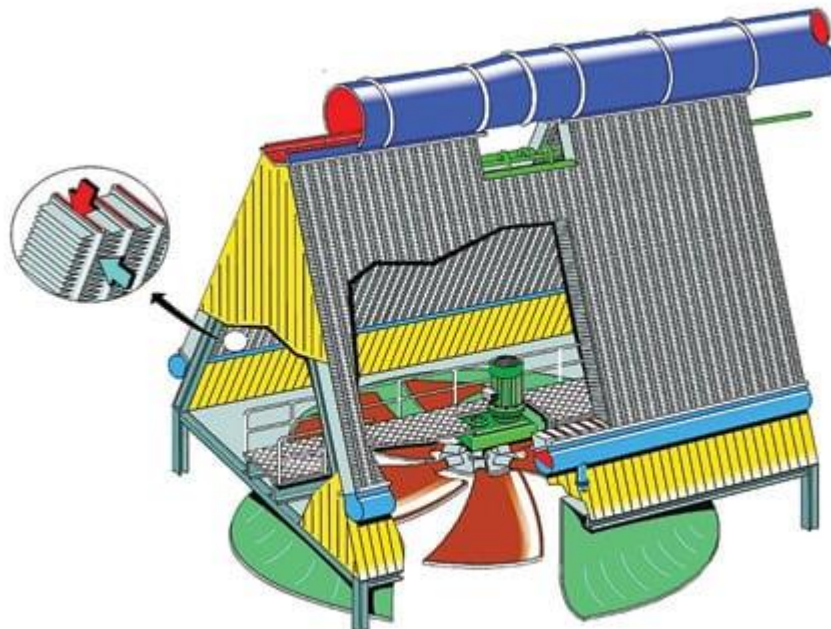
Stejně jako u technologie mokré chladicí věže můžeme rozdělit stejně na suchou chladicí věž s přirozeným a chladicí věž s umělým tahem. Oba systémy se skládají z tepelného výměníku, ke kterému se dopravuje voda nebo pára. Výměník se skládá z žebrových trubek, aby se maximalizovala chladicí plocha. Ztráty vody jsou v obou systémech minimální na rozdíl od mokré chladicí věže, jedná se o systém uzavřený. Ve světě se ve většině případů (okolo 90 %) používají suché chladicí věže s umělým tahem nežli suché chladicí věže s přirozeným tahem [4,12].

V případě suché chladicí věže s přirozeným tahem se využívá opět komínového účinku. Voda je přivedena modrou trubkou do červených tepelných výměníků (Obr.10). Vzduch vstupuje spodním okrajem chladicí věže, ochlazuje žebrové trubky tepelných výměníků a ohřátý vzduch vystupuje vrcholem chladicí věže [4,12].

U chladicí věže s umělým tahem se pára přivádí modrou trubkou, jak můžeme vidět na Obr.11. Dále proudí směrem dolů skrz trubky výměníku. Zde kondenzuje a spodními trubkami (světle modrými) je voda odváděna zpět do kotle elektrárny přes kondenzátní nádrž. Pára se ochlazuje proudem vzduchu ventilátorů, které jsou umístěny na spodní části věže [4,12].



Obr.10 – Suchá chladicí věž s přirozeným tahem [12]



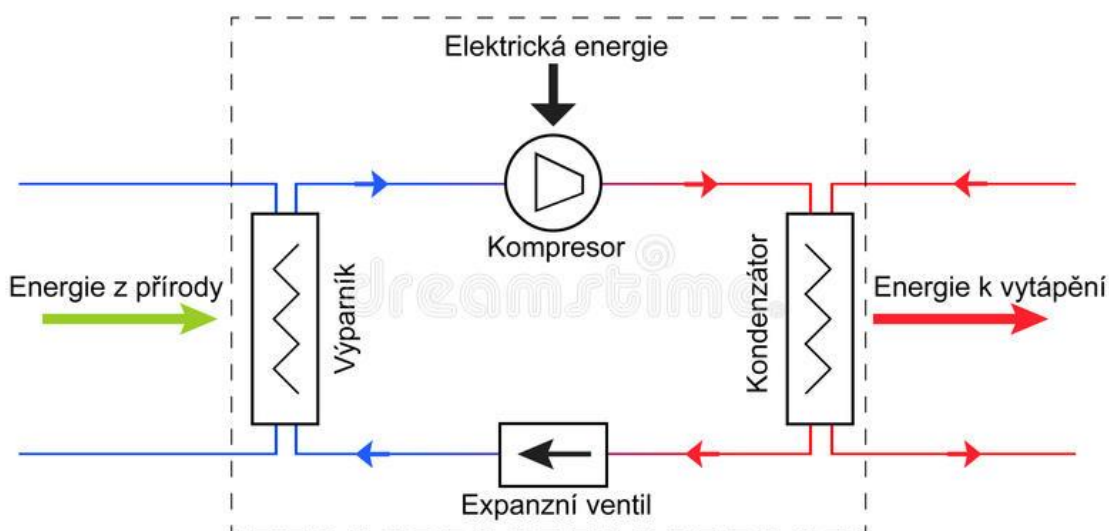
Obr.11 – Suchá chladicí věž s nuceným tahem [12]

4. Tepelné čerpadlo

Tepelné čerpadlo převádí nízkopotenciální energii na užitečnou energii. K provedení této akce tepelné čerpadlo spotřebuje určité množství energie (obvykle elektrické). Energie tepelného čerpadla se nevytváří, pouze je přečerpána z nižší teplotní úrovně na vyšší teplotní úroveň. Díky energii z okolního prostředí tepelné čerpadlo spotřebuje jen třetinu energie pro vytápění oproti ostatním zdrojům tepla. To z něj dělá jedno z nejekologičtějších zařízení. Poměr mezi tepelným výkonem čerpadla a spotřebovaným elektrickým příkonem nám udává topný faktor tepelného čerpadla COP, který je jedním z ukazatelů účinnosti tepelného čerpadla [13].

4.1 Princip kompresorového tepelného čerpadla

Nejjednodušší schéma tepelného čerpadla se skládá z výparníku, kompresoru, kondenzátoru a expanzního ventilu, jak můžeme vidět na *Obr.12*. Na vstupní straně tepelného čerpadla se nachází výparník. Do výparníku se přivádí nízkopotenciální teplo z okolí pomocí teplotnosného média (nejčastěji vzduch nebo voda). Chladivo je vstříkováno pod vysokým tlakem do druhé části výparníku tryskou termostatického expanzního ventilu (TEV). Nízký tlak ve výparníku způsobuje snížení bodu varu chladiva a zároveň způsobí, že teplota chladiva ve výparníku se dostane na nižší teplotu, nežli je teplota okolí. Nyní může tepelné čerpadlo odebírat teplo z okolního prostředí, jelikož podle 2. termodynamického zákona víme, že teplo přechází z teplejšího tělesa na chladnější a nikdy ne naopak. Chladivo se poté vypaří a získá tím určitou energii [13].

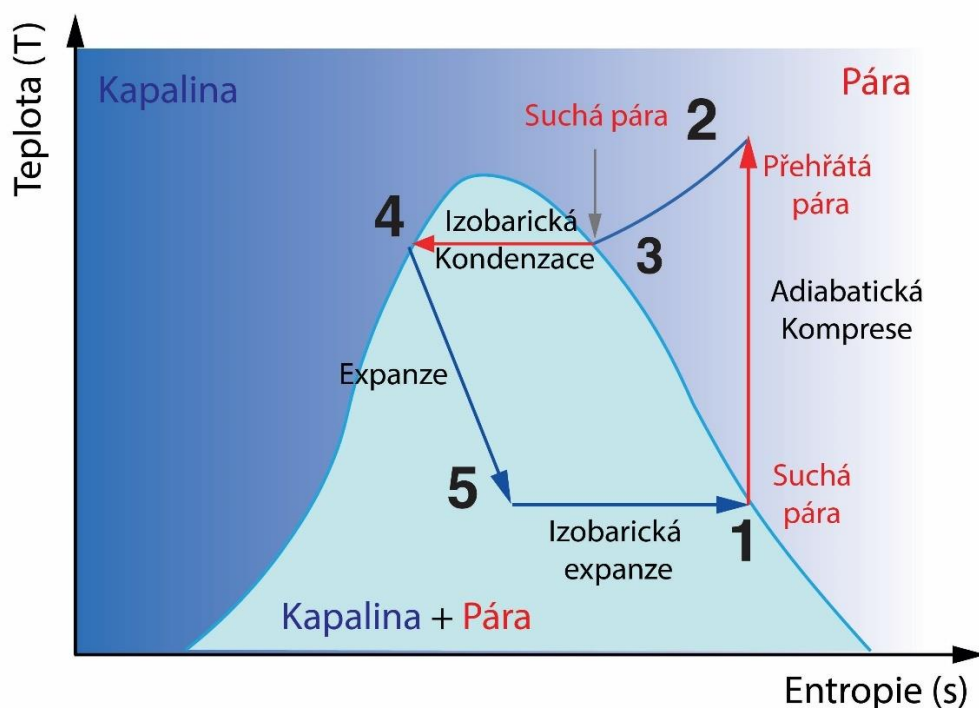


Obr.12 – Schéma tepelného čerpadla [14]

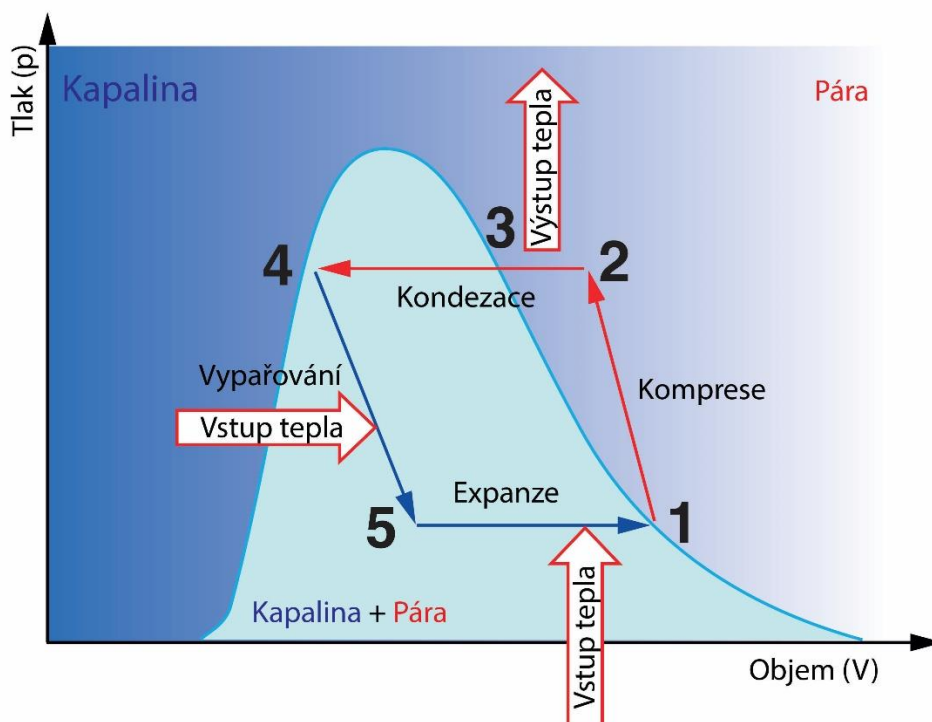
Dále putuje do kompresoru, kde se prudce zahřeje. Plyn obdrží další energii ze ztrátového tepla elektromotoru kompresoru a z tepla pohyblivých ploch kompresoru. Plyn, který vstupuje do kondenzátoru, musí mít vyšší teplotu nežli voda proudící smyčkou vytápění, jelikož opět platí 2. termodynamický zákon. V kondenzátoru plyn předá tepelnou energii vytápěcí smyčce a zkapalní se. Kapalina opět vstupuje do expanzního ventilu a cyklus se opakuje [13].

Pracovní cyklus tepelného čerpadla je popsán obráceným Carnotovým oběhem a můžeme ho zobrazit v T-s a p-V diagramu. Jejich průběh můžeme vidět na *Obr.13* a *Obr.14*. Nyní si jednotlivé děje v diagramu popíšeme [15]:

- 1–2: Ohřátý plyn (vypařené chladivo) je stlačován kompresorem, přičemž se zvyšuje jeho teplota.
- 2–3: Přehřátý plyn je ochlazen na sytou páru. Teplo je odebráno z chladiva při konstantním tlaku.
- 3–4: Plyn kondenzuje při konstantní teplotě a zároveň uvolňuje teplo.
- 4–5: Expanzní ventil snižuje tlak, který sníží teplotu varu chladiva. Chladivo přijímá teplo z okolního média ve výparníku.
- 5–1: Kapalné chladivo se vypařuje a expanduje při konstantním tlaku, přičemž odebírá teplo z okolí.



Obr.13 – T-s diagram tepelného čerpadla



Obr. 14 – p-V diagram tepelného čerpadla

4.2 Dělení tepelných čerpadel podle nositele energie

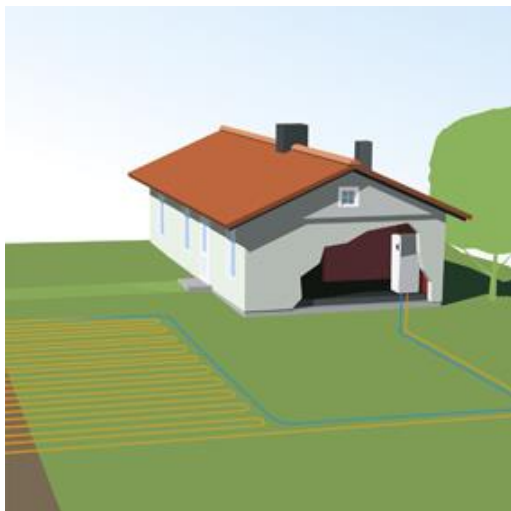
Tepelná čerpadla můžeme rozdělit podle zdroje nízkopotenciálního tepla a média výstupní (přečerpané) energie. Dělí se na tepelná čerpadla vzduch/voda, vzduch/vzduch, vzduch/voda, země/voda(plocha), země/voda(vrt), voda/voda (studny), voda/voda (vodní plocha).

4.2.1 Tepelná čerpadla země/voda

Získávání energie ze země u tepelných čerpadel země/voda se provádí buď pomocí zemního kolektoru, nebo pomocí vrtu [16].

Konstrukce zemního kolektoru se skládá z plastových hadic umístěných přibližně 1,5 m pod zemí. Hadicemi proudí nemrznoucí směs. Toto provedení můžeme vidět na *Obr.15*. Teplo je přenášeno mezi zemí a nemrznoucí směsí. Pouze 2 % z celkové energie se odebírají z úrovně níže pod uložením plastových hadic. Zbytek, tedy 98 %, se odejímá z úrovně nad uložením plastových hadic (tedy blíže povrchu). Zde je naakumulovaná energie ze slunce. Bohužel je pro tento typ nutné mít vhodný a dostatečně velký pozemek pro instalaci (200–400 m²). Vhodný pozemek je myšleno s nezastavěnými plochami a s dostatečně měkkou půdou pro umožnění výkopových prací [16].

Dále se používá provedení s vrtem, které můžeme vidět na *Obr.16*, kde se podle velikosti vytápěného objektu musí provést jeden nebo více vrtů. Tyto vrty jsou v hloubce 80 až 250 m. Uvnitř vrtu je pevně umístěna plastová sonda s nemrznoucí směsí. Tato sonda je prostředník při přenosu tepla ze země do tepelného čerpadla [16].



Obr.15 – TČ s kolektorem [16]



Obr.16 – TČ s vrtem [16]

Výhody těchto provedení oproti ostatním typům jsou bezhlučnost a žádná potřeba údržby. Zároveň mají velmi nízkou spotřebu elektrické energie (až o 30 % menší než u vzduchových tepelných čerpadel). Naopak nevýhoda obou provedení jsou vysoké investiční náklady [16].

4.2.2 Tepelná čerpadla vzduch/voda

Tepelná energie je odebírána přímo ze vzduchu z okolí objektu. Získaná energie ohřívá vodu ve výparníku tepelného čerpadla. Existují dva hlavní typy tepelných čerpadel vzduch/voda, a to MONOBLOK a SPLIT. Typ MONOBLOK je charakteristický uzavřenou chladicí smyčkou uvnitř venkovní jednotky. Propojení mezi vnitřní částí a venkovní jednotkou je za pomoci potrubí s topnou vodou. Typ SPLIT je naopak charakteristický tím, že se chladicí smyčka montuje a naplňuje chladivem přímo ve specifickém místě instalace. Chladicí potrubí je použito pro spojení vnější jednotky a vnitřní části [16].

