

**ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA ELEKTROTECHNICKÁ**

Katedra elektroenergetiky a ekologie

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Energetická bilance Elektrárny Tisová ETI I

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta elektrotechnická

Akademický rok: 2012/2013

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Jiří PETERA**
Osobní číslo: **E11N0128P**
Studijní program: **N2612 Elektrotechnika a informatika**
Studijní obor: **Elektroenergetika**
Název tématu: **Energetická bilance Elektrárny Tisová - technologický celek ETI1**
Zadávající katedra: **Katedra elektroenergetiky a ekologie**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

1. Popište technologický celek ETI1 a sestavte výpočtové schéma parovodního okruhu.
2. Proveďte kompletní energetickou bilanci ETI1 (Bilance paliv, bilance výroby a dodávky elektřiny, bilance výroby a dodávky tepla).
3. Sestavte seznam s označením původu vstupních a vypočtených veličin pro energetickou bilanci.
4. Zhodnoťte současný stav zařízení (případně uveďte možnosti na zlepšení ekonomie provozu).

Anotace

Předkládaná práce je zaměřena na klasickou elektrárnu Tisová ETI I. Práce je rozdělena do čtyř částí; první se zabývá popisem technologického celku ETI I a výpočtovým schématem parovodního okruhu. V druhé části je provedena kompletní energetická bilance; paliv, výroby a dodávky elektřiny, výroby a dodávky tepla. V třetí části je popsán seznam s označením vstupních a vypočtených veličin pro energetickou bilanci. Čtvrtá část práce zhodnocuje současný stav zařízení.

Klíčová slova

Fluidní spalování, fluidní uzávěr, cyklon, impeler

Abstract

The present work is focused on conventional power plant Tisova ETI I. The work is divided into four parts: the first deals with the description of the technological unit ETI I and computational scheme steam-water circuit. The second part is a complete energy balance of fuel, production and supply of electricity, production and supply heat. In the third section there is described the list labeled input and calculated values for the energy balance. The fourth part assesses the current state of the device.

Key words

Fluidized bed combustion, boiler, cyclone, impeller

Prohlášení

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

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.

V Plzni dne 9.5.2013

Jméno příjmení

.....

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu diplomové práce Doc. Ing. Zbyňku Martínkovi, Csc. za cenné rady, připomínky a vedení práce.

Dále bych také poděkoval konzultantovi práce Ing. Miloši Spálenkovi za poskytnutí informací a cenné rady z provozu elektrárny Tisová.

A v neposlední řadě, bych také chtěl poděkovat svým rodičům za finanční a morální podporu.

Obsah

OBSAH	7
ÚVOD	9
1 POPIS TECHNOLOGICKÉHO CELKU	12
1.1 HLAVNÍ TECHNOLOGICKÉ ZAŘÍZENÍ	12
1.1.1 Fluidní kotel FK11 a FK12	12
1.1.2 Turbosoustrojí TG1	18
1.1.3 Turbosoustrojí TG2 a TG3	21
1.1.1 Turbosoustrojí TG5	23
1.1.2 Parovod 1 MPa	25
1.2 POMOCNÁ TECHNOLOGICKÁ ZAŘÍZENÍ	26
1.2.1 Kondenzátor	26
1.2.2 Čerpadla	27
1.2.3 NT Regenerace	28
1.2.4 Vysokotlaké ohříváky	29
1.3 SPOLEČNÉ TECHNOLOGICKÉ OKRUHY	30
1.3.1 Zauhlování	30
1.3.1 Chladicí soustava	30
1.3.2 Skládky popelovin	32
2 ENERGETICKÉ BILANCE	33
2.1 VÝPOČET ZTRÁT KOTLE K11 A TEPELNÁ ÚČINNOST	33
2.1.1 Ztráta mechanickým nedopalem	33
2.1.2 Ztráta chemickým nedopalem	34
2.1.3 Ztráta citelného tepla tuhých zbytků	34
2.1.4 Ztráta fyzickým teplem spalin	34
2.1.5 Ztráta do okolí tepla sáláním a vedením	35
2.1.6 Nepřímá účinnost kotle	35
2.1.7 Bilance výroby tepla	35
2.1.8 Přímá účinnost kotle	36
2.2 VÝPOČET ZTRÁT KOTLE K12 A TEPELNÁ ÚČINNOST	36
2.2.1 Ztráta mechanickým nedopalem	37
2.2.2 Ztráta chemickým nedopalem	37
2.2.3 Ztráta citelného tepla tuhých zbytků	37
2.2.4 Ztráta fyzickým teplem spalin	38
2.2.5 Ztráta do okolí tepla sáláním a vedením	38
2.2.6 Nepřímá účinnost kotle	38
2.2.7 Bilance výroby tepla	39
2.2.8 Přímá účinnost kotle	39
2.3 BILANCE PALIV	40
2.4 BILANCE VÝROBY A DODÁVKY TEPLA	41
2.4.1 Výpočet Q_{el} TG1	41
2.4.2 Výpočet Q_{el} TG2	43
2.4.3 Výpočet Q_{el} TG3	43
2.4.4 Výpočet Q_{el} TG5	44
2.5 BILANCE VÝROBY A DODÁVKY ELEKTŘINY	45
2.5.1 Výpočty vstupů do bilance	46
3 SEZNAM VSTUPNÍCH A VYPOČTENÝCH VELIČIN PRO ENERGETICKOU BILANCI	49
3.1 VSTUPNÍ VELIČINY PRO ENERGETICKOU BILANCI	49
3.2 VYPOČTENÉ VELIČINY PRO ENERGETICKOU BILANCI	53
4 ZHODNOCENÍ STAVU ZAŘÍZENÍ	54

ZÁVĚR	56
POUŽITÁ LITERATURA	57
PŘÍLOHY	1

Úvod

Uvedená práce se věnuje výpočtu energetických bilancí na klasické tepelné elektrárně Tisová ETI I. Tuto práci jsem si vybral, protože mě tato problematika zajímá a myslím si, že má z hlediska energetiky své místo.

V České republice se dle údajů z Českého statistického úřadu vyrobilo dvě třetiny elektrické energie z tepelných elektráren (62,3 % v roce 2010). Jaderné elektrárny se podílely na výrobě elektrické energie 32,6 %, vodní 3,9 % a asi 0,7 % fotovoltaické elektrárny, jejich instalovaný výkon se v mezidobí 2009 až 2010 čtyřnásobil [14].

Elektrárny v nichž se spaluje uhlí neztratí v dalších desetiletí nic na svém významu a budou tvořit jeden z pilířů výroby elektrické energie. V dnešní době je tedy vidět velký tlak vyvíjený na účinnost výroby elektrické energie a snížení zátěže na životní prostředí. Z těchto důvodů jsou v elektrárenských provozech investované nemalé prostředky na inovativní technologie měření, řízení a optimalizaci spalování. Mnoho regulačních procesů je automatizováno a klesají možnosti obsluhy dané procesy ovlivnit.

První část mé práce je rozdělena do tří částí, na hlavní technologické zařízení, pomocné technologické zařízení a společné technologické okruhy. V části hlavních technologických zařízení popisují fluidní kotle a turbosoustrojí pracující v elektrárně. Další částí jsou pomocná technologická zařízení, kde popisují kondenzátory, čerpadla, regenerativní ohřev a vysokotlaké ohříváky. Závěrem první kapitoly jsou společné technologické okruhy zauhlování, chladicí soustava a skládování popelovin.