Výhoda těchto tepelných čerpadel jsou nižší investiční náklady než u čerpadel země/voda a jednodušší instalace bez nároků na velikosti objektu. Naopak nevýhody tohoto tepelného čerpadla jsou vyšší spotřeba elektřiny než u tepelných čerpadel země/voda, zvýšená hlasitost a omezení provozu při nízkých teplotách [16].

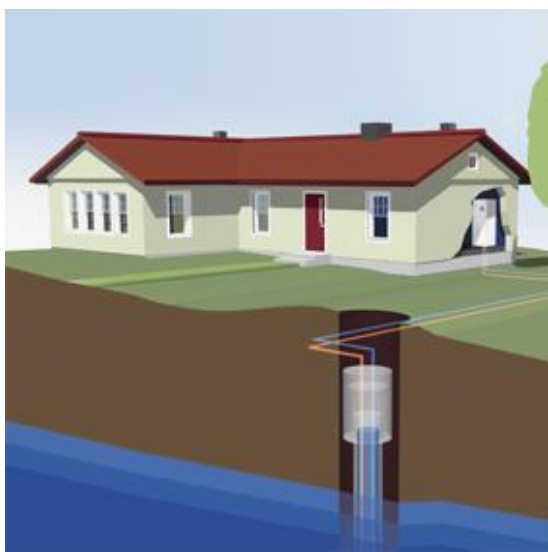


Obr.17 – Instalace tepelného čerpadla vzduch/voda [16]

4.2.3 Tepelná čerpadla voda/voda

Tepelná energie pro tepelná čerpadla voda/voda se získává ze studny a vodní plochy. Takto i můžeme rozdělit tepelná čerpadla voda/voda [16].

Voda ze studny se čerpá do výparníku tepelného čerpadla a po odevzdání své tepelné energie se voda vrací zpět do studny, jak můžeme vidět na Obr.18. Teplo pochází ze spodní vody nebo geotermální vody. V případě instalace v rodinných objektech je nutná kvalitní a dostupná spodní voda. Výhody těchto tepelných čerpadel jsou, že mají nejvyšší topný faktor ze všech tepelných čerpadel, a menší potřeba velikosti objektu. Nevýhody jsou nutnost častých kontrol a údržby zařízení, malá životnost komponentů a nutnost lokace s dostatečným množstvím vody [16].



Obr.18 – TČ se studnou [16]



Obr.19 – TČ s vodní plochou [16]

Systémy s využitím vodní plochy (*Obr.19*) se konstruují obvykle na dně rybníka nebo řeky. Konstrukce se skládá z plastových hadic, které jsou naplněny nemrznoucí směsí a zatíženy zátežkami, aby nedošlo k vynoření technologie. Tepelná energie se přenáší mezi vodou a nemrznoucí směsí. Nemrznoucí směs putuje do výparníku tepelného čerpadla a poté se vrací zpět potrubím. Výhody tohoto typu tepelného čerpadla jsou v nízkých investičních nákladech pro výstavbu kolektoru, provoz bez hluku a bez potřeby údržby. Nevýhody tohoto tepelného čerpadla jsou v potřebě nedaleké vodní plochy a v potřebě povolení pro výstavbu kolektoru od správce povodí [16].

Tepelná čerpadla typu voda/voda se mohou využívat v průmyslu při zpětném využití jinak odpadního tepla. Toto teplo může pocházet z výroby piva, chlazení serverů atd [16].

4.2.4 Tepelná čerpadla vzduch/vzduch

Tepelná energie se odebírá z okolního vzduchu, který ohřívá vzduch uvnitř budovy. Okolní vzduch ohřeje chladivo ve výparníku a poté se toto teplo uvolní v kondenzátoru přímo do vnitřního vzduchu. Topný faktor těchto tepelných čerpadel je vyšší než u většiny tepelných čerpadel. Tento typ tepelného čerpadla je vhodný pro objekty vytápěné elektřinou, kde zřetelně sníží výdaje za elektřinu. Výhody těchto tepelných čerpadel je nízké investiční náklady, rychlá a jednoduchá instalace, často je zahrnuta i možnost chlazení. Nevýhoda tohoto typu je potenciální hlučnost při maximálním výkonu. Dále je vhodný pro objekt s menším počtem malých místností a zároveň zde není možnost ohřevu vody [16].



Obr.20 – Instalace tepelného čerpadla vzduch/vzduch [16]

4.3 Dělení tepelných čerpadel podle pohonné energie

Podle pohonné energie lze tepelná čerpadla rozdělit na tepelná čerpadla elektrická, plynová a sorpční. Sorpční tepelná čerpadla rozdělujeme na absorpční a adsorpční tepelná čerpadla. V praxi se používají významně pouze tepelná čerpadla absorpční, a proto budu dále popisovat z těchto dvou pouze absorpční typ.

4.3.1 Elektrická tepelná čerpadla

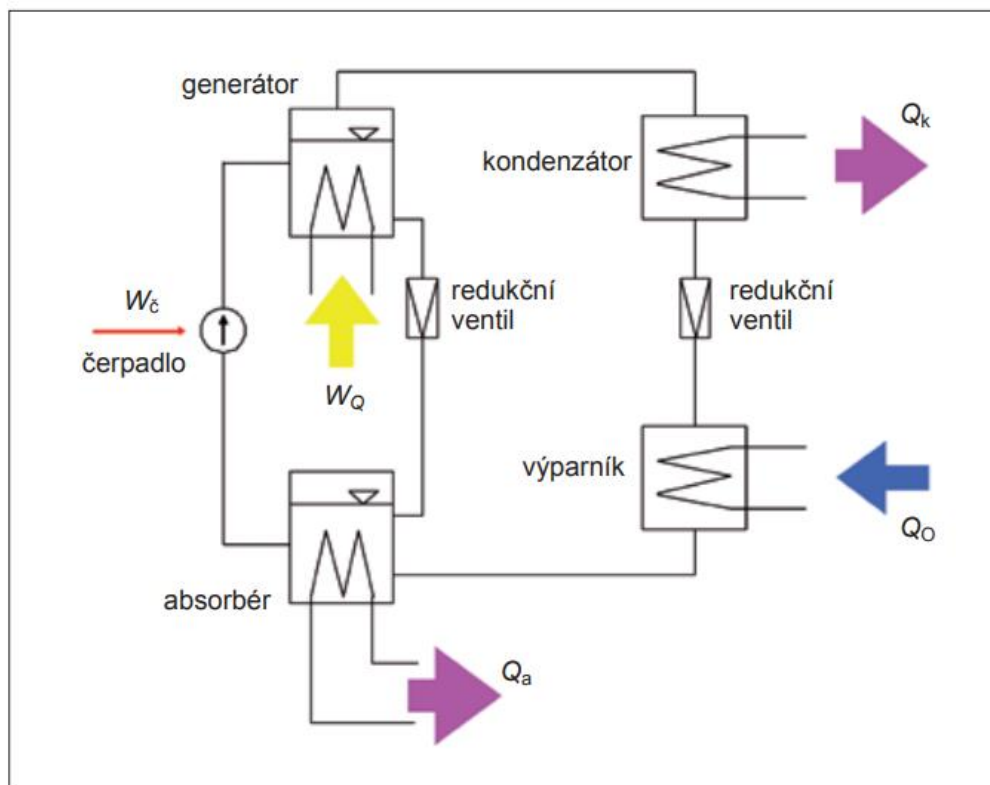
Pro pohon kompresoru tepelného čerpadla se používá elektromotor. Tento motor je tišší a konstrukčně jednodušší nežli ostatní možné pohony. Má vysokou spolehlivost a životnost. Ztrátové teplo je odebíráno pomocí par chladiva, a proto téměř nedochází k tepelným ztrátám. Výhodou je také jednoduchý start motoru. Pohyblivé díly jsou umístěny pouze uvnitř nádoby. Tyto motory jsou též nazývané hermetické [13].

4.3.2 Plynová tepelná čerpadla

Pro pohon kompresoru tepelného čerpadla se může také použít plynový motor. Rozdíl mezi elektrickým a plynovým motorem je, že část ztrátového tepla uvolněná motorem je použita pro ohřátí vody. Tento typ čerpadel je vhodný pro komerční budovy jako školy, nemocnice atd. Dále se zemní plyn používá pro pohon adsorpčních a absorpčních tepelných čerpadel, kde slouží jako zdroj tepla [17].

4.3.3 Absorpční tepelná čerpadla

Jako roztoky chladiva pro absorpční tepelná čerpadla se používají dvojice voda-LiBr a NH_3 (čpavek)-voda. Pro popis principu tohoto typu tepelného čerpadla použijí typ paliva NH_3 (čpavek)-voda. Pomocí čerpadla je roztok čpavku s vodou pod tlakem čerpán do generátoru (může se také označovat jako varník, vypuzovač nebo desorbér), jak můžeme vidět na *Obr.21*. Zde je roztoku dodáváno teplo W_Q pomocí zdroje tepla. Jako zdroj tepla se obvykle používá plynový hořák, ale může být také použita vodní pára. Zahříváním, které přerůstá v destilaci, se z roztoku uvolňuje téměř čistý čpavek [18].



Obr.21 – Schéma absorpčního tepelného čerpadla [18]

Tyto páry dále pokračují první větví do kondenzátoru, kde se odebere teplo Q_k , které je možné využít k vytápění. Zároveň se zde páry čpavku zkapalní. Dále pokračují přes redukční ventil, kde se zmenší tlak kapaliny, a tudíž i teplota varu kapaliny. Poté se kapalina vypaří ve výparníku, kde získá teplo Q_0 z vody. Tato ochlazená voda se používá pro chlazení, což je jedna z výhod tohoto typu tepelného čerpadla. V druhé větvi, kde se nachází kapalná směs s menší koncentrací čpavku, je tato směs vedena přes redukční ventil do absorbéru. V absorbéru, jak již název napovídá, do sebe kapalná směs zpátky absorbuje páry čpavku z první větve, aby toto bylo možné, je potřeba odebrat absorpční teplo Q_a . Toto teplo je také možné použít k vytápění. Roztok je pomocí čerpadla přečerpáván z absorbéru do generátoru. Zároveň tento roztok čerpáním získá mechanickou práci W_ϵ . Hlavní pohonnou energií pro chod tepelného čerpadla je energie W_Q . Mechanická energie čerpadla W_ϵ je vůči energii W_Q velikostně zanedbatelná [18].

4.4 Topný faktor tepelného čerpadla (COP)

Jedním z ukazatelů účinnosti a energetické kvality je topný faktor COP. Tato zkratka vychází z anglického Coefficient of Performance. Topný faktor tepelného čerpadla lze spočítat jako podíl tepelného výkonu čerpadla k celkovému příkonu za ustálených

provozních podmínek. Určuje se pro jeden standardní provozní bod, který by měl odpovídat nejčastějšímu provoznímu stavu [19].

$$COP = \frac{\Phi}{P_c + P_{aux}} \quad (4.1)$$

- Φ – tepelný výkon tepelného čerpadla
- P_c – elektrický příkon kompresoru
- P_{aux} – elektrický příkon potřebný pro překonání tlakové ztráty výparníku a kondenzátoru, odtávání výparníku a vlastní regulaci tepelného čerpadla

Ve skutečnosti se jedná o poměr středního tepelného výkonu ke střednímu příkonu za zkušební časový úsek. Celkový příkon se skládá nejen z příkonu kompresoru, ale započítává se i náročnost odtávání, elektrická energie regulačních a zabezpečovacích prvků (vyhřívání kompresoru proti kondenzaci chladiva, expanzní ventil). Dále se také započítává elektrický příkon, který slouží k překonání tlakových ztrát výměníků (kondenzátor, výparník) při požadovaném průtoku teplotně nosných látek. K zjištění topného faktoru slouží laboratorní měření, které při různých provozních podmínkách (různé teploty na vstupu do výparníku, různé teploty na výstupu z kondenzátoru) stanovují topný faktor pro zachycení dostatečného provozního rozsahu [19].

4.5 Sezónní topný faktor tepelného čerpadla (SCOP)

V průběhu roku se mění teploty na straně výparníku i na straně kondenzátoru, zároveň se mění odběrový výkon, který čerpadlo dodává svým tepelným výkonem. SCOP nám udává sezónní energetickou náročnost tepelného čerpadla, což nám lépe popisuje efektivnost tepelného čerpadla nežli COP. Výpočet se provádí z celoroční bilance produkce tepla tepelného čerpadla se zahrnutím pokrytí potřeby tepla budovy v otopné sezóně s klimatickými a standardizovanými provozními podmínkami. Otopná období jsou rozdělena na teplotní intervaly po 1 K. Do výpočtu SCOP se také zahrnují energetické ztráty vlivem cyklování čerpadla, energetická potřeba záložního elektrokotle, energetická spotřeba tepelného čerpadla při náběhu nebo v pohotovostním režimu, ztráty vychládáním výměníku atd. Pro výpočet je nutné mít změřené hodnoty topného faktoru v závislosti na výkonu pro různé provozní podmínky. Jsou dána tři klimatická pásma určená pro výpočet [19].

Teplejší – návrhová venkovní teplota +2 °C a trvání otopné sezóny 3590 hodin

Průměrná – návrhová venkovní teplota -10 °C a trvání otopné sezóny 4910 hodin

Chladnější – návrhová venkovní teplota -22 °C a trvání otopné sezóny 6446 hodin

Výsledný SCOP nám zařazuje tepelná čerpadla do energetických tříd účinnosti při jejich štítkování [19]

5. Tepelný výpočet bloku 200 MW

Praktickou část započneme tepelným výpočtem bloku pro zjištění výskytu potenciálních možností využití tepla, pro výpočet elektrické účinnosti tepelné elektrárny Tušimice II a její účinnosti dodávky tepla. Zjednodušené tepelné schéma pro tepelný výpočet 200 MW bloku můžeme vidět na (Obr.23). Toto schéma vychází ze schématu tepelné elektrárny Tušimice II (Obr.22). Neuvažuje se zde ohřívák topné vody (OV3), jelikož není v provozu. Dále se zanedbávají některé větve, jejichž příspěvek je zanedbatelný a zbytečně by komplikovaly výpočet. Hodnoty byly poskytnuty firmou ČEZ. K výpočtu nebyly použity hodnoty pro elektrický výkon 200 MW, jelikož se část tepla odebírá pro dodávku tepla městu Kadaň. Nejbližší možná hodnota byla 194,91 MW.

Tab.2 – Parametry kondenzátu v nízkotlakých ohřívácích

$t_{\text{NTO1_IN}}$	36,87 °C	teplota kondenzátu do NNV na vstupu NTO1
$t_{\text{NTO1_OUT}}$	48,58 °C	teplota kondenzátu do NNV na výstupu NTO1
$t_{\text{NTO2_IN}}$	53,55 °C	teplota kondenzátu do NNV na vstupu NTO2
$t_{\text{NTO2_OUT}}$	71,38 °C	teplota kondenzátu do NNV na výstupu NTO2
$t_{\text{NTO3_OUT}}$	93,64 °C	teplota kondenzátu do NNV na výstupu NTO3
$t_{\text{NTO4_IN}}$	103,78 °C	teplota kondenzátu do NNV na vstupu NTO4
$t_{\text{NTO4_OUT}}$	120,67 °C	teplota kondenzátu do NNV na výstupu NTO4
$t_{\text{NTO5_IN}}$	128,81 °C	teplota kondenzátu do NNV na vstupu NTO5
$t_{\text{NTO5_OUT}}$	144,24 °C	teplota kondenzátu do NNV na výstupu NTO5

Tab.3 – Parametry napájecí vody

$t_{\text{VTO1_IN}}$	176,26 °C	teplota NV do kotle na vstupu do VTO1
$t_{\text{VTO1_OUT}}$	204,98 °C	teplota NV do kotle na výstupu z VTO1
$t_{\text{VTO2_OUT}}$	241,71 °C	teplota NV do kotle na výstupu z VTO2
$t_{\text{SPVTO1_OUT}}$	248,38 °C	teplota NV do kotle na výstupu z SPVTO1
$p_{\text{NNV_out}}$	0,74 MPa	tlak NV na výstupu z NNV
$p_{\text{VTO1_OUT}}$	23,22 MPa	tlak NV na výstupu VTO1
$p_{\text{NČ_OUT}}$	23 MPa	tlak NV na výstupu NČ
$p_{\text{NV_EKO}}$	22,35 MPa	tlak NV na vstupu do ekonomizéru

Tab.4 – Parametry páry turbosoustrojí

P_E	194,91 MW	činný výkon
t_a^{VT}	575,53 °C	Teplota admisní přehřáté páry VT dílu
p_a^{VT}	18,52 MPa	Tlak admisní přehřáté páry VT dílu
t_k^{VT}	340,48 °C	Skutečná teplota emisní přehřáté páry VT dílu
t_a^{ST}	580,15 °C	Teplota admisní přehřáté páry ST dílu
p_a^{ST}	3,49 Mpa	Tlak admisní přehřáté páry ST dílu
t_k^{NT}	27,59 °C	Skutečná teplota emisní páry NT dílu
p_k^{NT}	3,3 kPa	Tlak emisní páry ST dílu
η^{TD}	80%	Termodynamická účinnost turbín
η_m	98%	Mechanická účinnost
η_G	99%	Účinnost generátoru
η_{VS}	11%	Vlastní spotřeba bloku
η_p	99%	Účinnost potrubí
$M_{P'}$	548,43 t·h ⁻¹	Množství admisní přehřáté páry

Tab.5 – Parametry páry regenerativních ohřevů

t_{R08}	351,9 °C	teplota RO páry R08
p_{R08}	3,8 MPa	tlak RO páry R08
t_{R07}	492,05 °C	teplota RO páry R07
p_{R07}	1,64 MPa	tlak RO páry R07
t_{R06}	369,64 °C	teplota RO páry R06
p_{R06}	0,76 MPa	tlak RO páry R06
p_{R05}	0,43 MPa	tlak RO páry R05
t_{R04}	209,19 °C	teplota RO páry R04
p_{R04}	221,26 kPa	tlak RO páry R04
t_{R03}	111,31 °C	teplota RO páry R03
p_{R03}	94,71 kPa	tlak RO páry R03
t_{R02}	76,73 °C	teplota RO páry R02
p_{R02}	38,52 kPa	tlak RO páry R02
t_{R01}	51,78 °C	teplota RO páry R01
p_{R01}	12,16 kPa	tlak RO páry R01
M_{TBN}	23,56 t·h ⁻¹	Množství odběru páry TN
p_{NV_EKO}	22,35 MPa	tlak NV na vstupu do ekonomizéru

Tab.6 – Parametry pro dodávku tepla

p_{OV1_IN}	94,21 kPa	tlak odběru teplé vody na vstupu OTV1
t_{OV1_IN}	75,72 °C	teplota odběru teplé vody na vstupu OTV1
t_{OV1_OUT}	97,82 °C	teplota odběru teplé vody na výstupu OTV1
t_{OV2_OUT}	124,74 °C	teplota odběru teplé vody na výstupu OTV1
p_{OVP1}	94,21 kPa	teplota odběru páry z turbíny na OTV1
t_{OVP1}	165,96 °C	tlak odběru páry z turbíny na OTV1
p_{OVP2}	137,34 kPa	teplota odběru páry z turbíny na OTV2
t_{OVP2}	492,05 °C	tlak odběru páry z turbíny na OTV2
M_{OV}	280 t·h ⁻¹	Množství chladicí vody pro dodávku tepla

Hodnoty entalpií par se určily ze změřených hodnot tlaků a teplot pomocí programu zprostředkovaným firmou ČEZ (TVVP s použitou rovnicí IAPWS-IF97), další možnost byly tabulky termodynamických vlastností vody a vodní páry a poslední možnost byl i-s diagram. Hodnoty entalpie vody byly odečteny z tabulek termodynamických vlastností vody a vodní páry nebo chytrého programu od firmy ČEZ pomocí změřených hodnot teploty. Tyto hodnoty pro vodu si můžeme také odvodit a dopočítat z druhého termodynamického zákona. Pokud rozdělíme tepelný oběh na jednotlivé změny stavu při konstantních teplotách, můžeme zapsat II. TZ následovně.

$$dq = Tds \quad (5.1)$$

Množství tepla, které látka přijme pro ohřátí z teploty 1 na teplotu 2, je dán jejím měrným teplem (tepelnou kapacitou). Toto množství tepla k ohřátí 1 kg látky o určitý tepelný rozdíl závisí na tepelné kapacitě látky.

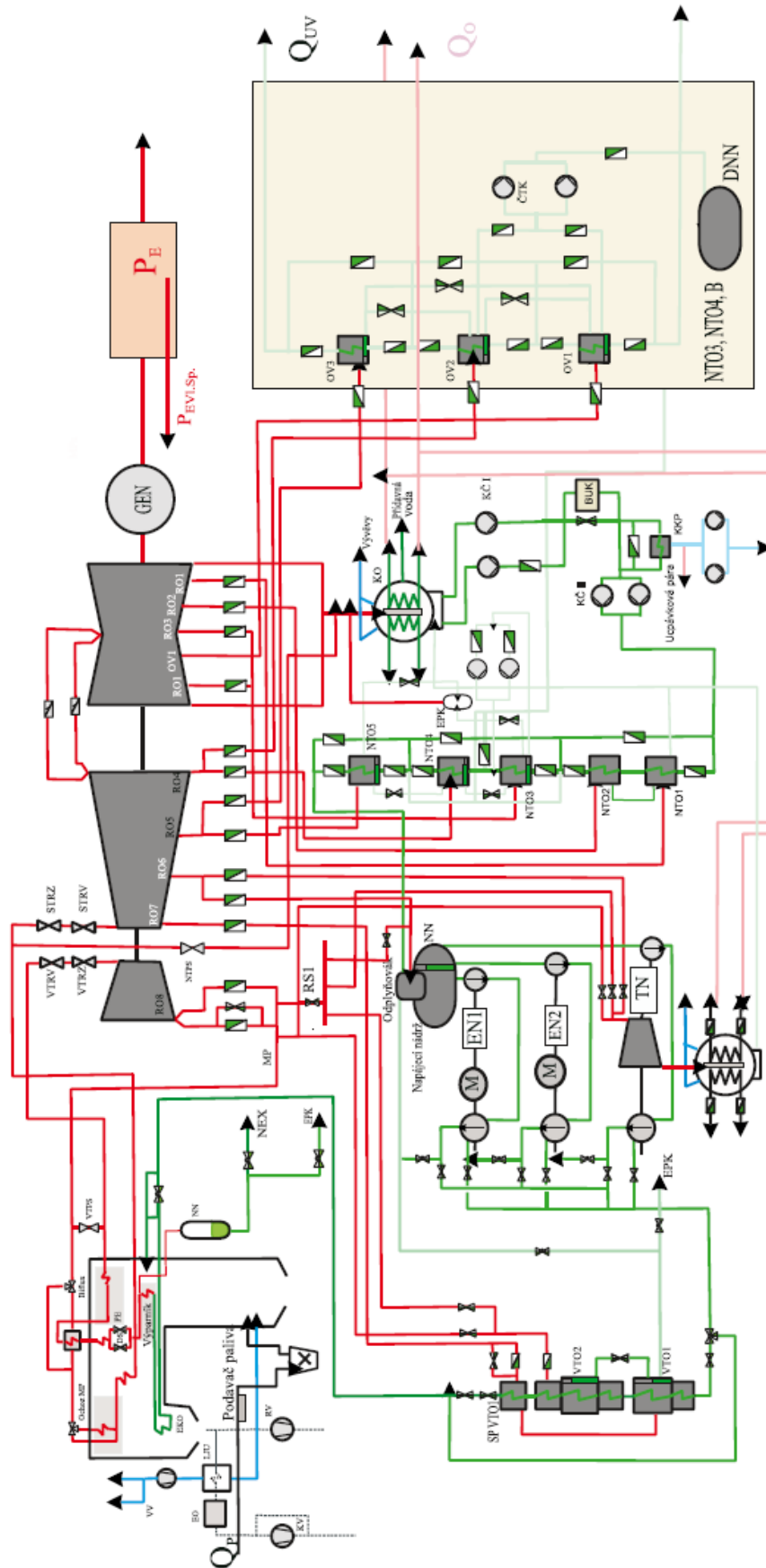
$$c = \frac{dq}{dT} \quad (5.2)$$

Následně můžeme tedy psát.

$$dq = cdT = di \quad (5.3)$$

Ze vztahu (5.3) si můžeme nyní dopočítat jednotlivé entalpie vody. Pro výpočet byl použit program TVVP od firmy ČEZ, je nejpřesnější a má nejmenší procento chybného odečtení výsledných hodnot.

V elektrárně se používají povrchové ohříváky, které způsobují, že výstupní teplota vody je nižší než výstupní teplota odběrové páry. Toto je způsobeno neideálním prostupem tepla pomocí trubek (v trubkách voda, z vnější strany pára). Tento jev nazýváme nedohřev, jehož hodnoty se pohybují od 3 až do 5 °C. Pro výpočet budeme uvažovat průměrnou hodnotu 4 °C.



Obr.22 – Schéma bloku elektrárny Tušimice II.

- Skutečná entalpie emisní páry VT dílu $i_k^{Vt} = 3081,87 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
- Skutečná entalpie emisní páry ST a NT dílu $i_k^{StNt} = 2552,152 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Nyní si můžeme dopočítat ideální emisní entalpii páry. Tento proces se také nazývá adiabatická expanze na turbíně. Použijeme vzorec (5.4) na termodynamickou účinnost η^{TD} , který nám popisuje, jak efektivně turbína převádí tepelnou energii na práci.

$$\eta^{TD} = \frac{i_a - i_k}{i_a - i_e} \quad (5.4)$$

, kde i_a je admisní entalpie páry

i_k je skutečná emisní entalpie páry

i_e je ideální emisní entalpie páry

Aplikováním vzorce (5.4) a vyjádřením ideální entalpie páry dostaneme následující vzorec pro VT díl turbíny.

$$i_e^{Vt} = \frac{(\eta^{TD} \cdot i_a^{Vt}) + i_k^{Vt} - i_a^{Vt}}{\eta^{TD}} \text{ (kJ} \cdot \text{kg}^{-1}\text{)} \quad (5.5)$$

Po dosazení dostaneme:

$$i_e^{Vt} = \frac{(0,8 \cdot 3484,92) + 3081,87 - 3484,92}{0,8} = 2981,11 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Tento samý postup aplikujeme pro výpočet ideální expanzi na ST a NT dílu turbíny.

Po dosazení dostaneme:

$$i_e^{StNt} = \frac{(0,8 \cdot 3633,7) + 2552,15 - 3633,7}{0,8} = 2282,64 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Pro dopočítání skutečné hodnoty entalpie regenerativního odběru 5 je třeba použít vzorec (5.4) a vyjádřit si z něj veličinu i_k , kterou v našem případě pojmenujeme i_{r05} . Přičemž hodnotu i_{e05} jsme si určili z i-s diagramu pro adiabatickou expanzi na turbíně.

$$i_{r05} = i_a^{StNt} - \eta^{TD} \cdot (i_a^{StNt} - i_{e05}) \quad (5.6)$$

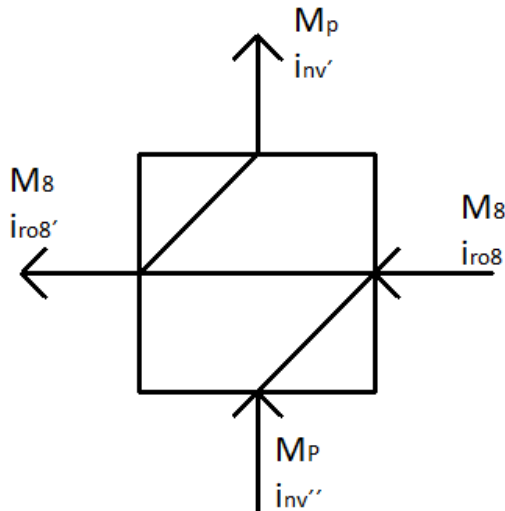
$$i_{r05} = 3633,7 - 0,8 \cdot (3633,7 - 2990) = 3118,6 \text{ kJ/kg}$$

5.2 Vysokotlaké ohříváky vody

V každém bloku elektrárny Tušimice II. se nachází 2 vysokotlaké ohříváky vody

(VTO1 a VTO2) a srážecí přehřátí (SPVTO1). V této části výpočtu se budeme snažit vyjádřit neznámá množství regenerativních odběrů páry pro finální bilanci turbosoustrojí a výpočtu neznámého množství admisní přehřáté páry M_p .

5.2.1 Vysokotlaký ohřívák vody 2 (VTO2)



$$t_{ro8'} = t_{nv'} + 4 \text{ °C} = 241,71 + 4 = 245,7 \text{ °C} \Rightarrow \\ \Rightarrow i_{ro8'} = 1064,9 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$$

$$t_{ro8} = 351,9 \text{ °C}, p_{ro8} = 3,8 \text{ MPa} \Rightarrow \\ \Rightarrow i_{ro8} = 3102,65 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$$

$$t_{nv'} = 241,71 \text{ °C} \Rightarrow i_{nv'} = 1045,6 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$$

$$t_{nv''} = 204,98 \text{ °C} \Rightarrow i_{nv''} = 874,9 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$$

Obr.24 – schéma VTO2

Vyjádříme si bilanční rovnici pro příslušný výměník VTO2

$$M_p \cdot i_{nv''} + M_8 \cdot i_{ro8} = M_p \cdot i_{nv'} + M_8 \cdot i_{ro8'} \quad (5.7)$$

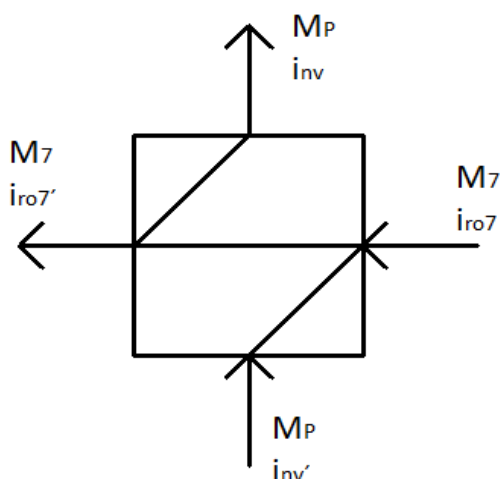
Pokud víme

$$\alpha_{08} = \frac{M_8}{M_p} (-) \quad (5.8)$$

Vyjádříme si z bilanční rovnice (5.7) neznámý poměr množství α_{08}

$$\alpha_{08} = \frac{i_{nv'} - i_{nv''}}{i_{ro8} - i_{ro8'}} = \frac{1045,6 - 874,9}{3102,65 - 1064,9} = 0,08377 \quad (5.9)$$

5.2.2 Srážec přehřátí (SPVTO1)



$$t_{ro7'} = t_{nv} + 4 \text{ °C} = 248,38 + 4 = 252,38 \text{ °C}$$

$$\Rightarrow i_{ro7'} = 2800,19 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$$

$$t_{ro7} = 492,05 \text{ °C}, p_{ro7} = 1,64 \text{ MPa} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow i_{ro7} = 3454,6 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$$

$$t_{nv'} = 241,7 \text{ °C} \Rightarrow i_{nv'} = 1045,6 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$$

$$t_{nv} = 248,38 \text{ °C} \Rightarrow i_{nv} = 1077,8 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$$

Obr.25 – schéma SPVTO1

Vyjádříme si bilanční rovnici pro příslušný srážec přehřátí SPVTO1

$$M_P \cdot i_{nv'} + M_7 \cdot i_{ro7} = M_P \cdot i_{nv} + M_7 \cdot i_{ro7'} \quad (5.10)$$

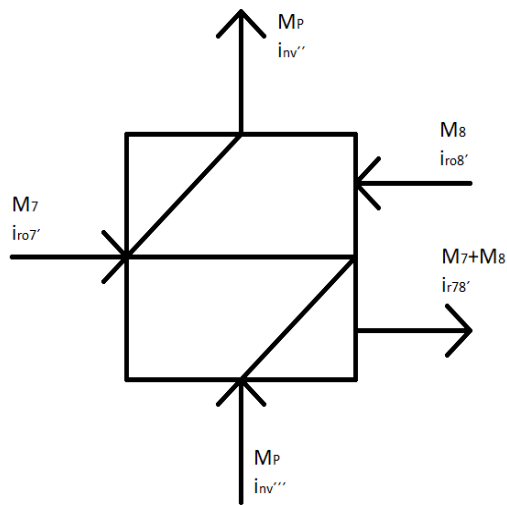
Pokud víme

$$\alpha_{07_SPVTO1} = \frac{M_7}{M_P} \quad (-) \quad (5.11)$$

Vyjádříme si z bilanční rovnice (5.10) neznámý poměr množství α_{07_VT01}

$$\alpha_{07_SPVTO1} = \frac{i_{nv} - i_{nv'}}{i_{ro7} - i_{ro7'}} = \frac{1077,8 - 1045,6}{3454,6 - 2800,19} = 0,04920 \quad (5.12)$$

5.2.3 Vysokotlaký ohřívák vody 1 (VTO1)



$$t_{r78}' = t_{nv}'' + 4 \text{ °C} = 204,98 + 4 = 208,98 \text{ °C} \Rightarrow i_{r78}' = 893,1 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$$

$$t_{nv}'' = 204,98 \text{ °C} \Rightarrow i_{nv}'' = 874,9 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$$

$$t_{nv}''' = 176,26 \text{ °C} \Rightarrow i_{nv}''' = 746,7 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$$

Obr.26 – schéma VTO1

Vyjádríme si bilanční rovnici pro příslušný výměník VTO1

$$M_P \cdot i_{nv}''' + M_8 \cdot i_{ro8}' + M_7 \cdot i_{ro7}' = M_P \cdot i_{nv}'' + (M_7 + M_8) \cdot i_{r78}' \quad (5.13)$$

Pokud víme

$$\alpha_{07_VTO1} = \frac{M_7}{M_P} \quad (-) \quad (5.14)$$

Vyjádríme si z bilanční rovnice (5.13) neznámý poměr množství α_{07_VTO1}

$$\alpha_{07_VTO1} = \frac{i_{nv}'' - i_{nv}''' + \alpha_{08} \cdot (i_{r78}' - i_{ro8}')}{i_{ro7}' - i_{r78}'} \quad (-) \quad (5.15)$$

Po dosazení dostaneme výraz:

$$\alpha_{07_VTO1} = \frac{874,9 - 746,7 + 0,08377 \cdot (893,1 - 1064,9)}{2800,19 - 893,1} = 0,05968$$

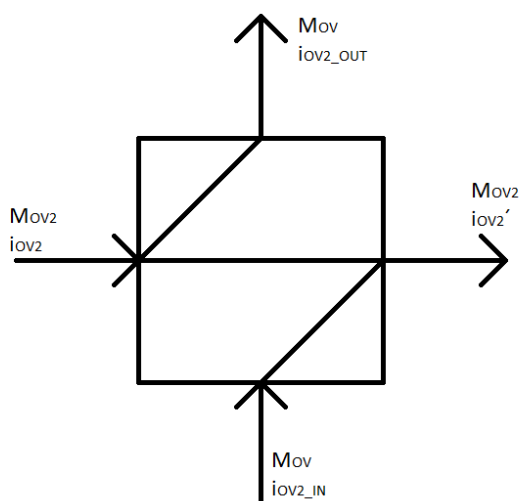
Nyní provedeme aritmetický průměr pro stanovení celkového poměrného množství α_{07}

$$\alpha_{07} = \frac{\alpha_{07_VTO1} + \alpha_{07_SPVTO1}}{2} = \frac{0,05968 + 0,0492}{2} = 0,05444 \quad (5.16)$$

5.3 Dodávka tepla městu Kadaň

Dále budeme pokračovat výpočtem bilančních rovnic pro ohříváky topné vody pro město Kadaň. Cílem výpočtu je neznámé množství chladicí vody M_{OH} , které je nutné pro další výpočet u nízkotlakých ohříváků. Množství chladicí vody M_{OH} je rovno součtu množství obou ohříváků M_{OV1} a M_{OV2} .