Druhá část mé práce se věnuje vlastnímu výpočtu ztrát fluidních kotlů FK11 a FK12 a výpočtu energetických bilancí jako je bilance paliv, bilance výroby a dodávky tepla a bilance výroby a dodávky elektrické energie.

Ve třetí části jsou vypsány vstupní a vypočtené veličiny pro bilanční výpočty včetně jednotek a KKS kódů, které slouží pro označení dané veličiny v elektrárně.

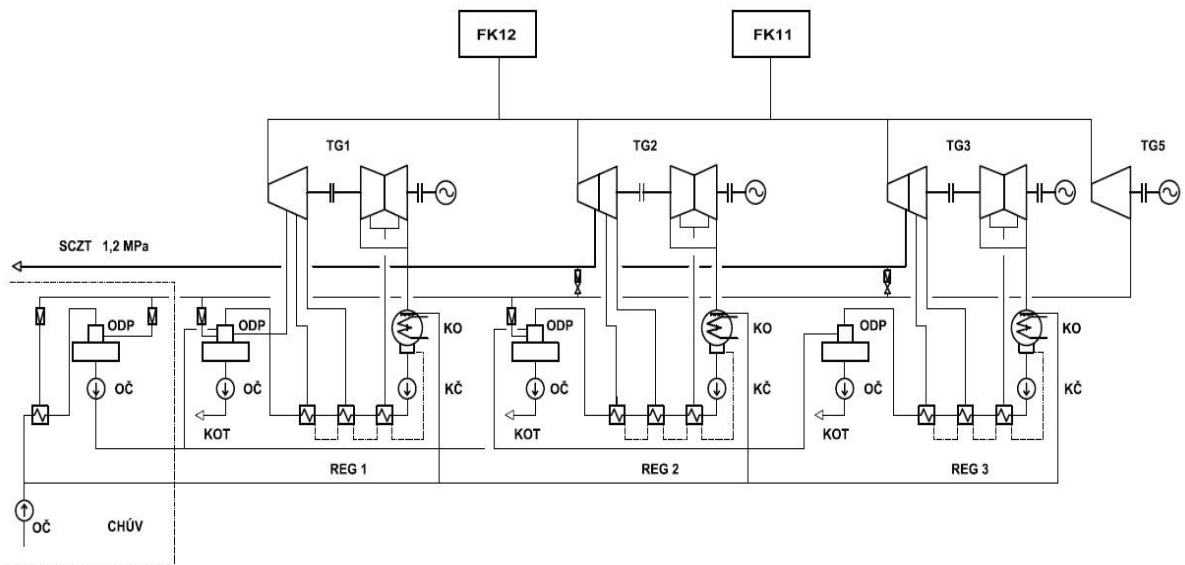
Čtvrtá část práce je věnována zhodnocení stavu zařízení a možnostem zlepšení ekonomie provozu.

Seznam symbolů a zkratek

E_{ciz}	elektrina prodaná externím odběratelům připojeným k výrobně
E_{dod}	dodávka elektřiny
E_{odbsit}	odběr elektřiny ze sítě
E_i	spotřeba elektrické energie
E_{ost}	spotřeba elektřiny pro ostatní účely (budovy, dílny, osvětlení, atd.)
$E_{přev}$	převod elektřiny do jiné výroby
E_{sit}	saldo elektřiny dodané do sítě
E_{sitdod}	dodávka elektřiny do sítě
E_{sv}	v ýroba na svorkách generátorů
E_{tep}	spotřeba elektřiny na dodávku teploty
E_{vs}	vlastní spotřeba elektřiny na dodávku elektřiny
$F_{uhlí}$	hmotnost uhlí
FK	fluidní kotel
HRS	hlavní redukční stanice
CHÚV	chemická úpravna vody
ik_{1-3}	entalpie kondenzátu
i_s	entalpie popela
KČ	kondenzátní čerpadlo
KO	kondenzátor
KOT	kotel
M_{biom}	celkové množství biomasy
M_k	celkové množství uhlí do kotelny
NN	odplyňovák
NT	nízkotlaká část turbíny
NTO	nízkotlaký ohřívák
OČ	oběhové čerpadlo
Q_{reg}	celkové teplo do regenerace
Q_{40}	teplo do čtvrtého regulovaného odběru pro teploty účely
Q_{kon}	teplo do kondenzátoru
Q_{1-3}	teplo do regenerativních ohříváků
Q_{tur}	teplo do turbíny
Q_{VTO}	teplo do vysokotlakých ohříváků vody
Q_{pp}	teplo na vstupu do turbín
Q_{bio}	teplo v biomase
Q_{nap}	teplo v napájecí vodě
Q_{odl}	teplo v odluhu kotle
Q_p	teplo v palivu celkem
$Q_{uhlí}$	teplo v uhlí
Q_{plyn}	teplo v zemním plynu
Q_{VR}	teplo vratné vody kondenzátu

Q_{dod}	dodávka tepla
Q_{el}	spotřeba tepla na výrobu elektřiny
Q_{tep}	dodávka tepla pro topné účely
Q_{vs}	vlastní spotřeba a ztráty tepla
Q_{vyr}	vyrobené teplo z kotlů
REG	regenerační ohříváky
RCHS	redukční chladicí stanice
TG	turbosoustrojí
V_{plyn}	celkové množství plynu
VT	vysokotlaká část turbíny
VTO	vysokotlaký ohřívák
α_i	poměrné množství páry
$\omega_{\text{CO}_2 \text{ max}}$	max. obsah CO_2 ve spalinách za kotlem
ω_{CO_2}	obsah CO_2 ve spalinách za kotlem
ξ_{neur}	neurčitá ztráta kotle
η_{kpr}	přímá účinnost kotle
η_k	účinnost kotle
ξ_F	ztráta citelným teplem tuhých zbytků
ξ_K	ztráta fyzickým teplem spalin
ξ_{CN}	ztráta chemickým nedopalem
ξ_{MN}	ztráta mechanickým nedopalem
ξ_{SV}	ztráta tepla sáláním a vedením
c	tepelná kapacita vody
c_s	tepelná kapacita popela

1 Popis technologického celku



Obr. 1.1 Technologický celek ETI 1

Technologický celek je tvořen hlavními a pomocnými zařízeními elektrárny. Hlavní zařízení jsou dva fluidní kotle FK11 a FK12, každý o výkonu 350 t/h, které napájí ze společné sběrný čtyři turbíny. Dvě kondenzační, rovnotlaké, dvoutělesové turbíny 57 MW s jedním regulovaným odběrem páry. Jednu kondenzační rovnotlakou dvoutělesovou turbínu 57 MW a jednu protitlakou, kombinovanou jednotělesovou turbínu o výkonu 12,8 MW. Turbogenerátory jsou chlazeny vzduchem. Elektrický výkon je vyveden do rozvodny

Sokolov -Vítkov pomocí linky 110 kV. Teplo vyprodukované při kombinované výrobě tepla a elektřiny je dodáváno do parní soustavy do Sokolova o jmenovitých parametrech 1,2 MPa, 240 °C. Pomocná zařízení elektrárny se skládají z kondenzátorů, regeneračních ohříváků, čerpadel, odplyňovačů a dalších zařízení. [1]

1.1 Hlavní technologické zařízení

1.1.1 Fluidní kotel FK11 a FK12

Oba instalované kotle jsou atmosférické fluidní kotle s cirkulující vrstvou (ACFB). Fluidní kotel FK11 byl dodán firmami Vítkovice a Engineering EVT Stuttgart. Fluidní kotel FK12 byl dodán firmou LLB-Lurgi Lentjes Babcock Energietechnik GmbH.

Každý kotel se skládá z těchto hlavních částí: I. tahu kotle - spalovací komory, dvou cyklonů, dvou svodek, dvou fluidních uzávěrů (sifonů), čtyř externích chladičů popela, II. tahu kotle s konvekčními ohříváky.

Přívod paliva do spalovací komory je pomocí 2 svodek paliva přes turnikety Köllemann, které tlakově oddělují prostor spalovací komory od přívodu paliva za provozu. V místě zavedení paliva do svodky za sifonem je přiveden těsnící vzduch z potrubí sekundárního vzduchu do každé svodky. Vzduch oddělí přívod paliva a svodku od žhavých popelovin a žhavých spalin. Hnědé uhlí spadne do žhavých popelovin o teplotě 850 °C, kdy dojde k vysušení paliva a jeho ohřevu na zápalnou teplotu. Při příchodu do fluidní vrstvy je palivo připraveno ke spalování. Přívod vápence je dopravován tlakovým vzduchem z dmychadel do svodek těsně před vstupem do fluidní vrstvy. Výhoda dávkování vápence pomocí tlakového vzduchu je v tom, že dochází k dokonalému promísení směsi žhavého popela a uhlí s vápencem před vstupem do fluidní vrstvy.

Pro dokonalé spalování je nutné přísně hodnotit vzduchovou bilanci fluidního kotle. Proto jsou všechna množství přiváděného vzduchu měřena. Do kotle je vháněn primární a sekundární vzduch.

Spalovací komora je obdélníkového průřezu a je tvořena plynotěsně svařenými membránovými stěnami z kotlových trubek (výparník). Dole je spalovací komora zúžena ve tvar výsyvky. Stěny výsyvky jsou opatřeny vrstvou žárobetonu, která jí chrání proti opotřebení a příliš intenzivnímu přestupu tepla. Hlavní součástí fluidního spalování je tryskové dno tvořené tryskami primárního vzduchu a trubkami výparníku. Dno je mezi tryskami vydusáno žárobetonem.

Dále má fluidní kotel dva cyklonové odlučovače, mezi spalovací komorou a II. tahem. Cyklonový odlučovač odloučí všechny částičky větší než 0,1 mm a vrací je zpět do fluidního lože. Cyklonový odlučovač je uvnitř vyzděn těžkou vyzdívkou, jelikož pracuje s teplotou spalin a popílku 800 - 900 °C. Důležitou součástí cyklonu je středová trubka, která v případě správné funkce, cyklon odloučí až 90% všech částiček popela a vrací je zpět do sifonu přes svodku.

Fluidní uzávěr (sifon) je hlavní součástí cirkulačního okruhu fluidního kotle. Účelem fluidního uzávěru je zamezení zkratu spalin přes fluidní uzávěr do cyklonu, ale aby spaliny proudily vzhůru ve spalovací komoře. Uzávěr v sifonu je tvořen vrstvou popelovin nadnášenou vlastním tryskovým dnem. Vzduch do trysek sifonů vhání rotační dmyhadla.

Ekonomizér je třístupňový ohřívák, který je zavěšen na závěsných trubkách v místě membránové stěny druhého tahu. Ohřívá napájecí vodu z napájecí hlavy kotle, která přehřátá proudí do kotelního bubnu.

Kotelní buben je tlaková nádoba vyrobena z velmi kvalitní oceli. V bubnu jsou vestavěny cyklony. Do bubnu vstupuje směs vody a páry z kotlových trubek a odtud putuje do cyklonů, kde se oddělí sytá pára, která proudí vzhůru. Voda stéká po stěnách cyklonů dolů pod vodní hladinu. Sytá pára v horní části projde přes odlučovací žlaby a odtud putuje do první komory umístěné nad bubnem.

II. tah kotle je osazen konvekčními přehříváky. První přehřívák tvoří plynotěsně svařené membránové stěny druhého tahu ve spodní části. Přívod páry z bubnu do prvního přehříváku je veden svisle dolů závěsnými trubkami. Odtud pára proudí do druhého přehříváku, který je tvořen soustavou trub. Poté pára proudí přes překřížení a 1. regulační vstřík do třetího přehříváku. Po průchodu páry přes dvě sekce třetího přehříváku pára postupuje přes druhé překřížení a 2. regulační vstřík. Za druhým regulačním vstříkem pára ústí do čtvrtého výstupního přehříváku a do výstupní přehřívákové komory. Přehřátá pára vystupuje do parovodu, který sestupuje do mezistrojovny.

Parovod se dále rozděluje na dvě větve, které jsou napojeny do parních uzlu po bývalých kotlích K5, K6 tj. do uzlu k turbíně TG3 tak je tomu u kotle FK11. U kotle FK12 parovod ústí ke dvěma parním uzlům bývalých kotlů K3 a K4. Parovody jsou zakončeny hlavním parním šoupětem (HPŠ) DN 250 a připojeny na parní připojovací šoupě (PPŠ) DN 250. Regulace přehřáté páry se provádí pomocí dvou regulačních vstříků. První je instalován v parovodu v překřížení mezi druhým a třetím přehřívákem. Druhý vstřík je umístěn mezi třetím a čtvrtým (výstupním) přehřívákem v překřížení. Do parovodu je vstříkována napájecí voda přímo do proudu páry. Oba kotle jsou principiálně shodné, liší se pouze v některých technických parametrech jednotlivých částí. [2]

1.1.1.1 Popis fluidního spalování

Fluidizace je proces, kdy je vrstva částic uvedena do fluidního stavu pomocí vhněného plynu. Palivem je zde uhlí s nízkou výhřevností a rozdílnými parametry, které se vyznačují nízkým podílem hořlaviny v aktivní zóně při snaze dlouhém a částečně říditelném setrvání částic paliva v aktivní zóně. Ve fluidní vrstvě dochází k dokonalému promísení pevných částic, které jsou schopny zajistit homogenní provozní teplotu a dobré propojení mezi palivem a plynovou fází.

Fluidní vrstva se chová jako kapalina, která působí na stěny kotle hydrostatickým tlakem. Stav fluidní vrstvy se mění stupněm promísení pevných částic s tlakovým plynným médiem. Spalovací komory s fluidním ložem mají několik výhod, jednoduchou konstrukci, flexibilitu v případě použitého druhu paliva a vysokou spalovací účinnost při nízké teplotě spalování, která minimalizuje vývin termického NO_x . Hlavní výhodou fluidního spalování je možnost odstraňování SO_2 již ve fluidním loži přidáním vápence nebo dolomitu do spalovacího procesu. Další výhodou je flexibilita provozu, fluidní kotle jsou vhodné pro střídavý provoz, proto mohou být najety po noční i víkendové odstávce.