5.3.1 Ohřívák topné vody 2 (OV2)



$$t_{OV2} = 492,05 \text{ } ^\circ\text{C}, p_{OV2} = 137,34 \text{ kPa} \Rightarrow \\ \Rightarrow i_{OV2} = 3471,35 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$$

$$t_{OV2}' = t_{OV2_OUT} + 4 \text{ } ^\circ\text{C} = 124,74 + 4 = \\ = 128,74 \text{ } ^\circ\text{C} \Rightarrow i_{OV2}' = 541 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$$

$$t_{OV2_OUT} = 124,74 \text{ } ^\circ\text{C} \Rightarrow i_{OV2_OUT} = \\ = 523,954 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$$

$$t_{OV2_IN} = 97,82 \text{ } ^\circ\text{C} \Rightarrow i_{OV2_IN} = 409,9 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$$

Obr.27 – schéma OV2

Vyjádríme si bilanční rovnici pro příslušný výměník OV2 pro dodávku tepla

$$M_{OV2} \cdot i_{OV2} + M_{OV} \cdot i_{OV2_IN} = M_{OV} \cdot i_{OV2_OUT} + M_{OV2} \cdot i_{OV2}' \quad (5.17)$$

Pokud víme

$$\alpha_{OV2} = \frac{M_{OV2}}{M_P} \quad (-) \quad (5.18)$$

Zároveň víme

$$\alpha_{OV} = \frac{M_{OV}}{M_P} = \frac{280}{M_P} \quad (5.19)$$

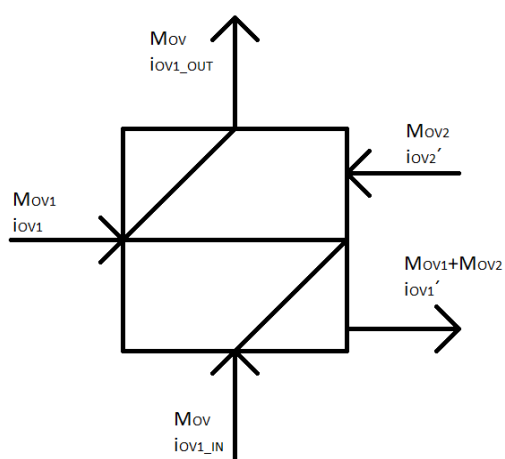
Vyjádríme si z bilanční rovnice neznámý poměr množství α_{OV2}

$$\alpha_{OV2} = \frac{\alpha_{OV} \cdot (i_{OV2_OUT} - i_{OV2_IN})}{i_{OV2} - i_{OV2'}} \quad (5.20)$$

Po dosazení dostaneme

$$\alpha_{OV2} = \frac{\frac{280}{M_P} \cdot (523,954 - 409,9)}{3471,35 - 541} = \frac{10,9}{M_P}$$

5.3.2 Ohřívák topné vody 1 (OV1)



$$t_{OV1} = 165,96 \text{ } ^\circ\text{C}, p_{OV1} = 94,21 \text{ kPa} \Rightarrow \\ \Rightarrow i_{OV1} = 2808,59 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$$

$$t_{OV1'} = t_{OV1_OUT} + 4 \text{ } ^\circ\text{C} = 97,82 + 4 = 101,82 \text{ } ^\circ\text{C} \\ \Rightarrow \Rightarrow i_{OV1'} = 426,78 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$$

$$t_{OV1_OUT} = 97,82 \text{ } ^\circ\text{C} \Rightarrow i_{OV1_OUT} = 409,9 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$$

$$p_{OV1_IN} = 94,2 \text{ kPa} \Rightarrow t_{OV1_IN} = 74,3 \text{ } ^\circ\text{C} \Rightarrow \\ \Rightarrow i_{OV1_IN} = 311,09 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$$

Obr.28 – schéma OV1

Vyjádríme si bilanční rovnici pro příslušný výměník OV1 pro dodávku tepla

$$M_{OV} \cdot i_{OV1_IN} + M_{OV1} \cdot i_{OV1} + M_{OV2} \cdot i_{OV2'} = M_{OV} \cdot i_{OV1_OUT} + (M_{OV1} + M_{OV2}) \cdot i_{OV1'} \quad (5.21)$$

Pokud víme

$$\alpha_{OV1} = \frac{M_{OV1}}{M_P} (-) \quad (5.22)$$

Vyjádríme si z bilanční rovnice (5.21) neznámý poměr množství α_{OV1}

$$\alpha_{OV1} = \frac{\alpha_{OV} \cdot (i_{OV1_OUT} - i_{OV1_IN}) + \alpha_{OV2} \cdot (i_{OV1'} - i_{OV2'})}{i_{OV1} - i_{OV1'}} (-) \quad (5.23)$$

Po dosazení dostaneme

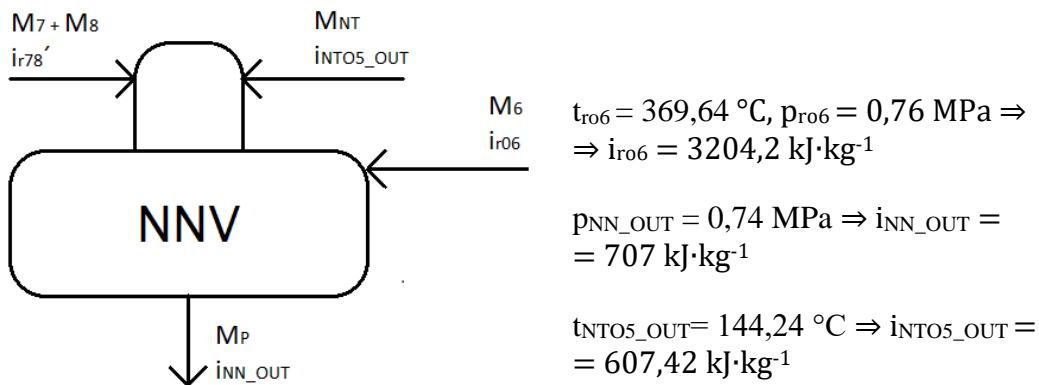
$$\alpha_{0V1} = \frac{\frac{280}{M_P} \cdot (409,9 - 311,09) + \frac{10,9}{M_P} \cdot (426,78 - 541)}{2808,59 - 426,78}$$

$$\alpha_{0V1} = \frac{11,093}{M_P}$$

5.4 Napájecí nádrž a nízkotlaké ohříváky vody

Dále se v tepelné elektrárně Tušimice II. nachází pět nízkotlakých ohříváků a napájecí nádrž s odplyňovákem. Opět je cílem vyjádřit si neznámý poměr množství regenerativních odběrů pro konečnou bilanci turbosoustrojí.

5.4.1 Napájecí nádrž s odplyňovákem (NNV)



Obr.29 – schéma NNV

Vyjádríme si bilanční rovnici pro příslušnou napájecí nádrž

$$(M_7 + M_8) \cdot i_{r78'} + M_{NT} \cdot i_{NT05_OUT} + M_6 \cdot i_{r06} = M_P \cdot i_{NN_OUT} \quad (5.24)$$

Pokud víme

$$\alpha_{06} = \frac{M_6}{M_P} (-) \quad (5.25)$$

Z bilanční rovnice (5.24) si vyjádříme neznámé množství M_{NT} pouze pomocí množství

$$M_{NT} = M_P - M_8 - M_7 - M_6 \quad (t \cdot h^{-1}) \quad (5.26)$$

Což lze také napsat jako

$$\alpha_{NT} = 1 - \alpha_{08} - \alpha_{07} - \alpha_{06} (-) \quad (5.27)$$

Do bilanční rovnice (5.24) dosadíme rovnici (5.27) a následně si vyjádříme neznámý poměr množství α_{06}

$$\alpha_{06} = \frac{i_{NN_OUT} - (1 - \alpha_{08} - \alpha_{07}) \cdot i_{NTO5_OUT} - (\alpha_{08} + \alpha_{07}) \cdot i_{r78'}}{i_{r06} - i_{NTO5_OUT}} (-) \quad (5.28)$$

Po dosazení

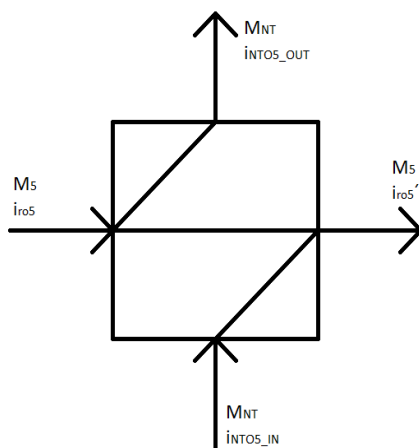
$$\alpha_{06} = \frac{707 - (1 - 0,08377 - 0,0544) \cdot 607,42 - (0,08377 + 0,0544) \cdot 893,1}{3204,2 - 607,42}$$

$$\alpha_{06} = 0,02316$$

Následně si zpětně dosadíme do vztahu (5.27)

$$\alpha_{NT} = 1 - 0,08377 - 0,05444 - 0,02316 = 0,83863$$

5.4.2 Nízkotlaký ohřívák 5 (NTO5)



$$t_{r05'} = t_{NTO5_OUT} + 4 \text{ } ^\circ\text{C} = 144,27 + 4 = 148,27 \text{ } ^\circ\text{C} \Rightarrow i_{r05'} = 624,66 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$$

$$t_{NTO5_IN} = 128,81 \text{ } ^\circ\text{C} \Rightarrow i_{NTO5_IN} = 541,3 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$$

$$t_{NTO5_OUT} = 144,24 \text{ } ^\circ\text{C} \Rightarrow i_{NTO5_OUT} = 607,42 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$$

Obr.30 – schéma NTO5

Vyjádříme si bilanční rovnici z příslušného výměníku NTO5

$$M_{NT} \cdot i_{NTO5_IN} + M_5 \cdot i_{r05} = M_{NT} \cdot i_{NTO5_OUT} + M_5 \cdot i_{r05'} \quad (5.29)$$

Pokud víme

$$\alpha_{05} = \frac{M_5}{M_P} (-) \quad (5.30)$$

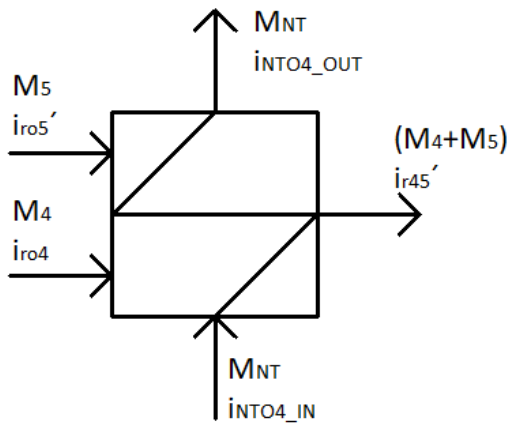
Vyjádříme si z bilanční rovnice (5.29) neznámý poměr množství α_{05}

$$\alpha_{05} = \frac{\alpha_{NT} \cdot (i_{NTO5_IN} - i_{NTO5_OUT})}{i_{ro5'} - i_{ro5}} \quad (-) \quad (5.31)$$

Po dosazení dostaneme

$$\alpha_{05} = \frac{0,83863 \cdot (541,3 - 607,42)}{624,66 - 3118,6} = 0,0222 \quad (5.32)$$

5.4.3 Nízkotlaký ohřívák 4 (NTO4)



$$t_{ro4} = 209,19 \text{ } ^\circ\text{C}, p_{ro4} = 221,26 \text{ kPa} \Rightarrow \\ \Rightarrow i_{ro4} = 2888,3 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$$

$$t_{r45'} = t_{NTO4_OUT} + 4 \text{ } ^\circ\text{C} = 120,67 + 4 = \\ = 124,67 \text{ } ^\circ\text{C} \Rightarrow i_{r45'} = 523,66 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$$

$$t_{NTO4_IN} = 103,78 \text{ } ^\circ\text{C} \Rightarrow i_{NTO4_IN} = \\ = 435,06 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$$

$$t_{NTO4_OUT} = 120,67 \text{ } ^\circ\text{C} \Rightarrow i_{NTO4_OUT} = \\ = 506,6 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$$

Obr.31 – schéma NTO4

Vyjádříme si bilanční rovnici z příslušného výměníku NTO4

$$M_{NT} \cdot i_{NTO4_IN} + M_4 \cdot i_{ro4} + M_5 \cdot i_{ro5'} = M_{NT} \cdot i_{NTO4_OUT} + (M_4 + M_5) \cdot i_{r45'} \quad (5.33)$$

Pokud víme

$$\alpha_{04} = \frac{M_4}{M_P} \quad (-) \quad (5.34)$$

Vyjádříme si z bilanční rovnice (5.33) neznámý poměr množství α_{04}

$$\alpha_{04} = \frac{\alpha_{NT} \cdot (i_{NTO4_OUT} - i_{NTO4_IN}) + \alpha_{05} \cdot (i_{r45'} - i_{ro5'})}{i_{ro4} - i_{r45'}} \quad (-) \quad (5.35)$$

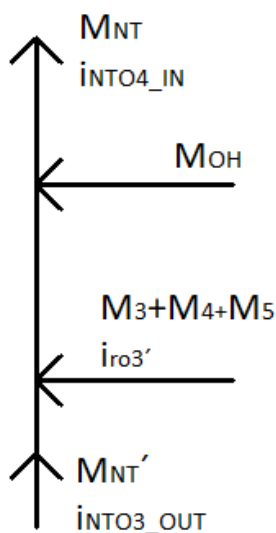
Po dosazení dostaneme

$$\alpha_{04} = \frac{0,83863 \cdot (506,6 - 435,06) + 0,0222 \cdot (523,66 - 624,66)}{2888,3 - 523,66}$$

$$\alpha_{04} = 0,02442$$

5.4.4 Nízkotlaký ohřívák 3 (NTO3)

Před výpočtem bilanční rovnice pro ohřívák NTO3 se nejdříve musí nejdříve spočítat bilance v bodě mezi ohřívákem NTO3 a NTO4 pro korektnost výpočtu.