Princip fluidizace

Fluidní vrstva je tvořena popelem, hnědým uhlím a vápencem, kde je profukována předehřátým primárním vzduchem skrz trysky tryskového dna o teplotě $160\text{ }^\circ\text{C}$ a tlaku $17\text{--}19\text{ kPa}$ takovou rychlostí, že dochází k fluidizaci. Stabilní lože je unášeno stoupajícím proudem plynu tak, že se jednotlivé částice postupně oddělují a velice rychle se zvyšuje jejich expanze. Spalování uhlí probíhá při teplotě cca $850\text{ }^\circ\text{C}$. Do kotle je primární vzduch přiváděn přes tryskové dno spalovací komory a sekundární vzduch v kónickém rozšíření ohniště. Cirkulační fluidní lože vzniká při rychlostech shodných s režimem pneumatické dopravy. Částice jsou unášeny proudem vzduchu a recirkulovány. Větší částice jsou zpomalovány o stěny spalovací komory třením a klesají ke dnu komory, dochází zde k vnitřní cirkulaci. Vlivem rozpínání spalin je převážná část pevných částic unášena ze spalovacího prostoru do cyklónu, čím vzniká vnější cirkulace. Obě tyto cirkulace pevných částic vnější i vnitřní zajišťují homogenní teploty v celé spalovací komoře. Jelikož tyto cirkulace probíhají při vysokých lineárních rychlostech jsou fluidní cirkulační kotle relativně vysoké z důvodů přiměřené doby pobytu pevných částic a spalin ve spalovací komoře.

Mezi I. a II. tahem kotle ve směru proudění spalin jsou zakomponované cyklóny, kde se oddělí hrubá frakce nespáleného uhlí a části popela. Do cyklónu vstupují pevné částice unášené spalinami ze spalovací komory rychlostí, která umožňuje oddělení částic větších než $0,1\text{ mm}$. Tyto oddělené pevné částice se vrací přímo do spalovací komory nebo procházejí přes průtokový chladič fluidní vrstvy a poté zpět do spalovací komory. Částice menší než $0,1\text{ mm}$ prolétnou cyklónem do II. tahu fluidního kotle. Kotel má dva cyklóny, dvě svodky a dva fluidní uzávěry (sifony), které dále rozdělují tok popela, buď přímo do fluidní vrstvy přes dvě svodky nebo do 4 chladičů fluidní vrstvy.

Spaliny vystupující z cyklónu jsou ochlazovány ve svazcích přehříváků a třístupňovém ekonomizéru na teplotu cca 205 °C a také v rotačním ohříváku vzduchu na teplotu cca 130 °C. Teplo zde odevzdané, slouží k předehřátí primárního a sekundárního vzduchu. Dále jsou ochlazené spaliny čištěny v textilních filtrech a putují do komína.

Tento celý okruh popisuje princip atmosférického cirkulačního fluidního spalování. Kde v porovnání s práškovým topením umožňuje 3x až 5x oběhnout spalovací proces, což tvoří dostatek času na dokonalé vyhoření u hořlavých částic a dokonalému vypálení vápence na vápno, které se pak sloučí s SO₂, který vzniká spalováním síry obsaženém v uhlí. Částičky uhlí se vyhoříváním ve fluidní vrstvě zmenšují na malé částičky s hořlavinou do 1 mm ulétávající z vrstvy. Tento princip spalování nevyžaduje jemně mletí paliva, postačuje frakce od 0 do 5mm. [3]

1.1.1.2 Základní technické údaje kotle K11

Tab. 1.1 Spalované palivo [2]

Sokolovské hnědé uhlí	
Výhřevnost	9,75 - 12,75 MJ/kg
Voda původní	30 - 40 %
Popel v sušině	20,2 - 39 %
Síra v sušině	0,6 - 5,65 %
Síra v surovém uhlí	0,36 - 3,39 %
Přírodní nekusové dřevo - štěpka	
Výhřevnost	7 – 15 MJ/kg
Voda původní	do 42 %
Popel	max. 20 %
Síra	max. 0,4%
Najížděcí palivo - zemní plyn	
Výhřevnost	35,82 MJ/Nm ³

Tab. 1.2 Vápenec dodávaný do fluidních kotlů [2]

Vápenec	
Lokalita	Čertovy schody, Štramberk

Tab. 1.3 Popeloviny z kotle při plném výkonu [2]

Popeloviny z fluidního kotle	
ložový popel	40%
popílek z filtrů (vč.2.tahu)	60%

Tab. 1.4 Emisní hodnoty měřené při 6% O₂ za kotle [2]

Garantované emisní hodnoty	K11	K12
SO ₂ za kotlem	do 500 mg/Nm ³	do 400 mg/Nm ³
NO _x za kotlem	do 400 mg/Nm ³	do 400 mg/Nm ³
CO za kotlem	do 250 mg/Nm ³	do 250 mg/Nm ³
tuhé emise	do 20 mg/Nm ³	do 20 mg/Nm ³

Tab. 1.5 Technické parametry kotle FK11 [2]

Parametr	Jednotky	Garantováno
Parní výkon fluidního kotle	t/h	350
Tepelný výkon fluidního kotle	MWt	262
Tlak páry	MPa	9,42 ±0,1
Teplota přehřáté páry	°C	505 +5
Teplota napájecí vody	°C	165
Teplota nasávaného vzduchu	°C	25
Minimální výkon bez najížděcího paliva	%P _{jm}	30
Vlastní spotřeba celková při P _{jm}	kWh	7 262
Účinnost	%	91,3
Spalitelné látky v popílku do	%	1,5
Spotřeba vápence prům. hodnota	kg/h	8500

Tab. 1.6 Technické parametry kotle FK12 [3]

Parametr	Jednotky	Garantováno
Parní výkon fluidního kotle	t/h	350
Tepelný výkon fluidního kotle	MWt	262
Tlak páry	MPa	9,42 ±0,1
Teplota přehřáté páry	°C	505 +5
Teplota napájecí vody	°C	148/165
Teplota nasávaného vzduchu	°C	25
Minimální výkon bez najížděcího paliva	%P _{jm}	30
Vlastní spotřeba celková při P _{jm}	kWh	6 286
Účinnost	%	92
Spalitelné látky v popílku do	%	1,5
Spotřeba vápence prům. hodnota	kg/h	8450

1.1.2 Turbosoustrojí TG1

Parní turbína je dvoutělesová, rovnotlaká, kondenzační turbína pro pohon generátoru. Skládá se z vysokotlaké a nízkotlaké části.

Nízkotlaká část je dvouproudá s 2x třemi rovnotlakými stupni. Turbína má pět neregulovaných odběrů páry pro ohřev regenerace. Odběry ohřívají v (NTO) nízkotlakých ohřívacích kondenzát a ve vysokotlakých ohřívacích a odplyňovači napájecí nádrže napájecí vodu. Dále je pára z odběru využívána pro další spotřebiče v elektrárně a pro vzájemné propojení se sítí 1 MPa.

Vysokotlaká část rotoru s oběžnými koly je vykována z Cr – V – W oceli z jednoho kusu. Poslední čtyři kola jsou za tepla nasazena na hřídel, kde je přenos kroutícího momentu pomocí strojnických per v každém kole. Pro vyrovnání tlaku před a za oběžným kolem jsou všechna kola opatřena vyrovnávacími otvory. Oběžná kola jsou osazena lopatkami. Ostatní lopatky v oblasti nižších teplot jsou ze speciální nerezivějícího materiálu. Rozváděcí kola jsou ve vodorovné dělicí rovině dělena na vršek a spodek. Rozváděcí kola VT dílu mají kotouče i věnce ocelolitinové nebo kované. Vlastní lopatky jsou frézovány a zavařeny do kola. Spodní poloviny kol jsou zavěšeny na kolíkách v dělicí rovině a středěny v tělese turbíny. Horní poloviny kol jsou ze spodní části sešroubovány a slícovány kolíky. Všechny stupně jsou dimenzovány na chvění a lopatky jsou naladěny tak, aby jejich vlastní kmitočet ležel mimo provozní frekvenci.

Vysokotlaké těleso turbíny, které překrývá turbínu je uloženo na ložiskových stojanech pomocí patek vybíhajících z horizontální příruby spodního tělesa. Na přední části VT tělesa jsou přivařeny dýzové komory přes které vstupuje admisní pára do turbíny. Ve spodní části jsou čtyři hrdla pro neregulované odběry TG. Výstup páry do NT dílu je na vrchní části přes dvě hrdla.

Nízkotlaká část rotoru tvoří šest oběžných kol nasazených na rotoru, uspořádána do dvouproudu. Osová síly jsou v daném uspořádání vyrovnané, proto nemají oběžná kola vyrovnávací otvory tlaku. Oběžná kola jsou vykována z legované oceli, tepelně zpracována a šlechtěna. Oběžné lopatky jsou zhotoveny ze speciálního nerezivějícího materiálu a chromovány na tvrdo.

Rozváděcí kola nízkotlakého části jsou uprostřed ve střední části NT dílu. Kola jsou litinová. Lopatky jsou z niklového plechu a jsou do kola zalaty. Spodní poloviny rozváděcích kol jsou zavěšeny na kolíkách v dělicí rovině tělesa.

Svršky kol jsou zabezpečeny závěsnou podložkou proti vypadnutí v dělicí rovinně svršku tělesa. V rozváděcích NT kolech jsou k odvádění vyloučené vody z vlhké páry odstříkovací žlábků.

Nízkotlaké těleso je vertikálně dělené na tři části. Ve střední jsou dvě hrdla pro vstup páry do turbíny, zde je průtočná nízkotlaká část turbíny. Ve spodku jsou dvě příruby 1. neregulovaného odběru TG. Dvě zbývající části NT tělesa jsou ve spodku připojena přes potrubí ke kondenzátoru. Spodky obou těles jsou spolu se spodky ložiskových těles vyráběny jako celek, ve kterých jsou usazeny ložiska turbíny i ložisko generátoru. Spojení turbíny a generátoru je pomocí spojek, které jsou za tepla nataženy a zajištěny pery. [4]



Obr. 1.2. Turbosoustrojí TG1

1.1.2.1 Technické parametry soustrojí

Tab. 1.7 Technické parametry turbíny TG1[4]

Turbína TG 1	
TECHNICKÝ POPIS ZAŘÍZENÍ	
Výrobce	ŠKODA Plzeň
Rok výroby	1958
Typ	VK 50
Výrobní číslo	TG 1 2903/4
Jmenovitý výkon	55 MW
Max. a min trvalý výkon	55 - 15 MW
Jmenovité otáčky	3 000 ¹ /min
Jmenovitý přetlak páry před SV	8,73 MPa
Max. přetlak páry před SV	10,48 MPa
Max. teplota páry před SV	528 °C
Jmenovitá teplota chladicí vody	17 °C
Max. přetlak páry za regulačním stupněm	5,55 MPa
Hltnost turbíny	63,05 kg/s (227 t/h)
Počet neregulovaných odběrů turbíny	5
Počet těles turbíny	2
Soustava turbíny	
VT část	„C“ - kolo + 13 dalších kol
NT část	2 x 3 akční kola ve dvouproudečném uspořádání
Počet regulačních ventilů	4
Počet chladičů oleje	3

Tab. 1.8 Typ a parametry generátoru TG1 [4]

Typ a parametry generátoru	
TECHNICKÝ POPIS ZAŘÍZENÍ	
Výrobce	SKODA Plzeň
Typ	6H/3788/2“
Výrobní číslo	5 625
Jmenovitý činný výkon	50 MW
Max. činný výkon	55 MW
Jmenovitý zdánlivý výkon	65 MW
Max. zdánlivý výkon	65 600 kVA
Jm. proud statoru generátoru	3 440 A
Max. proud statoru generátoru	3 600 A
Jm. napětí statoru generátoru	10 500 ±5 %
Kmitočet	50 Hz
Max. činný výkon generátoru je povolen	57 500 kW
Při překročení jm. proudu statoru generátoru	$I_n = 3 440 \text{ A}$
Jmenovité otáčky	3 000 ¹ /min
Spojení fází	do hvězdy
Max. napětí rotoru generátoru	280 V
Max. proudové zatížení rot. generátoru	620 A

1.1.3 Turbosoustrojí TG2 a TG3

Parní turbína je dvoutělesová, rovnotlaká, kondenzační turbína s jedním regulovaným a čtyřmi neregulovatelnými odběry páry. Regulační stupeň ve VT části je akční kolo a deset rovnotlakých stupňů. Turbína má čtyři neregulovatelné odběry páry pro ohřev regeneračních ohříváků kondenzátu, napájecí vody a odplyňovače napájecí nádrže. Jeden regulovatelný odběr slouží k zajištění teplárenské páry a přes redukční stanici pro vytápění VTO a odplyňovače NN a pro společné propojení se sítí 1 MPa. Na nástavci rotoru je odstředivé čerpadlo dodávající olej pro regulaci a mazání za provozu turbíny. Na špičce rotoru je instalován snímač pro elektrické čidlo otáčkoměru. Na TG3 je zachován impeler, což je zdroj impulsů pro otáčkovou regulaci. Rozváděcí kola jsou dělena ve vodorovné dělicí rovině na spodní část a vrchní část. Vysokotlaká rozváděcí kola mají věnce a kotouče ocelolitinové nebo kované. Vlastní rozváděcí lopatky jsou frézovány a do kola zavařeny.

Vysokotlaké těleso je usazeno na ložiskových stojanech přes patky spodního tělesa. Přívod páry je dvěma parovody přes rychlozávěrný ventil k VT tělesu. Vysokotlaké potrubí admisní páry je volnými přírubami přes šrouby spojeno z dýzovými komorami. Pro zvýšení hltnosti jsou ve vrchní části VT tělesa dva obtokové ventily, které při velkém otevření VT regulace přepouští část páry za regulačním stupněm obtokem 1. Stupně do další průtočné části. Pro regulaci tlaku v regulovaném odběru jsou připojeny čtyři přepouštěcí ventily. Odvod páry do NT dílu je ve přes dvě hrdla ve vrchní části tělesa. Ve spodní části jsou hrdla pro výstupy odběrů.