Obr.32 – schéma bodu mezi NTO3 a NTO4

Musíme si nejdříve dopočítat hodnotu množství M_{OH}

$$M_{OH} = M_{OV1} + M_{OV2} \quad (t \cdot h^{-1}) \quad (5.36)$$

Pokud víme

$$\alpha_{OH} = \frac{M_{OH}}{M_P} \quad (-) \quad (5.37)$$

Můžeme také psát

$$\alpha_{OH} = \alpha_{OV1} + \alpha_{OV2} \quad (-) \quad (5.38)$$

Po dosazení

$$\alpha_{OH} = \frac{11,093}{M_P} + \frac{10,9}{M_P} = \frac{21,993}{M_P}$$

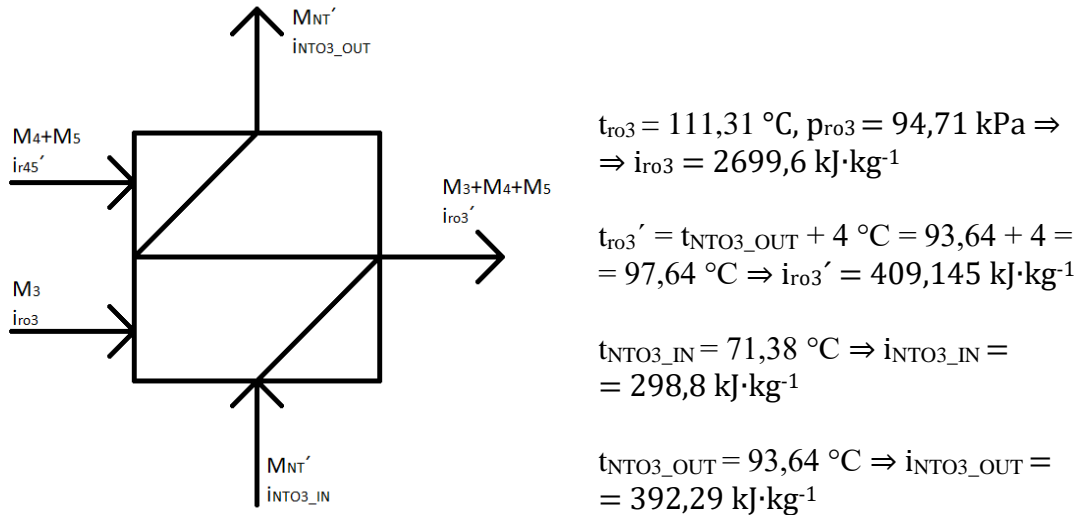
Nyní si napíšeme bilanční rovnici pro množství bodu mezi ohříváky NTO3 a NTO4

$$M_{NT'} + (M_3 + M_4 + M_5) + M_{OH} = M_{NT} \quad (5.39)$$

Můžeme také psát

$$\alpha_{NT'} = \alpha_{NT} - (\alpha_3 + \alpha_4 + \alpha_5) - \alpha_{OH} (-) \quad (5.40)$$

Nyní si již můžeme dopočítat bilanci v ohříváku NTO3



Obr.33 – schéma NTO3

Vyjádříme si bilanční rovnici z příslušného výměníku NTO3

$$(M_4 + M_5) \cdot i_{r45}' + M_3 \cdot i_{ro3} + M_{NT'} \cdot i_{NTO3_IN} = M_{NT'} \cdot i_{NTO3_OUT} + (M_3 + M_4 + M_5) \cdot i_{ro3}' \quad (5.41)$$

Pokud víme

$$\alpha_{03} = \frac{M_3}{M_p} (-) \quad (5.42)$$

Vyjádříme si z bilanční rovnice (5.41) neznámý poměr množství α_{03}

$$\alpha_{03} = \frac{\alpha_{NT''} \cdot (i_{NTO3_OUT} - i_{NTO3_IN}) + (\alpha_{04} + \alpha_{05}) \cdot (i_{ro3}' - i_{r45}')}{i_{ro3} - i_{ro3}' + i_{NTO3_IN} - i_{NTO3_OUT}} (-) \quad (5.43)$$

Přičemž $\alpha_{NT''}$ se rovná

$$\alpha_{NT''} = \alpha_{NT} - (\alpha_4 + \alpha_5) - \alpha_{OH} (-) \quad (5.44)$$

Dosadíme do rovnice (5.44)

$$\alpha_{NT''} = 0,83863 - (0,02442 + 0,0222) - \frac{21,993}{M_p} = 0,7918 - \frac{21,993}{M_p}$$

Dále dosadíme do vztahu (5.43) dostaneme

$$\alpha_{03} = \frac{\left(0,7918 - \frac{21,993}{M_p}\right) \cdot (392,29 - 298,8) + (0,0222 + 0,02442) \cdot (409,145 - 523,66)}{2699,6 - 409,145 + 298,8 - 392,29}$$

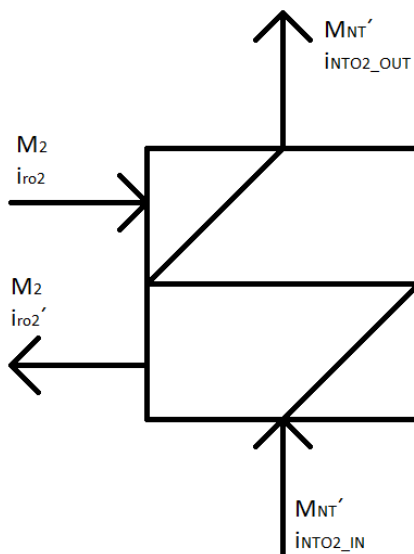
$$\alpha_{03} = 0,0312 - \frac{0,9359}{M_p}$$

Nyní zpětně dosadíme do vztahu (5.40)

$$\alpha_{NT'} = 0,83863 - \left(0,0312 - \frac{0,9359}{M_p} + 0,02442 + 0,0222\right) - \frac{21,993}{M_p}$$

$$\alpha_{NT'} = 0,7608 - \frac{21,057}{M_p}$$

5.4.5 Nízkotlaký ohřívák 2 (NTO2)



$$t_{ro2} = 76,73 \text{ } ^\circ\text{C}, p_{ro2} = 38,52 \text{ kPa} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow i_{ro2} = 2638 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$$

$$t_{ro2'} = t_{NTO2_OUT} + 4 \text{ } ^\circ\text{C} = 71,38 + 4 =$$

$$= 75,38 \text{ } ^\circ\text{C} \Rightarrow i_{ro2'} = 315,567 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$$

$$t_{NTO2_IN} = 53,55 \text{ } ^\circ\text{C} \Rightarrow i_{NTO2_IN} =$$

$$= 224,18 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$$

$$t_{NTO2_OUT} = 71,38 \text{ } ^\circ\text{C} \Rightarrow i_{NTO2_OUT} =$$

$$= 298,8 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$$

Obr.34 – schéma NTO2

Vyjádríme si bilanční rovnici z příslušného výměníku NTO2

$$M_2 \cdot i_{ro2} + M_{NT'} \cdot i_{NTO2_IN} = M_{NT'} \cdot i_{NTO2_OUT} + M_2 \cdot i_{ro2'} \quad (5.45)$$

Pokud víme

$$\alpha_{02} = \frac{M_2}{M_P} (-) \quad (5.46)$$

Vyjádříme si z bilanční rovnice (5.45) neznámý poměr množství α_{02}

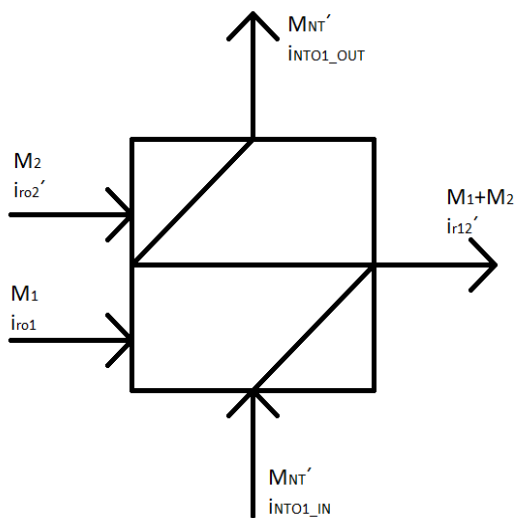
$$\alpha_{02} = \frac{\alpha_{NT'} \cdot (i_{NTO2_OUT} - i_{NTO2_IN})}{i_{r02} - i_{r02'}} (-) \quad (5.47)$$

Po dosazení dostaneme

$$\alpha_{02} = \frac{\left(0,7608 - \frac{21,057}{M_P}\right) \cdot (298,8 - 224,18)}{2638 - 315,567}$$

$$\alpha_{02} = 0,0244 - \frac{0,6766}{M_P}$$

5.4.6 Nízkotlaký ohřívák 1 (NTO1)



$$t_{r01} = 51,78 \text{ }^\circ\text{C}, p_{r01} = 12,16 \text{ kPa} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow i_{r01} = 2594,83 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$$

$$t_{r12'} = t_{NTO1_OUT} + 4 \text{ }^\circ\text{C} = 48,58 + 4 =$$

$$= 52,58 \text{ }^\circ\text{C} \Rightarrow i_{r12'} = 220,12 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$$

$$t_{NTO1_IN} = 36,87 \text{ }^\circ\text{C} \Rightarrow i_{NTO1_IN} =$$

$$= 154,46 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$$

$$t_{NTO1_OUT} = 48,58 \text{ }^\circ\text{C} \Rightarrow i_{NTO1_OUT} =$$

$$= 203,4 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$$

Obr.35 – schéma NTO1

Vyjádříme si bilanční rovnici z příslušného výměníku NTO1

$$M_1 \cdot i_{r01} + M_{NT'} \cdot i_{NTO1_IN} + M_2 \cdot i_{r02'} = M_{NT'} \cdot i_{NTO1_OUT} + (M_2 + M_1) \cdot i_{r12'} \quad (5.48)$$

Pokud víme

$$\alpha_{01} = \frac{M_1}{M_P} (-) \quad (5.49)$$

Vyjádříme si z bilanční rovnice (5.48) neznámý poměr množství α_{01}

$$\alpha_{01} = \frac{\alpha_{NT'} \cdot (i_{NTO1_OUT} - i_{NTO1_IN}) + \alpha_{02} \cdot (i_{r12'} - i_{ro2'})}{i_{ro1} - i_{r12'}} (-) \quad (5.50)$$

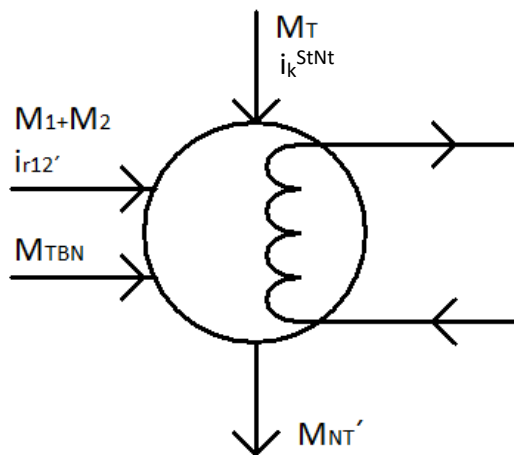
Po dosazení dostaneme

$$\alpha_{01} = \frac{\left(0,7608 - \frac{21,057}{M_P}\right) \cdot (203,4 - 154,46) + \left(0,0244 - \frac{0,6766}{M_P}\right) \cdot (220,12 - 315,567)}{2594,83 - 220,12}$$

$$\alpha_{01} = 0,0147 - \frac{0,4068}{M_P}$$

5.5 Blokový kondenzátor (KO)

Jako poslední před výpočtem neznámého množství admisní přehřáté páry M_P je třeba si vypočítat neznámý poměr množství α_T vstupující do blokového kondenzátoru z turbosoustrojí. Tento poslední poměr množství je jako poslední třeba znát pro finální výpočet bilance turbosoustrojí.



Obr.36 – schéma KO

Vyjádříme si bilanční rovnici pro množství následujícího blokového kondenzátoru

$$M_T = M_{NT'} - M_1 - M_2 - M_{TBN} \quad (5.51)$$

Pokud víme

$$\alpha_T = \frac{M_T}{M_P} (-) \quad (5.52)$$

A zároveň

$$\alpha_{TBN} = \frac{M_{TBN}}{M_P} (-) \quad (5.53)$$

Po dosazení

$$\alpha_{TBN} = \frac{23,56}{M_P}$$

Vyjádříme si z bilanční rovnice (5.51) neznámý poměr množství α_T

$$\alpha_T = \alpha_{NT'} - \alpha_{01} - \alpha_{02} - \alpha_{TBN} (-) \quad (5.54)$$

Po dosazení

$$\alpha_T = 0,7608 - \frac{21,057}{M_P} - \left(0,0147 - \frac{0,4068}{M_P}\right) - \left(0,0244 - \frac{0,6766}{M_P}\right) - \frac{23,56}{M_P}$$

$$\alpha_T = 0,7215 - \frac{43,504}{M_P}$$

5.6 Bilance turbosoustrojí

Nyní si napíšeme bilanční rovnici pro celé turbosoustrojí pro výpočet neznámého množství páry M_P . Do bilance tedy zahrneme přehřátou admisní páru, admisní přehřátou páru, jednotlivé regenerativní odběry páry, odběry páry pro dodávku tepla a výstupní emisní páry z vysokotlaké části turbíny a z nízkotlaké části turbíny.

$$M_P \cdot i_a^{Vt} + (M_P - M_8) \cdot i_a^{StNt} = M_P \cdot i_k^{Vt} + \frac{3600 \cdot P_E}{\eta_m \cdot \eta_G} +$$

$$+ M_P \cdot \sum_{i=1}^7 (\alpha_{0i} \cdot i_{roi}) + M_P \sum_{j=1}^2 (\alpha_{0Vj} \cdot i_{OVj}) + M_P \cdot \alpha_T \cdot i_k^{StNt} \quad (5.55)$$

Bilanční rovnici vydělíme neznámou M_P a následně dosadíme

$$3484,917 + (1 - 0,08377) \cdot 3633 = 3081,87 + \frac{3600 \cdot 194,41 \cdot 10^3}{0,98 \cdot 0,99 \cdot M_P} +$$

$$+ (3454,6 \cdot 0,0544) + \left(3204 \cdot \left(0,02316 + \frac{23,56}{M_P}\right)\right) + (3118 \cdot 0,0222) + (2888,3 \cdot 0,02442) +$$

$$\begin{aligned}
& + \left(2699,6 \cdot \left(0,0312 - \frac{0,9359}{M_p} \right) \right) + \left(2638 \cdot \left(0,0244 - \frac{0,6766}{M_p} \right) \right) + \\
& + \left(2594,8 \cdot \left(0,0147 - \frac{0,4068}{M_p} \right) \right) + \left(2808,59 \cdot \frac{11,093}{M_p} \right) + \\
& + \left(3471,35 \cdot \frac{10,9}{M_p} \right) + 2552,152 \cdot \left(0,7215 - \frac{43,504}{M_p} \right)
\end{aligned}$$

Což nám vyjde

$$M_p = 554,57 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$$

Dopočítáme si relativní odchylku

$$\delta = \frac{M_p' - M_p}{M_p'} \cdot 100 = \frac{548,3 - 554,57}{554,57} = 1,13 \% \quad (5.56)$$

Nepřesnosti vznikly pravděpodobně zjednodušením schématu a nepřesnému odečtení z i-s diagramu.

5.7 Výpočet účinnosti elektrárny

Pro určení celkové elektrické účinnosti elektrárenského bloku je třeba určit si celkové množství vyrobeného tepla.

$$Q_P = \frac{M_p \cdot (i_a^{Vt} - i_{nv}) + (M_p - M_8) \cdot (i_a^{StNt} - i_k^{StNt})}{\eta_k \cdot \eta_p} \text{ (J} \cdot \text{h}^{-1}\text{)} \quad (5.57)$$

Po dosazení

$$\begin{aligned}
Q_P &= \frac{554,57 \cdot (3484,92 - 1077,822) + (554,57 - 46,456) \cdot (3633,7 - 3081,87)}{0,9041 \cdot 0,99} \\
Q_P &= 1804682 \text{ MJ} \cdot \text{h}^{-1}
\end{aligned}$$

Nyní si můžeme dopočítat elektrickou účinnost elektrárenského bloku z poměru výstupního výkonu a celkového množství tepla

$$\eta^{el} = \frac{3600 \cdot P_E}{Q_P} \cdot \eta_{VS} \text{ (-)} \quad (5.58)$$

Po dosazení

$$\eta^{el} = \frac{3600 \cdot 194,91}{1804682} \cdot 0,89 = 0,34604 \rightarrow 34,604\%$$

Dále si dopočítáme účinnost využití dodávky tepla, ale nejdříve je třeba dopočítat si celkové dodané teplo.

$$Q_{dod} = M_{OV} \cdot (i_{OV2_OUT} - i_{OV1_IN}) \quad (J \cdot h^{-1}) \quad (5.59)$$

$$Q_{dod} = 280 \cdot (523,954 - 311,09) = 59601 \text{ MJ} \cdot h^{-1}$$

Poté si již můžeme dopočítat účinnost dodávky tepla

$$\eta^{tp} = \frac{Q_{dod}}{Q_P} = \frac{59601}{1804682} = 0,033 \rightarrow 3,3\% \quad (5.60)$$

6. Možnosti využití ztrátového tepla

Jak je již zmíněno v druhé kapitole, elektrárna Tušimice II. si prošla mezi léty 2007 a 2012 rozsáhlou modernizací a firma ČEZ vynaložila velké náklady na výměnu původní technologie za v té době nejmodernější. Tehdy se dbal velký důraz na nejvyšší možnou účinnost, a proto je obtížné objevit potenciální nevyužité teplo.

I přesto se podíváme na možné nevyužité teplo, na které se budeme dívat z pohledu metody nepřímé účinnosti. Tato metoda spočívá, že ze 100% účinnosti odečítáme všechny tepelné ztráty, které tepelná elektrárna má, než dostaneme celkovou účinnost elektrárny. Nebudu zde rozepisovat všechny tepelné ztráty, které se nacházejí v procesu výroby elektrické energie v elektrárně, ale pouze ty, které by se potenciálně daly využít. Popisování všech tepelných ztrát v tepelné elektrárně není v rozsahu této diplomové práce.

Zprvė zmíním teplo z ucpávkové a komínkové páry. Ucpávková pára je hnána do turbínových ucpávek, z důvodu zamezení úniku páry z tělesa turbíny v místech s přetlakem a zároveň k zamezení vniku okolního vzduchu do tělesa turbíny v místech s podtlakem. Komínková pára je pára, která se v kombinaci se vzduchem ze strojovny odsává z poslední sekce ucpávek. Odsávání je dosaženo za pomoci podtlaku. Tepelná energie komínkové a ucpávkové páry se odvádí do kondenzátoru komínkové páry, kde slouží k přehřevu napájecí vody, jak můžeme vidět na schématu elektrárny na *Obr.22*.

Jako další bychom mohli využít teplo ze spalin, které se po odsíření odvádí kouřovodem do chladicích věží. Toto teplo se nedá využít, jelikož teplota spalin už je těsně pod mezí sytosti, částečně zde spaliny kondenzují. Vnitřní část kouřovodu je postavena ze sklolaminátu, a proto zde nedochází k degradaci materiálu. Teplota spalin se pohybuje od 61 do 63 °C.

Dále můžeme využít nízkopotenciální odpadní teplo v chladicí smyčce, které je avšak obtížně využitelné. Zaprvé je tu možnost přímého využití tepla z bazénu chladicí věže. Toto je neproveditelné, jelikož ve dvou ze čtyř věží se nachází komín kouřovodu a voda je kontaminována kouřem spalin.

Další možnost je využít nízkopotenciální odpadní teplo v chladicí smyčce začleněním tepelného čerpadla a dodávat toto teplo potenciálním zákazníkům v blízkosti. Tato možnost je nejproveditelnější a budu se jí zabývat v této diplomové práci. K návrhu tepelného čerpadla, technickému designu a výpočtům se budu věnovat v dalších kapitolách.

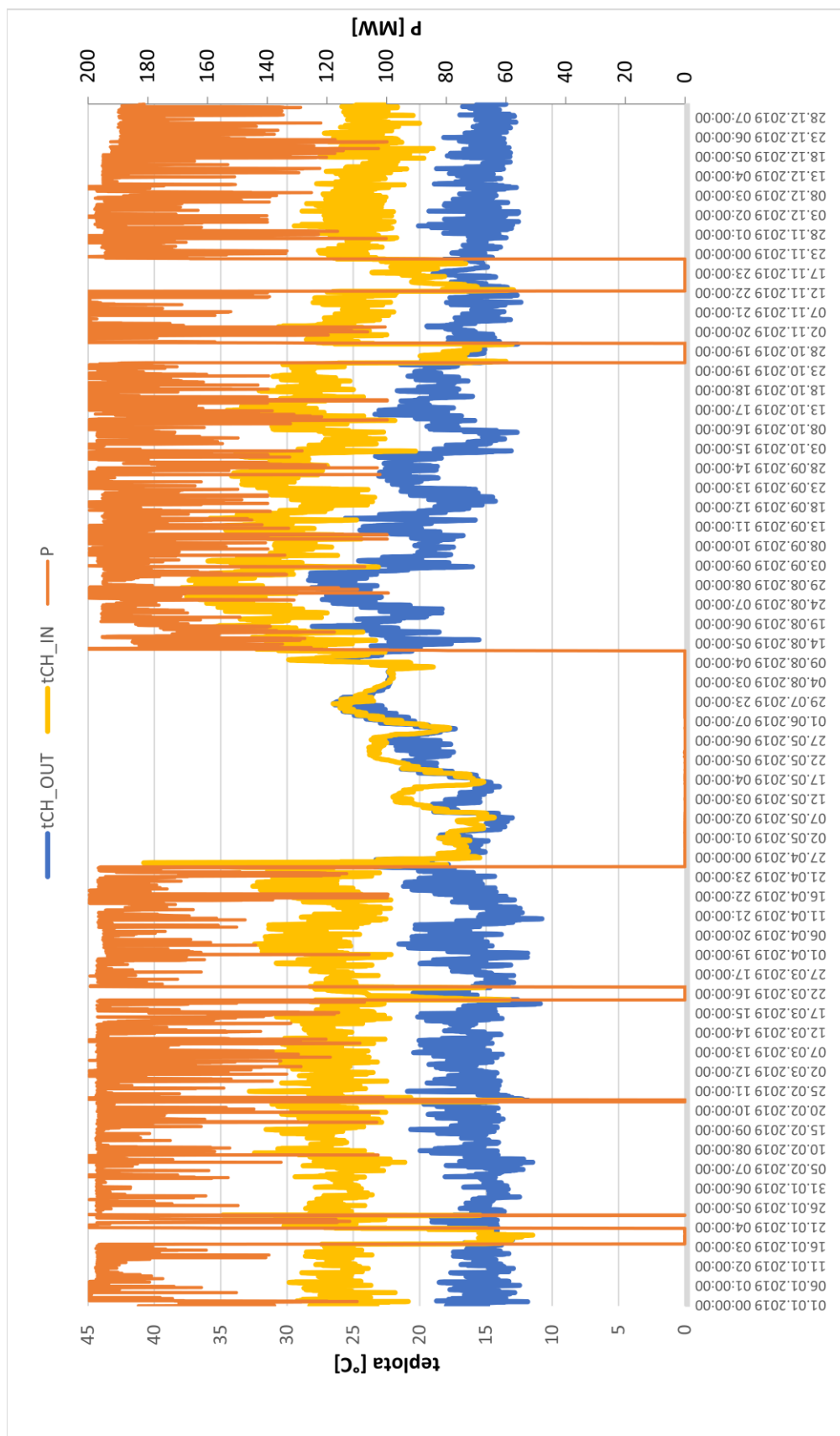
7. Výpočet chladicí smyčky

Efektivita již postavených chladicích věží v elektrárnách se mění v závislosti na poměru množství chladicí vody k proudícímu vzduchu věží a na množství chladicí vody. Dále účinnost chladicí věže ovlivňuje velikost vstupní teploty a vlhká teplota vzduchu. Vlhká teplota vzduchu je závislá na teplotě a vlhkosti vzduchu, jak můžeme vidět v *Tab.7*. Prakticky nám tato teplota určuje, kolik vodních výparů může atmosféra ještě absorbovat. Pokud je relativní vlhkost vzduchu 100 %, vzduch již nemůže pohlcovat více vodních par. Chladicí věž není schopna chladit na nižší teplotu, nežli je vlhká teplota vzduchu. Obecně mokré chladicí věže s přirozeným tahem mohou chladit na přibližně 4 °C nad vlhkou teplotu vzduchu. Pokud je potřeba tento rozdíl zmenšit, zvýší se pořizovací cena chladicí věže [20].

Tab.7 – závislost vlhké teploty na vlhkosti a venkovní teplotě [20]

venkovní teplota (°C)	relativní vlhkost (%)	vlhká teplota (°C)
10	40>	4,5
15,6	50>	10
21,1	35>	12,8

Nyní si vypočítáme tepelný výkon chladicích věží bloku A elektrárny Tušimice II. Na *Obr.38* můžeme vidět chladicí smyčku elektrárny Tušimice II., která se skládá z blokového kondenzátoru, kondenzátoru turbonapáječky a chladicí věže. Pro výpočet tepelného výkonu je třeba si určit bilanční rovnice pro body A a B. Nejdříve si však pomocí programu od firmy ČEZ musíme určit entalpie chladicí vody z naměřených teplot pro následující výpočet. Výpočet provedu pro nejvyšší a nejnižší výstupní teplotu blokového kondenzátoru (t_{CH_OUT}) při ideálně stejném elektrickém výkonu jako v tepelném výpočtu.



Graf.1 – Průběh výstupní a vstupní teploty KO na výkonu

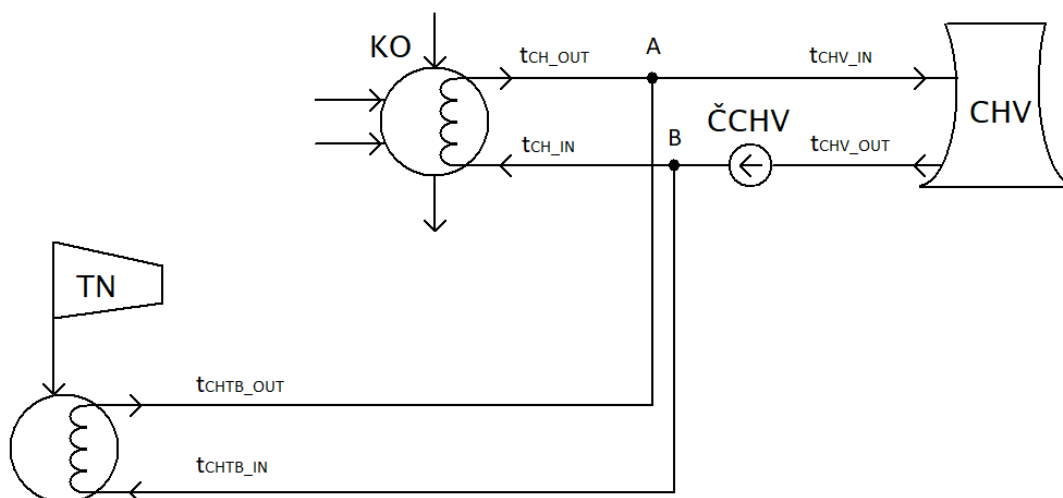
Na *Grafu.1* můžeme vidět, že vstupní a výstupní teploty z blokového kondenzátoru jsou závislé na současném výkonu. Dále z tohoto grafu můžeme vyčíst, že blok není samozřejmě celý rok v provozu. Příslušné hodnoty teplot a množství můžeme vidět v *Tab.8* a *Tab.9*. Schéma pro výpočet můžeme vidět na *Obr.37*.

Tab.8 – Hodnoty teplot a množství pro maximální t_{CH_OUT}

Čas	P (MW)	t_{CH_OUT} (°C)	t_{CH_IN} (°C)	M_{CH} (t·h ⁻¹)	M_{CHTB} (t·h ⁻¹)	t_{CHTB_IN} (°C)	t_{CHTB_OUT} (°C)
22.08.2019 18:00:00	194,0692	34,5083	22,89199	13566,82	1519,539	22,83404	33,8644

Tab.9 – Hodnoty teplot a množství pro minimální t_{CH_OUT}

Čas	P (MW)	t_{CH_OUT} (°C)	t_{CH_IN} (°C)	M_{CH} (t·h ⁻¹)	M_{CHTB} (t·h ⁻¹)	t_{CHTB_IN} (°C)	t_{CHTB_OUT} (°C)
19.02.2019 07:00:00	193,0727	24,77909	14,60947	28249,21	1738,366	14,55426	22,90241



Obr.37 – schéma chladicí smyčky elektrárny Tušimice II.

Nejvyšší teplota t_{CH_OUT}

- $t_{CH_OUT} = 34,5083 \text{ °C} \rightarrow i_{CH_OUT} = 144,59 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
- $t_{CH_IN} = 22,89199 \text{ °C} \rightarrow i_{CH_IN} = 96,021 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
- $t_{CHTB_OUT} = 33,8644 \text{ °C} \rightarrow i_{CHTB_OUT} = 141,898 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
- $t_{CHTB_IN} = 22,83404 \text{ °C} \rightarrow i_{CHTB_IN} = 95,778 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Nyní si tedy napíšeme bilanční rovnici (7.1) pro bod A

$$M_{CH} \cdot i_{CH_OUT} + M_{CHTB} \cdot i_{CHTB_OUT} = M_{CHV} \cdot i_{CHV_IN} \quad (7.1)$$

Pokud víme

$$M_{CHV} = M_{CHTB} + M_{CH} \quad (t \cdot h^{-1}) \quad (7.2)$$

Můžeme si vyjádřit neznámou entalpii i_{CHV_IN}

$$i_{CHV_IN} = \frac{M_{CH} \cdot i_{CH_OUT} + M_{CHTB} \cdot i_{CHTB_OUT}}{M_{CHTB} + M_{CH}} \quad (kj \cdot kg^{-1})$$

$$i_{CHV_IN} = \frac{13566,82 \cdot 144,59 + 1519,539 \cdot 141,898}{1519,539 + 13566,82} \quad (7.3)$$

$$i_{CHV_IN} = 144,31 \quad kj \cdot kg^{-1}$$

Tento samý postup uplatníme pro bod B

$$M_{CH} \cdot i_{CH_IN} + M_{CHTB} \cdot i_{CHTB_IN} = M_{CHV} \cdot i_{CHV_OUT} \quad (7.4)$$

Dosadíme do bilanční rovnice (7.4) rovnici (7.2)

$$i_{CHV_OUT} = \frac{M_{CH} \cdot i_{CH_IN} + M_{CHTB} \cdot i_{CHTB_IN}}{M_{CHTB} + M_{CH}} \quad (kj \cdot kg^{-1}) \quad (7.5)$$

$$i_{CHV_OUT} = \frac{13566,82 \cdot 96,021 + 1519,539 \cdot 95,778}{1519,539 + 13566,82}$$

$$i_{CHV_OUT} = 96 \quad kj \cdot kg^{-1}$$

Nyní si již můžeme dopočítat tepelný výkon chladicí věže.

$$Q_{tep_max} = M_{CHV} \cdot (i_{CH_IN} - i_{CHV_OUT}) \quad (J \cdot h^{-1}) \quad (7.6)$$

$$Q_{tep_max} = 15086,359 \cdot (144,31 - 96) = 728822 \quad MJ \cdot h^{-1}$$

$$W_{tep_max} = \frac{Q_{tep_max}}{3600} = \frac{728822}{3600} = 202,45 \quad MWt \quad (7.7)$$

Nejnižší teplota t_{CH_OUT}

- $t_{CH_OUT} = 24,77909^\circ C \rightarrow i_{CH_OUT} = 103,914 \quad kj \cdot kg^{-1}$
- $t_{CH_IN} = 14,60947^\circ C \rightarrow i_{CH_IN} = 61,347 \quad kj \cdot kg^{-1}$
- $t_{CHTB_OUT} = 22,90241^\circ C \rightarrow i_{CHTB_OUT} = 96,064 \quad kj \cdot kg^{-1}$
- $t_{CHTB_IN} = 14,55426^\circ C \rightarrow i_{CHTB_IN} = 61,116 \quad kj \cdot kg^{-1}$

Analogicky dosadíme do rovnice

$$i_{CHV_IN} = \frac{28249,21 \cdot 103,914 + 1738,366 \cdot 96,064}{28249,21 + 1738,366} \quad (7.8)$$

$$i_{CHV_IN} = 103,459 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Dále dosadíme do rovnice (7.5)

$$i_{CHV_OUT} = \frac{28249,21 \cdot 61,347 + 1738,366 \cdot 61,116}{28249,21 + 1738,366}$$

$$i_{CHV_OUT} = 61,334 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

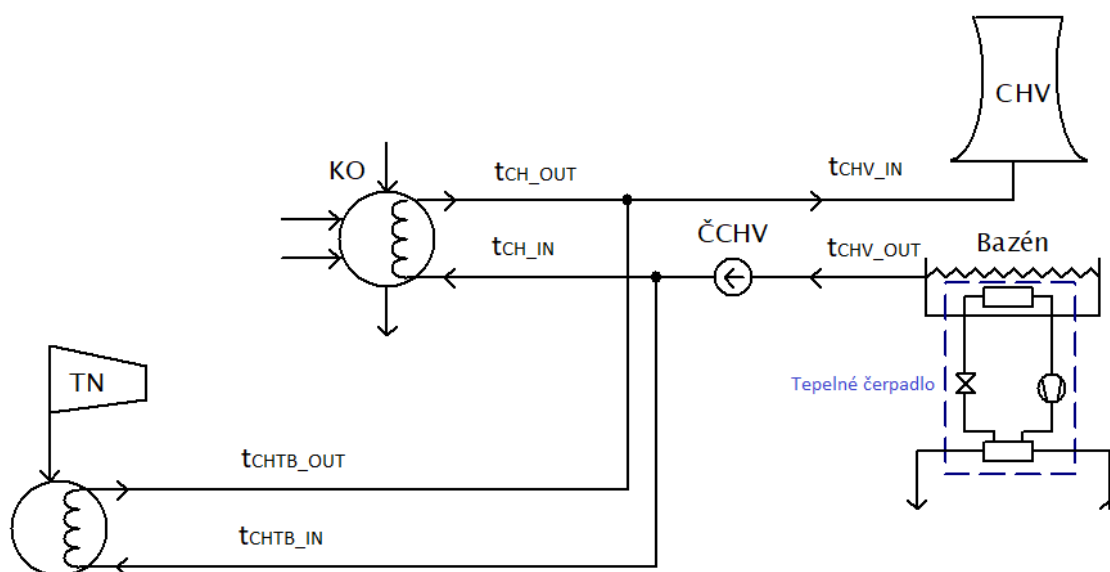
Nyní si již můžeme dopočítat tepelný výkon chladicí věže

$$Q_{tep_max} = 29987,576 \cdot (103,459 - 61,334) = 1263226,639 \text{ MJ} \cdot \text{h}^{-1} \quad (7.9)$$

$$W_{tep_max} = \frac{Q_{tep_max}}{3600} = \frac{1263226,639}{3600} = 350,896 \text{ MWt}$$

7.1 Výpočet chladicí smyčky s tepelným čerpadlem

Nyní do chladicí smyčky připojíme do série tepelné čerpadlo voda – voda (Obr.38), které bude odebírat tepelnou energii z bazénu chladicí věže. Toto zapojení by mělo mít největší efektivitu a největší dopad na zvýšení účinnosti. Pro výpočet změny teploty na vstupu do blokového kondenzátoru budu počítat, že tepelné čerpadlo bude odebírat tepelný výkon 1 MWt.