Nízkotlaký rotor je osazen šesti oběžnými koly. Oběžná kola jsou vykována z legované oceli, tepelně zpracována a šlechtěna. Rozváděcí kola NT dílu jsou uložena přímo ve střední části NT dílu jsou litinová, lopatky jsou z niklového plechu a jsou do kola zality. Nízkotlaká kola mají odlity odstříkovací žlábků k odvádění vyloučené vody z vlhké páry. Lopatky oběžných kol jsou ze speciálního nerezivějícího materiálu a chromovány na tvrdo jako ochrana proti korozi. Všechny lopatky jsou laděny tak, aby jejich vlastní kmitočty ležely mimo pásma provozní frekvence. Na obou stranách rotoru jsou za tepla nasazena ucpávková pouzdra ve kterých jsou zatemovány mosazné břity ucpávek.

Nízkotlaké těleso je vertikálně dělené na tři části. Ve střední jsou dvě hrdla pro vstup páry do turbíny, zde je průtočná nízkotlaká část turbíny. Ve spodku jsou dvě příruby 1. neregulovaného odběru TG. Dvě zbývající části NT tělesa jsou ve spodku připojena přes potrubí ke kondenzátoru. Spodky obou těles jsou spolu se spodky ložiskových těles vyráběny jako celek, ve kterých jsou usazeny ložiska turbíny i ložisko generátoru.

1.1.3.1 Technické parametry soustrojí TG2 a TG3

Tab. 1.9 Technické parametry turbíny TG2 a TG3 [5]

TURBÍNA	
TECHNICKÝ POPIS ZAŘÍZENÍ	
Výrobce	Škoda Plzeň
Typ	P 55/55-8,8
Výrobní číslo TG 2	VT 3874, NT 2906
Výrobní číslo TG 3	VT 3975, NT 2908
Rok výroby TG 2, 3	1958
Rok uvedení do provozu po rekonstrukci TG 2	1982
Rok uvedení do provozu po rekonstrukci TG 3	1984
Jmenovitý výkon	55 MW
Minimální výkon	15 MW
Jmenovité otáčky	3 000 ¹ /min
Jmenovitý tlak páry před RZV	8,83 MPa
Maximální tlak páry před RZV	10,593 MPa
Jmenovitá teplota páry před RZV	500 °C
Maximální teplota páry před RZV	528 °C
Jmenovitá teplota chladicí vody	21 °C
Maximální teplota chladicí vody	30 °C
Maximální tlak za regulačním stupněm	5,9 MPa
Jmenovitý tlak v regulovaném odběru	1,5 MPa
Tlak v regulovaném odběru	1,2 - 1,7 MPa
Maximální tlak v regulovaném odběru	1,96 MPa
Teplota páry v regulovaném odběru	240 °C
Maximální odebírané množství v reg. odběru	63,9 kg/s (230 t/h)
Maximální hlnost turbíny	77,8 kg/s (280 t/h)
Počet odběrů neregulovaných	4
Počet odběrů regulovaných	1

Tab. 1.10 Typ a parametry generátoru TG2 a TG3 [5]

GENERÁTOR	
TECHNICKÝ POPIS ZAŘÍZENÍ	
Výrobce	Škoda Plzeň
Typ	6H/6370/2
Jmenovitý činný výkon	57 MW
Jmenovitý zdánlivý výkon	71,25 MVA
Jmenovitý proud statoru generátoru	3 918 A
Jmenovité napětí statoru generátoru	10 500 V ±5 %
Kmitočet	50 Hz
Spojení fází	dvojitá hvězda
Napětí rotoru generátoru	80 - 339 V
Proudové zatížení rotoru generátoru	225 - 695 A
Maximální teplota chladícího vzduchu na výstupu z generátoru	60 °C



Obr. 1.3 Turbosoustrojí TG2 a TG3

1.1.1 Turbosoustrojí TG5

Parní turbína je protitlaková, jednoproudá, přímo spojená s alternátorem. Rotor je uložen v předním a zadním ložiskovém stojanu, který stojí na základních deskách. Výšková poloha turbíny je vyrovnávána pomocí klínu, které jsou vsunuty mezi základní desku a betonovou podlahu. Klíny jsou po vyrovnání fixovány svárem. Rotor je vykován z jednoho kusu na němž jsou rotorové lopatky včetně temovaných těsnících břitů parních ucpávek a rotorových plíškových břitů. Na konci rotoru v předním ložiskovém stojanu je přišroubován rotorový nástavec se svorníky pojistného regulátoru včetně impeleru s ozubeným kotoučem pro snímání otáček.

Celá turbína je umístěna ve skříni turbíny, na které je přivařena ventilová komora s difuzory regulačních ventilů. Dále je k ventilové komoře přivařeno těleso spouštěcího ventilu. Pára vstupuje do turbíny přes dýzovou skříň se čtyřmi skupinami frézovaných dýz. Pára vystupující z dýz je zpracována v jednověncovém regulačním stupni a dále mění zbytek entalpického spádu na rychlost oběžných lopatek, která se mění v kinetickou energii a později mechanickou práci v rotoru. Jednotlivé části jsou těsněny ucpávkami, které jsou provedeny jako bezdotykové, axiální s pevným labyrintem na statoru a plíškovými břitů na rotoru. Axiální ložisko je těsněno plovoucí olejovou ucpávkou.

Tělesa ucpávek jsou podobně uložena jako nosiče lopatek, aby byla umožněna jejich radiální i axiální dilatace. Oddělení tlakových prostorů turbíny vůči sobě a skříní je pomocí speciálních těsnících kroužků. [6]

1.1.1.1 Technické parametry soustrojí TG5

Tab. 1.11 Technické parametry turbíny TG5 [6]

Turbína	
TECHNICKÝ POPIS ZAŘÍZENÍ	
Výrobce	PRVNÍ BRNĚNSKÁ STROJÍRNA BRNO, a. s. (r. v. 1992)
Typ	R 12-CO
Jmenovitý výkon	12 MW ($\cos\Phi = 0,8$)
Jmenovité otáčky	3 000 ot/min
Jmenovitý tlak	8,82 MPa
Jmenovitá teplota	500 °C
Protitlak - jmenovitý	0,88 MPa
dolní a horní mez	0,69 - 0,88 MPa
Max. průtok do turbíny při 8,82 MPa, 500°C	95 t/h
Provedení pro klimatické podmínky N32 podle ČSN 038805	

Tab. 1.12 Technické parametry generátoru TG5 [6]

GENERÁTOR	
TECHNICKÝ POPIS ZAŘÍZENÍ	
Typ	8H 572710/2
Zdánlivý výkon	16 000 kVA
Činný výkon	12 800 kW i
$\cos \Phi$	0,8
Jmenovitý proud	1 466 A
Jmenovitá napětí	6 300 ± 5 % V
Jmenovité otáčky	3 000 l/min
Spojení fází	Y
Frekvence	50 Hz
Budící hodnoty	
Buzení naprázdno	$I_0 = 160$ A, $B_0 = 48$ V
Buzení při jmenovitém zatížení	$I_z = 442$ A $B_z = 180$ V

Budící souprava slouží pro budící systém s přímým buzením generátoru, který je napájen z transformátoru buzení. Vlastní napájení transformátoru buzení je provedeno z vlastní spotřeby elektrárny nebo je připojen ke svorkám generátoru.