Obr.38 – schéma chladicí smyčky elektrárny Tušimice II. s tepelným čerpadlem

Nejvyšší teplota t_{CH_OUT}

Pro výpočet teploty na vstupu do blokového kondenzátoru si musíme k tepelnému výkonu chladicí věže přičíst tepelný výkon tepelného čerpadla

$$W_{tep_max'} = W_{tep_max} + W_{čerp} \text{ (MWt)} \quad (7.10)$$

, kde $W_{čerp}$ je tepelný výkon tepelného čerpadla

$$\begin{aligned} W_{tep_max'} &= 202,45 + 1 = 203,45 \text{ MWt} \\ Q_{tep_max'} &= W_{tep_max'} \cdot 3600 \text{ (J} \cdot \text{h}^{-1}\text{)} \\ Q_{tep_max'} &= 203,45 \cdot 3600 = 732420 \text{ MJ} \cdot \text{h}^{-1} \end{aligned} \quad (7.11)$$

Dále si vyjádříme velikost vstupní teploty do kondenzátoru z rovnice (7.5)

$$\begin{aligned} i_{CHV_OUT'} &= \frac{M_{CHV} \cdot i_{CHV_IN} - Q_{tep_max'}}{M_{CHV}} \text{ (J} \cdot \text{h}^{-1}\text{)} \\ i_{CHV_OUT'} &= \frac{15086,359 \cdot 144,31 - 732420}{15086,359} \\ i_{CHV_OUT'} &= 95,76 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \\ i_{CHV_OUT'} &\rightarrow t_{CHV_OUT'} = 22,83 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (7.12)$$

Předpokládáme, že zanedbáme tepelné ztráty potrubím mezi chladicí věží a kondenzátorem $t_{CHV_OUT'} = t_{CH_IN'}$ a dopočítáme si rozdíl teplot mezi zapojením s tepelným čerpadlem a bez tepelného čerpadla

$$\Delta t = t_{CH_IN} - t_{CHV_OUT'} = 22,892 - 22,83 = 0,062 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.13)$$

Nejnižší teplota t_{CH_OUT}

Analogicky dosadíme do vztahu (7.10)

$$W_{tep_max'} = 350,896 + 1 = 351,896 \text{ MWt}$$

Dále tepelný výkon dosadíme do vztahu (7.11)

$$Q_{tep_max'} = 351,896 \cdot 3600 = 1266825,6 \text{ MJ} \cdot \text{h}^{-1}$$

Jako poslední si dosadíme do rovnice (7.12)

$$i_{CHV_OUT}' = \frac{29998,576 \cdot 103,459 - 1266825,6}{29987,576}$$

$$i_{CHV_OUT}' = 61,252 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$i_{CHV_OUT}' \rightarrow t_{CHV_OUT}' = 14,587 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Opět předpokládáme, že zanedbáme nepatrné ztráty $t_{CHV_OUT}' = t_{CH_IN}'$ a spočítáme si rozdíl teplot z rovnice (7.13) mezi zapojením s tepelným čerpadlem a bez tepelného čerpadla.

$$\Delta t = 14,609 - 14,587 = 0,022 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

8. Návrh tepelného čerpadla

Využívání tepelných čerpadel není již neznámá věc. V Evropě můžeme vidět industriální použití tepelných čerpadel například u firmy Swiss Krono, která vyrábí dřevotřísku v severovýchodní části Německa. Výroba vyžaduje velké množství tepelné a elektrické energie. Firma vlastní elektrárnu na biomasu, z které využívá teplo z kondenzátu pomocí 2 tepelných čerpadel od firmy GEA dohromady o tepelném výkonu 10 MW. Dále firma využívá 2 MW odpadního tepla pomocí kogenerační jednotky [21].

V Česku se například ve Zruči nad Sázavou využívá kogenerační jednotka TEDOM Quanto D770 pro kotelnu WEKTO. Nachází se zde spalovací motor na plyn, který je spojený na stejné hřídeli s generátorem, který vyrábí elektrickou energii. Ztrátové teplo, vznikající zahříváním motoru při provozu, je odebíráno tepelným čerpadlem (tepelným výměníkem), které slouží jako chladič.

Jak můžeme vidět ve výpočtu chladicí smyčky s tepelným čerpadlem voda-voda, teplota v kondenzátoru se téměř nezměnila, a proto v případě potřeby bychom mohli instalovat větší tepelný výkon tepelných čerpadel, jelikož výstupní teplota z chladicích věží je ještě dostatečně vzdálena od teploty 0 °C. Jak můžeme vidět na *Grafu.1*, ještě je možnost vstupní teplotu do kondenzátoru snížit o víc jak 10 °C. V případě přiblížení se teplotě 0 °C se musíme začít obávat o tvoření ledu na technologii chladicí věže. Toto může způsobit ublížení na zdraví osobám a zároveň poškodit technologii věže a její konstrukci.

Návrh tepelného čerpadla a výpočty budu provádět pro tepelný výkon 1 MWt, i když je možnost využít větší množství energie. Při praktickém návrhu by se zvolil rámcový výkon a následně by se vytvořilo výběrové řízení. Podle výherce výběrového řízení by byla vybrána daná firma s příslušným tepelným čerpadlem, popřípadě tepelnými čerpadly, pokud by se instalovalo více menších jednotek. Následující výpočty tedy budou pouze orientační a měly

by pouze přiblížit nejvhodnější tepelné čerpadlo.

Několik firem nabízí vysokovýkonnostní tepelná čerpadla například firmy GEA, Viessmann a OSCHNER. Tyto firmy nabízejí různá tepelná čerpadla v různých provedeních a s různými parametry. Bohužel nebylo možno zjistit detailní informace ohledně jejich technologie, jejich parametrů ani cen. Kontaktované firmy se rozhodly neposkytnout příslušné informace. Sdílení těchto informací by nejspíše uškodilo firmě a klasifikovalo se jako vynášení firemních informací.

Dále se musí počítat se speciální instalací tepelného čerpadla, které by podle Obr.38 bylo umístěno v bazénu chladicí věže. Zaměstnanci firmy ČEZ nám byly poskytnuty informace, že je možnost zasahovat pouze do bazénu chladicí věže, nikoliv do konstrukce samotné chladicí věže. Při zasažení do konstrukce věže by se mohla zhoršit samotná statika chladicí věže a mohlo by dojít k poškození skořepiny chladicí věže.

8.1 Výpočet spotřeby elektrické energie

Pro výpočet spotřeby elektrické energie tepelného čerpadla je potřeba si vyjádřit elektrický výkon ze vzorce (4.1). Topný faktor pro vysokovýkonnostní tepelná čerpadla se v praxi pohybuje obvykle mezi 3–5 a je možný i více. Pro tento případ budeme počítat s průměrnou hodnotou $COP=4$.

$$P_e = \frac{\phi}{COP} = \frac{1}{4} = 250 \text{ kW} \quad (8.1)$$

, kde ϕ je tepelný výkon čerpadla

COP je topný faktor tepelného čerpadla

8.2 Výpočet účinnosti bloku

Po výpočtu příkonu tepelného čerpadla nyní můžeme dopočítat změnu v elektrické účinnosti elektrárny dle vzorce (8.2)

$$\eta^{el'} = \frac{3600 \cdot (P_E - P_e)}{Q_P} \cdot \eta_{VS} (-) \quad (8.2)$$

Po dosazení dostaneme

$$\eta^{el'} = \frac{3600 \cdot (194,91 - 0,25)}{1804682} \cdot 0,89 = 0,3456 \rightarrow 34,56\%$$

Dále si dopočítáme změnu účinnosti dodávky tepla pomocí vzorce (8.3)

$$\eta_{tp'} = \frac{Q_{dod} + (W_{\check{c}erp} \cdot 3600)}{Q_P} = \frac{59601 + (1 \cdot 3600)}{1804682} = 0,035 \rightarrow 3,5\% \quad (8.3)$$

, kde Q_{dod} je teplo dodané městu Kadaň

Q_P je celkové vyrobené teplo

$W_{\check{c}erp}$ je tepelný výkon tepelného čerpadla

8.3 Ekologie instalace tepelného čerpadla

Můžeme říci, že nízkopotenciální teplo “přečerpané“ v chladicí smyčce elektrárny Tušimice na potřebnou vyšší úroveň je ekologické. Původ tohoto tepla je sice ze spalování hnědého uhlí, ale toto teplo by bylo stejně odvedeno do atmosféry a nevyužito. Využitím tohoto tepla zvýšíme celkovou účinnost elektrárny a tím pádem snížíme spotřebu uhlí. Dále není odpadní teplo zatížené CO₂ emisemi, které ostatní zdroje jako plyn, uhlí a zemní plyn musí splňovat. Pro využití tohoto tepla je nutná prvotní investice a potenciální zákazníci nedaleko elektrárny, což může představovat problém. Existují ovšem programy Evropské unie na využití odpadního tepla jako například BlueInvest Fund, ze kterého je možnost obdržet dotace.

Na ekologičnost tepelného čerpadla se můžeme také podívat potenciálním množstvím ušetřeného uhlí za rok, které by se muselo spálit. Množství uhlí si dopočítáme z celkového množství tepla přečerpaného tepelným čerpadlem za rok. Nejdříve si je však třeba určit dobu provozu tepelného čerpadla za rok, kterou si můžeme určit z příslušných hodnot *Grafu.1* provozu elektrárny Tušimice II. z roku 2019. Budeme předpokládat, že se nadcházející roky nebudou příliš měnit od roku 2019. Tepelné čerpadlo je možné provozovat 5901 hodin, ve zbylých hodinách byl blok mimo provoz nebo nebyla správně funkční čidla. Dále budeme předpokládat, že teplo bude využito ve 100 % případech, kdy je elektrárna v provozu. Ještě je nutné si určit výhřevnost uhlí, která se velmi obtížně stanovuje a v čase se mění. Proto budeme počítat s průměrnou hodnotou 10 MJ·kg⁻¹.

$$Q_{\check{c}rok} = W_{\check{c}erp} \cdot 3600 \cdot t_{rok} \text{ (J} \cdot \text{h)} \quad (8.4)$$

,kde t_{rok} je doba provozu tepelného čerpadla za rok

$W_{\check{c}erp}$ je tepelný výkon tepelného čerpadla

Dále si dosadíme do rovnice (8.4)

$$Q_{\check{c}rok} = 1 \cdot 3600 \cdot 5901 = 21243,6 \text{ GJ}$$

Nyní si již můžeme dopočítat hodnotu potenciální úspory uhlí za rok

$$M_{uhlí} = \frac{Q_{\check{c}rok}}{i_{uhlí}} = \frac{21243,6 \cdot 10^3}{10} = 2124,36 \text{ t} \quad (8.5)$$

9. Ekonomická bilance

Pro porovnání můžeme vidět průměrnou cenu tepelné energie pro konečného spotřebitele za rok 2018 v *Tab.13*, *Tab.14* a *Tab.15*. Budeme předpokládat, že se ceny energií nebudou příliš měnit v nadcházejících letech.

Tab.13 – Průměrné ceny za GJ pro centrální přípravu teplé vody na zdroji [22]

Uhlí	Zemní plyn	Biomasa a jiné OZE	Topné oleje	Jiná paliva
Cena (Kč/GJ)	Cena (Kč/GJ)	Cena (Kč/GJ)	Cena (Kč/GJ)	Cena (Kč/GJ)
596,41	558,67	530,83	635,55	610,83

Tab.14 – Průměrné ceny za GJ pro centrální přípravu teplé vody na výměňkové stanici [22]

Uhlí	Zemní plyn	Biomasa a jiné OZE	Topné oleje	Jiná paliva
Cena (Kč/GJ)	Cena (Kč/GJ)	Cena (Kč/GJ)	Cena (Kč/GJ)	Cena (Kč/GJ)
574,55	604,72	531,08	592,61	578,15

Tab.15 – Průměrné ceny za GJ pro rozvody z blokové kotelny [22]

Uhlí	Zemní plyn	Biomasa a jiné OZE	Topné oleje	Jiná paliva
Cena (Kč/GJ)	Cena (Kč/GJ)	Cena (Kč/GJ)	Cena (Kč/GJ)	Cena (Kč/GJ)
566,83	585,26	402,31	630,87	618,92

Nyní si spočítáme roční potenciální výdělek, ale nejdříve si určíme cenu, se kterou bychom mohli konkurovat ostatním zdrojům, jejichž cenu můžeme vidět v *Tab.13*, *Tab.14* a *Tab.15*. Cena 500 Kč/GJ pro cílové zákazníky by měla být konkurenceschopná vůči ostatním zdrojům dodávky tepla. Nyní si tedy spočítáme celkový potenciální výnos za rok z provozu tepelného čerpadla

$$Z = Q_{\check{c}rok} \cdot c^t \text{ (Kč)} \quad (9.1)$$

, kde c^t je cena za odpadní teplo z tepelného čerpadla

Dosadíme do vztahu (9.1)

$$Z_{\text{čerp}} = 21243,6 \cdot 500 = 10621800 \text{ Kč}$$

Pro další výpočty je nutnost si dopočítat roční cenu spotřeby elektřiny provozu tepelného čerpadla. Budeme brát průměrnou cenu elektřiny pro cílového zákazníka, která činí 5 Kč za kWh. Ve skutečnosti by byla cena nižší, jelikož by se správně mělo počítat s výrobní cenou elektřiny, která je podstatně nižší.

$$Z_{el} = P_e \cdot c^e \cdot t_{rok} = 250 \cdot 5 \cdot 5901 = 7376250 \text{ Kč} \quad (9.2)$$

, kde c^e je cena za elektrickou energii

Po výpočtu potenciálního zisku je třeba určit si všechny potenciální výdaje za tepelné čerpadlo. Tyto výdaje rozdělíme na výdaje za pořízení tepelného čerpadla, jeho instalaci a výdaje za údržbu. Přibližnou pořizovací cenu za 1MWt tepelné čerpadlo nám dotazované firmy odmítly sdělit, nejspíše z obav ohledně konkurence. Přibližnou cenu tepelného čerpadla je obtížné stanovit, neboť se liší podle použitých technologií a parametrů. Bohužel v současné době neznáme všechny potřebné parametry tepelného čerpadla jako například výstupní teplotu ohřáté vody a množství protékající vody. Budeme předpokládat, že cena 1MWt tepelného čerpadla se pohybuje v rámci 10 milionů korun.

$$Z_p = 10000000 \text{ Kč}$$

Dotazované firmy nám nesdělily ani ceny za potenciální instalaci, která by musela být nezvykle uvnitř bazénu chladičí věže. Z těchto důvodů jsem si určil tuto speciální instalaci na 1 milion korun.

$$Z_{inst} = 1000000 \text{ Kč}$$

Jako poslední je třeba si určit náklady na údržbu a odpisy. Pro zjednodušení si určíme, že tyto náklady jsou ročně 1 % z celkové pořizovací ceny za tepelné čerpadlo.

$$Z_{\dot{u}} = (Z_p + Z_{inst}) \cdot 0.01 = (10000000 + 1000000) \cdot 0.01 \quad (9.3)$$

$$Z_{\dot{u}} = 110000 \text{ Kč}$$

Pro další ekonomické výpočty budeme dále předpokládat, že technologie tepelného čerpadla má životnost maximálně 15 let, a tedy i životnost celé investice. Zároveň se předpokládá, že v roce 2035–2040 dojde k vytěžení uhlí a dojde k přerušení chodu tepelného čerpadla i elektrárny Tušimice II. Pro všechny výpočty budeme uvažovat diskontní sazbu

0.05.