Budící souprava je dvoukanálová a každý kanál tvoří regulátor buzení a výkonový měnič. Budící souprava je umístěná v rozvaděči u TG5 na kt. 8m.

Tab. 1.13 Technické parametry budící soustavy generátoru TG5 [6]

Budící souprava MBS626	
TECHNICKÝ POPIS ZAŘÍZENÍ	
Typ	ESE 494.1
Počet kanálů	2 úplné kanály (regulátor + výkonový měnič)
Rozměry	2 250 (+80) x 1 200 x 800 mm
Hmotnost	415 kg
Krytí	1/41
Teplota okolí	0-45 °C
Napájecí napětí	3 x 400 V
Frekvence	50 Hz
Pomocné stejnosměrné napájecí napětí	220 V DC
Jmenovitý / max. výstupní proud	530 A, 770 A/20 s
Jmenovité / max. výstupní napětí	180 V, 285 V/20s
Chlazení	AF
Přesnost regulace ustáleném stavu	0,5 %

1.1.2 Parovod 1 MPa

Každý turbogenerátor je opatřen odbočkou z hlavní sběrné sítě 1 MPa pro účely najíždění a odstavování zařízení. Parovod prochází celou elektrárnou v kotelně pod kt. 8 m. Odbočky jsou vyvedeny na mezistrojovně přes ruční armaturu do strojovny. Parametry sítě jsou přetlak 0,78 MPa a teplota 230 °C. [4]

Tab. 1.14 Zdroje pro síť 1 MPa [4]

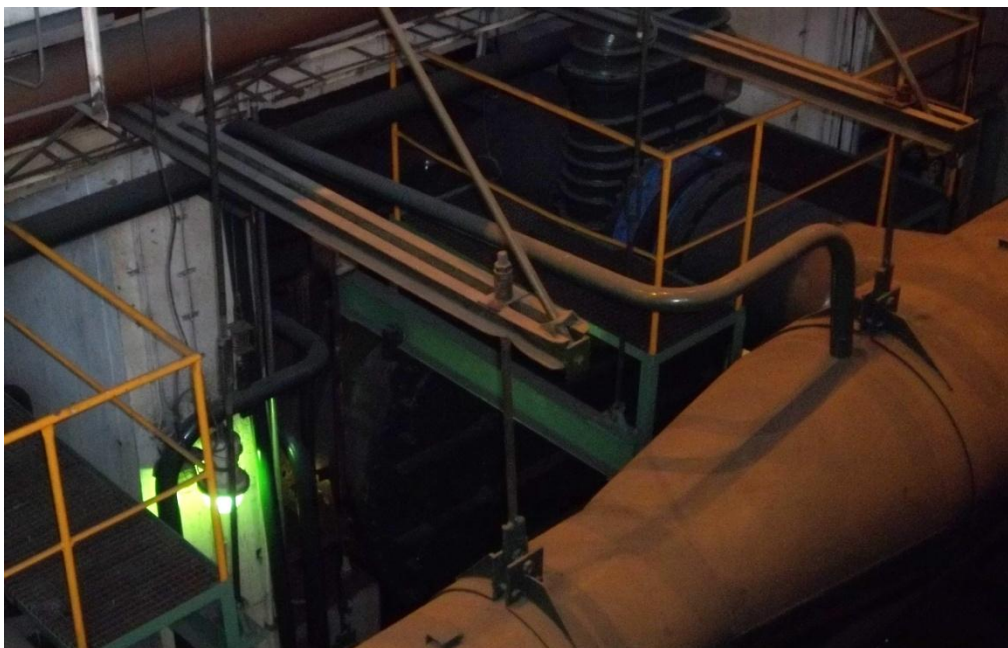
Zdroje pro parovod 1 MPa		
4.odběr TG1	4.reg odběr TG2	RCCHS I a II
TG5	4.reg odběr TG3	HRS II-TG6

1.2 Pomocná technologická zařízení

1.2.1 Kondenzátor

Je ocelový svařenec z ocelových plechů.. Je složen ze dvou vík a pláště, kde je vnitřek pláště osazen trubkovými dny do kterých jsou zaválcovány chladicí trubky. Chladicí plocha každého kondenzátoru činí 1600 m². K vodní komoře, která je vodorovně dělena na vstupní a výstupní část jsou připojena hrdla pro vstup a výstup chladicí vody. Víka jsou vyztužena žebry a osazena průlezy pro kontrolu a čištění kondenzátorů. Kondenzátor je dělen na horní a dolní část. Do horní části kondenzátoru vstupuje pára z turbíny. Ke spodní části pláště je přivařen sběrač kondenzátu s potrubím sání kondenzátního čerpadla. Účinnost tepelného oběhu narůstá nejen zvyšováním parametrů vstupní páry, ale i snižováním emisního tlaku za posledním kolem turbíny. Kondenzátor je výměník, který má za úkol odvádět teplo z páry, která vystupuje z turbíny při konstantním tlaku a teplotě do chladicí vody. Ochlazená pára kondenzuje a tvoří podstatnou část napájecí vody. Pro snížení tlaku a odsátí vzduchu a dalších plynů, které zhoršují přestup tepla a snižují celkovou účinnost tepelného cyklu slouží parní vývěva.

Celý okruh kondenzace je tvořen povrchovými kondenzátory, parní vývěvou, parním ejektorem, odstředivými čerpadly chladicí vody, odstředivými čerpadly kondenzátu a zařízením pro dopravu topných kondenzátů do cesty hlavního kondenzátu. [4]



Obr. 1.4 Pohled na kondenzátor turbosoustrojí

1.2.2 Čerpadla

1.2.2.1 Napájecí čerpadla

Dvě napájecí čerpadla 200 CHP-350 jsou instalována na podlaží kt 0 m. Na soustrojí TG 2 a TG 3 jsou instalována záložní čerpadla EN 2.2 a EN 3.1. Napájecí čerpadlo EN 2.2 má hydraulickou spojku VOITH. Rovnoměrné využití napájecích soustrojí je možné střídavě určit jako provozní a záložní. Řízení elektronápáječek je implementováno do řídicího systému DAMATIC XD na K11 a K12. Elektronápáječky jsou významným spotřebičem el. energie ve vlastní spotřebě elektrárny. [9]

Tab. 1.15 Technický popis napájecího čerpadla 200 CHP-350 [9]

Technický popis napájecího čerpadla 200 CHP-350	
Teplota napájecí vody	145 °C
Tlak v NN	0,32 Mpa
Tlak na sacím hrdle	0,427 Mpa
Tlak na výtlačném hrdle	13,25 Mpa
Dopravní výška	1 410 m
Výkon	268 t/h, 4 830 l/min, 74,5 kg/s
Otáčky	2 976 1/min
Účinnost čerpadla	73 % (při 20 °C)

1.2.2.2 Čerpadlo chladicí vody

Na každé turbosoustrojí mimo TG5 připadají dvě chladicí čerpadla. Čerpadla jsou odstředivá, diagonální neregulační jednostupňová čerpadla. Jsou vybaveny zpětnou klapkou a uzavírací el. armaturou výtlaku přes kterou dopravují chladicí vodu do výtlačného řádu a obou kondenzátorů. Výtlačný řád čerpadel přes odbočky napájí chlazení olejových chladičů, chlazení vzduchového chladiče generátoru a propoj chladicí vody z řádem chladicí vody z výškových nádrží. Čerpadlo se skládá ze tří částí ze statoru čerpadla, rotoru čerpadla a závěsu. Rotor čerpadla je s motorem spojen přes pružnou spojku. [5]

1.2.2.3 Kondenzátní čerpadlo

TG1 má dvě kondenzátní čerpadla typu 200-CJN-400-27/6 s elektromotory ANTONI, která jsou horizontální, pětistupňová, odstředivá s jednostranným vstupem a výstupem.