9.1 Doba návratnosti

Jako první metodu pro ekonomickou bilanci projektu si zvolíme dobu návratnosti. Doba návratnosti, jak již název napovídá, udává čas, za který se nám vrátí počáteční kapitálový výdaj na investici. Tato metoda se obvykle používá v praxi na začátku každé potenciální investice. Prověří nám realizovatelnost investiční příležitosti. Dělí se na dvě možnosti:

- Prostá doba návratnosti (PDN)
- Diskontovaná doba návratnosti (DDN)

Diskontovaná doba návratnosti uvažuje diskontování peněžního toku na rozdíl od prosté doby návratnosti. Kritérium pro obě metody je, aby doba návratnosti byla menší než doba životnosti investice. Nejdříve si tedy vyjádříme prostou dobu návratnosti

$$T_s = \frac{IN}{CF} = \frac{Z_{\check{c}} + Z_{inst}}{Z_{\check{c}erp} - Z_{el} - Z_{\acute{u}}} \text{ (rok)} \quad (9.4)$$

, kde IN náklady na investici (investiční výdaj),

CF je roční peněžní tok (roční příjem – úspora nákladů v důsledku investice).

Následně dosadíme do vztahu (9.6)

$$T_s = \frac{10000000 + 1000000}{10621800 - 7376250 - 110000} = 3,51 \text{ let} \quad (9.5)$$

Dále si dopočítáme diskontovanou dobu návratnosti, která je blíže realitě nežli prostá doba návratnosti

$$DCF = \frac{CF}{(1+i)^n} = \frac{Z_{\check{c}erp} - Z_{el} - Z_{\acute{u}}}{(1+i)^n} \text{ (Kč)} \quad (9.6)$$

, kde CF je roční peněžní tok (roční příjem – úspora nákladů v důsledku investice),

i je diskontní sazba

n je rok, ke kterému se DCF počítá.

Dosadíme do rovnice (9.6)

$$DCF = \frac{10621800 - 7376250 - 110000}{(1 + 0.05)^{15}} = 1508253,16 \text{ Kč}$$

Výsledek dosadíme do následující rovnice (9.7)

$$T_{ds} = \frac{IN}{DCF} = \frac{11000000}{1508253,16} = 7,29 \text{ let} \quad (9.7)$$

9.2 Metoda čisté současné hodnoty

Jedním z dalších finančních ukazatelů je metoda Čisté současné hodnoty (ČSH) neboli anglicky Net Present Value (NPV). Tato metoda vyjadřuje celkovou diskontovanou hodnotu všech peněžních toků. Bohužel tato metoda bere v potaz pouze předvídatelné peněžní toky. Výstup této metody nám řekne výslednou hodnotu peněz, kterou přinese tato investice. V případě kladné hodnoty ČSH je projekt výdělečný a v případě záporné hodnoty je projekt prodělečný.

$$\check{C}SH = \sum_{t=0}^n \frac{CF_t}{(1+r)^t} \text{ (Kč)} \quad (9.8)$$

, kde CF_t ...peněžní toky v jednotlivých letech,

n ...doba životnosti projektu,

r ...diskontní úroková míra.

Dosadíme do vztahu (9.8)

$$\check{C}SH = -11000000 + \sum_{t=1}^{15} \frac{3135550}{(1+0.05)^t} = -11000000 + 32545936,78$$

$$\check{C}SH = 21545936,78 \text{ Kč}$$

9.3 Vnitřní výnosové procento

Pomocí poslední metody si určíme vnitřní výnosové procento (IRR). Tato metoda opět hodnotí návratnosti investic. Určením IRR zjistíme, kolik procent z počáteční investice vyděláme. Vnitřní se nazývá z důvodu, že zanedbáváme vnější faktory, jako je riziko a inflace.

$$0 = \sum_{t=0}^n \frac{CF_t}{(1 + IRR)^t} \quad (9.9)$$

, kde n ...životnost projektu

t ...pořadový rok v rámci života projektu

CF_t ...peněžní tok v daném roce t

Dopočítat hodnotu IRR můžeme několika možnostmi. Jedna možnost je ručně si dopočítat výslednou hodnotu IRR nebo použít program Excel, ve kterém se využije funkce XIRR.

$$IRR = 0,2775 \rightarrow 27,75\%$$

9.4 Citlivostní analýza

Citlivostní analýza zkoumá vliv změny vstupních proměnných na příslušné výstupy. Tato metoda se použije pro uvážení možností odlišných počátečních nákladů za tepelné čerpadlo. Budeme předpokládat, že počáteční náklady nepřesáhnou 15 milionů korun a nebudou nižší než 5 milionů korun.

Do počátečních nákladů za tepelné čerpadlo se započítávají náklady na pořízení a náklady na instalaci.

Tab.16 – Citlivostní analýza pro počáteční náklady (15-11 mil·Kč)

	Cena prvotních nákladů tepelného čerpadla [mil Kč]				
	15	14	13	12	11
PDN [rok]	4,85	4,51	4,17	3,84	3,51
DDN [rok]	10,07	9,37	8,67	7,98	7,29
ČSH [Kč]	19938506	21051372	22164239	23277106	24389973
IRR [%]	19,43	21,11	23,02	25,21	27,75

Tab.17 – Citlivostní analýza pro počáteční náklady v hodnotách (10-5 mil·Kč)

	Cena prvotních nákladů tepelného čerpadla [mil Kč]					
	10	9	8	7	6	5
PDN [rok]	3,18	2,85	2,53	2,20	1,88	1,56
DDN [rok]	6,61	5,93	5,25	4,58	3,92	3,25
ČSH [Kč]	25502840	26615707	27728574	28841441	29954307	31067174
IRR [%]	30,76	34,39	38,86	44,56	52,09	62,57

Závěr

Jedním z výstupů mé diplomové práce je tepelný výpočet pro 200 MW blok elektrárny Tušimice II. Pomocí tohoto výpočtu byla dopočtena elektrická účinnost bloku, která činí 34,604 %, a účinnost dodávky tepla, která vyšla 3,3 %. Dále byla provedena úvaha o možnostech využití tepla. Teplo z ucpávkové i komínkové páry se již využívá k předehřevu napájecí vody. Odebírat teplo ze spalin již více nelze, jelikož spaliny v kouřovodu dosahují teploty mezi 61–63 °C a kondenzují. Jediná možnost velkého množství nevyužité energie v tepelné elektrárně Tušimice II. je v chladicí smyčce bloku. Použití tepelného čerpadla k odběru tepla je logická úvaha, jelikož se jedná o nízkopotenciální teplo.

V návaznosti na to jsem provedl výpočty chladicí smyčky s tepelným čerpadlem (1 MWt) pro nejnižší a nejvyšší naměřenou výstupní teplotu blokového kondenzátoru. Cílem výpočtu bylo zjištění vlivu tepelného čerpadla na vstupní teplotu blokového kondenzátoru pro různé teploty. Pro nejnižší naměřenou výstupní teplotu blokového kondenzátoru vyšla teplota na vstupu do kondenzátoru oproti zapojení bez čerpadla o 0,022 °C nižší a pro nejvyšší výstupní teplotu blokového kondenzátoru o 0,062 °C nižší. Můžeme tedy říct, že vliv připojení tepelného čerpadla na vstupní teplotu do blokového kondenzátoru je minimální. Nemusíme se tedy pro tento tepelný výkon tepelného čerpadla obávat dosažení teploty blízké 0 °C a potenciálnímu vytvoření námrazy uvnitř chladicí věže. Tato námraza by mohla bránit správnému chodu chladicí věže a ohrozit pracovníky elektrárny. Při připojení tepelného čerpadla došlo ke snížení elektrické účinnosti tepelné elektrárny na hodnotu 34,56 %, avšak účinnost dodávky tepla se zvýšila na 3,5 %. Zvýšila se tedy celková energetická účinnost tepelné elektrárny Tušimice II.

Tyto výpočty jsem provedl pro tepelné čerpadlo 1 MWt, ale jak můžeme vidět z výsledků výpočtů, můžeme odebírat mnohem větší tepelný výkon bez omezení provozu. Instalováním odběru většího tepelného výkonu by samozřejmě došlo k dalšímu zvýšení energetické účinnosti. Přecherpané teplo může odlehčit dodávku tepla tepláren. V případě, že nemají předimenzovaný kotel vůči turbíně, může se přebytečné teplo teplárny přeměnit v elektrickou energii. Při návrhu daného tepelného čerpadla nebudu navrhovat konkrétní tepelné čerpadlo, ale zvolím rámcový výkon s příslušnými parametry tepelného čerpadla. Rámcový výkon by se odvíjel z velikosti odběru tepla. Po zvolení rámcového výkonu by bylo vyhlášeno výběrové řízení a bylo by vybráno nejlepší možné řešení, které by mohlo

zahrnovat i instalaci většího množství menších jednotek. Jedna z nevýhod odběru tohoto tepla je nutnost nízké vzdálenosti odběratelů tepla od elektrárny.

Odpadní teplo z tepelného čerpadla není zatíženo CO₂ emisemi a je tedy před zákonem ekologické, jelikož by bylo stejně odvedeno do atmosféry a nevyužito. Toto může být lákavé pro některé firmy/odběratele, kteří potřebují snížit emise. V realitě toto odpadní teplo není úplně ekologické, jelikož vzešlo ze spalování uhlí. Avšak zvýší se energetická účinnost systému a sníží se množství spáleného uhlí, které by při provozu tepelného čerpadla 5901 hodin za rok činilo 2124,36 tun hnědého uhlí. Dále je toto teplo více ekologické díky komplexní obnově elektrárny Tušimice II., která snížila emise tuhých látek o 87 %, emise NO_x o 70 % a emise SO₂ o 79 %.

Jako poslední výstup mé diplomové práce je ekonomická bilance tepelného čerpadla. Doba životnosti investice je odhadována na maximálně 15 let, jelikož hlavní technologie tepelného čerpadla jako kompresor bude třeba vyměnit. V této době mezi roky 2035–2040 je také předpokládáno vytěžení uhlí a přerušení nebo omezení provozu elektrárny. Hodnocení výnosnosti investice se provedlo pomocí metod doby návratnosti, čisté současné hodnoty a vnitřního výnosového procenta. Všechny tyto použité metody se obvykle v praxi provádí na začátku každé investice, aby se prokázalo, jestli je proveditelná. V návaznosti na to jsem provedl citlivostní analýzu pro prvotní náklady tepelného čerpadla od 5–15 milionů korun, jelikož dotazované firmy neudaly ani přibližnou částku za tyto náklady. V těchto nákladech jsou zahrnuty náklady za instalaci a náklady za pořízení tepelného čerpadla. Konkrétní výsledky můžeme vidět v *Tab.16* a *Tab.17*. Z výsledků můžeme říci, že se nám pro všechny možnosti prvotních nákladů investice vyplatí a projekt je proveditelný. Pro korektní ekonomickou bilanci doporučuji detailnější ekonomickou analýzu. Za předpokladu, že projekt obdrží dotaci od Blueinvest fund nebo od jiné třetí strany, investice se vrátí rychleji a projekt bude schopen vygenerovat větší zisk.

Seznam literatury a informačních zdrojů

- [1] *Thermopedia* [online]. [cit. 2019-11-12]. Dostupné z:
<http://www.thermopedia.com/content/1072/>
- [2] IBLER, Zbyněk. *Elektrárny I*. Plzeň: Ediční středisko VŠSE Plzeň, 1984.
- [3] *Mpei* [online]. [cit. 2019-11-12]. Dostupné z:
<http://tw.t.mpei.ac.ru/TTHB/2/KiSyShe/eng/Chapter11/11-2-The-Rankine-cycle.html>
- [4] IBLER, Zbyněk a spol. *Technický průvodce energetika*. Praha: Nakladatelství BEN - technická literatura, 2002.
- [5] *Webové stránky ČEZ* [online]. [cit. 2019-10-19]. Dostupné z:
<https://www.cez.cz/cs/o-cez/vyrobní-zdroje/uhelne-elektrarny-a-teplarny/uhelne-elektrarny-a-teplarny-cez-v-cr/elektrarny-tusimice-58175>
- [6] *Svět energie - vzdělávací portal ČEZ* [online]. [cit. 2019-10-19]. Dostupné z:
<https://www.svetenergie.cz/cz/elektrarny-2/uhelne-elektrarny/uhelne-elektrarny-cez/elektrarny-tusimice>
- [7] *Prezentace skupiny ČEZ: Přestavba Tušimic* [online]. [cit. 2019-10-19]. Dostupné z:
<https://www.cez.cz/webpublic/file/edee/ospol/fileexport/pro-media-2012/12-prosinec/slideshow-prestavba-tusimic.ppt>
- [8] VLASÁK, Miroslav. *Vyjádření k žádosti o změnu integrovaného povolení společnosti ČEZ, a.s., Elektrárna Tušimice II*. [online]. [cit. 2020-03-03]. Dostupné z:
[http://www.mzp.cz/www/ippc.nsf/E2FCD0D7CF22067DC12571FD00209698/\\$file/KO%20ETU%20-%20zm%C4%9Bna%20IP.doc](http://www.mzp.cz/www/ippc.nsf/E2FCD0D7CF22067DC12571FD00209698/$file/KO%20ETU%20-%20zm%C4%9Bna%20IP.doc)
- [9] *O energetice* [online]. [cit. 2019-10-27]. Dostupné z:
<https://oenergetice.cz/elektrina/chladici-soustavy-tepelných-elektren>
- [10] *Electrical4U* [online]. [cit. 2019-10-28]. Dostupné z:
<https://www.electrical4u.com/cooling-tower/>

- [11] *University of maryland* [online]. [cit. 2020-03-05]. Dostupné z: <https://umdrighnow.umd.edu/news/umd-teams-awarded-more-five-million-dollars-improve-power-plant-cooling>
- [12] *POWER* [online]. [cit. 2019-10-28]. Dostupné z: <https://www.powermag.com/air-cooled-condensers-eliminate-plant-water-use/>
- [13] ŽERAVÍK, Antonín. *Stavíme tepelné čerpadlo*. 2003.
- [14] Scheme of heat pump. In: *Dreamstime* [online]. [cit. 2020-02-08]. Dostupné z: <https://www.dreamstime.com/royalty-free-stock-photos-fundamental-scheme-heat-pump-notes-czech-language-image40121548>
- [15] *Electropaedia* [online]. [cit. 2020-02-08]. Dostupné z: https://www.mpoweruk.com/heat_engines.htm
- [16] *Tepelná čerpadla IVT* [online]. [cit. 2020-02-17]. Dostupné z: <https://www.cerpadla-ivt.cz/cz/typy-tepelnych-cerpadel>
- [17] *European heating industry* [online]. [cit. 2020-02-20]. Dostupné z: <http://www.ehi.eu/heating-technologies/gas-heat-pumps/>
- [18] VRTEK, Mojmír. *Tepelná čerpadla* [online]. [cit. 2020-02-11]. Dostupné z: http://www.automa.cz/Aton/FileRepository/pdf_articles/9542.pdf
- [19] MATUŠKA, Tomáš. Parametry pro hodnocení efektivity tepelných čerpadel: COP a SCOP. *Tzb-info* [online]. [cit. 2020-02-06]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla/13196-parametry-pro-hodnoceni-efektivty-tepelnych-cerpadel-cop-a-scop>
- [20] *Delta cooling towers inc.* [online]. [cit. 2020-05-04]. Dostupné z: <https://deltacooling.com/resources/news/understanding-wet-bulb-temperatures-and-how-it-affects-cooling-tower-performance>
- [21] *Large heat pumps in Europe vol.2* [online]. [cit. 2020-05-07]. Dostupné z: https://www.ehpa.org/fileadmin/red/03_Media/Publications/Large_heat_pumps_in_Europe_Vol_2_FINAL.pdf

- [22] *Energetický regulační úřad* [online]. [cit. 2020-05-17]. Dostupné z:
<http://www.eru.cz/documents/10540/462928/Vyhodnoceni+cen+tepelne+energie+k+1.+1.+2018.pdf/52e55ec8-0287-4409-a1eb-a2e21d02f65f>