Čerpadla slouží pro čerpání kondenzátu a k přímému čerpání z vakuového prostoru kondenzátoru. Základní stupeň čerpadla se skládá ze tří částí a to ze sacího víka, sacího tělesa a výtlačného tělesa. Tlakové stupně jsou uspořádány mezi sacím a výtlačným tělesem, kde jsou radiálně děleny do těles, které jsou vně spojeny v celek stahovacími šrouby. Každý článek má radiální oběžné kolo s jednostranným vstupem těsně po obou stranách těsníci koly. V sacím tělese jsou dvě oběžná kola, sacími stranami proti sobě. Oběžná kola jsou zavřeného provedení a jsou axiálně odlehčena provrtáním u náboje. Čerpaná kapalina je rozváděna mezi články lopatkovým rozváděcím kolem uloženým do tělesa článku. Hřídel čerpadla je na obou koncích uložena ve valivých ložiskách mazaných olejem. [4]

TG2 a TG3 má každé tři kondenzátní čerpadla. Dvě typu 150 CJAV a jedno 125 CJAV, která jsou vertikální, odstředivá, čtyřstupňová čerpadla. Hydraulická část čerpadla se skládá z rotoru a statoru. Stator je tvořen z oběžných kol, těles článků, výtlačného víka a rozváděcích kol. Rotor se skládá z hřídele z oběžnými koly, která jsou těsněna oboustranně vyměnitelnými těsníci kruhy v tělesech článků. Hřídel v hydraulické části je v radiálních kluzných ložiskách lisovaných v tělesa čerpadla a mazaných kondenzátem.

Čerpadlo je ponořeno do sběrné nádrže kondenzátu a těsněno přírubou. Jediné kondenzátní čerpadlo 150 CJAV stačí na plný výkon turbíny, menší čerpadla jsou instalována pro teplotní provoz. [5]

1.2.2.4 Oběhové čerpadlo

Slouží k oběhu horké vody v rozvodných sítích. Jejich pracovní tlak je dán tlakem systému.

1.2.3 NT Regenerace

Regeneračním ohřevem kondenzátu a napájecí vody se zvyšuje tepelná účinnost parovodního okruhu. Ohříváky jsou vytápěny parou z neregulovatelných odběrů turbosoustrojí. Pára, která odevzdá teplo v ohřívácích kondenzuje na topný kondenzát a kaskádjuje z vyššího tlakového stupně do nižšího. Kondenzát se ohřívá v kondenzátoru parní vývěvy, v podchlazovači topným kondenzátem z NTO, poté v třístupňovém NTO ohříváku, brýdovém srážeci a odplyňovači.

Podchlazovač je první v systému ohříváků a je vyhříván pouze topným kondenzátem z NTO. Topný kondenzát, který odevzdá teplo v podchlazovači je veden do kondenzátoru turbíny.

Třístupňový regenerační ohřívák je ve vertikálním provedení. Skládá se z vodní komory, trubkového svazku a pláště. Ohříváky mají stejný \varnothing 1 000 mm, výšku 4650 mm liší se pouze rozměry přípojovacích hrdel topné páry a umístěním hrdel na plášti ohříváku. Výchřevná plocha ohříváku je 125 m² a je tvořena mosaznými trubkami, které jsou zaválcovány do ocelových trubkových den. Ohříváky mají příslušné přípojovací hrdla, která ústí k potrubním rozvodům. Vnější plášť je tepelně izolován kvůli tepelným ztrátám.

Odplyňovač je směšovací ohřívák napájecí vody, kde probíhá termické odplynění. Je to ocelová nádoba, která je spojena s napájecí nádrží. Hlavní kondenzát do něj vstupuje přes stropní dno a stéká po vnitřní, kaskádovité zástavbě se žlábků proti němu proudí topná pára přivedená přes hrdla v obvodovém plášti. Topná pára ohřívá hlavní kondenzát z třetího stupně NTO na teplotu varu, která odpovídá danému tlaku (při teplotě 145 °C). Při tomto ději se uvolňují nekondenzovatelné plyny, které horní částí odplyňovače proudí do brýdového srážecí. Odplyněný kondenzát z odplyňovače je čerpán do napájecí nádrže.

Doprovodná vodní pára kondenzuje v brýdovém srážecí a vzniklý kondenzát je zaveden do odplyňovače. Vzniklé nekondenzovatelné plyny jsou odváděny výfukem do atmosféry. [5]

1.2.4 Vysokotlaké ohříváky

Jsou vertikálního provedení, kde každý stupeň VTO je tvořen dvěma paralelně řazenými ohříváky. Jsou tvořeny topným svazkem s vodní komorou a pláštěm.

Plášť je svařenec z ocelových plechů s vypouklým dnem. Na plášti jsou dále patky a přípojovací příruby. Celý trubkový ohřívák má výchřevnou plochu 80 m² tvořenou ocelovými trubkami ohnutými do spirál, které na jedné straně ústí do přívodní a druhém konci výstupní komory ohřívávané napájecí vody. Vodní komora je připojena na svazkovou přírubu ohříváku. Na vodní straně je dovolený přetlak 20 MPa a na parní straně 1,6 MPa (4. VTO) a 3 MPa (5. VTO).

4.VTO je ohříváno parou ze sítě 1 MPa a ze 4. rozdělovače páry. Topný kondenzát je zaveden do paralelně zapojených ohříváků přes ruční uzavírací a el. regulační armaturu do odplyňováku. Odvzdušnění 4. VTO ohříváku je možné do odplyňováku nebo do atmosféry. 5. VTO je napájeno z 5 odběru příslušného turbosoustrojí. Páté VTO je zaslepeno před 5. odběrovými armaturami jednotlivých turbosoustrojí.

1.3 Společné technologické okruhy

1.3.1 Zauhlování

Zauhlování se skládá ze zařízení, které zajišťuje dopravu paliva do zásobníků surového uhlí. Elektrárna disponuje vlastní mechanizovanou skládkou paliva, odkud je pomocí buldozéro nahrnováno na štěrbinu štěrbinového zásobníku. Z místa odběru paliva do místa spotřeby paliva jsou vybudovány dva paralelní pásové dopravníky. Pro snížení prašnosti pasových dopravníků jsou přesypy dopravníku opatřeny skrápěcím zařízením Minijet. Dále jsou obě linky tvořeny dopravními pasy po kterých pojíždí vyhrnovací vozy (propelery.) Propelery vyhrnují palivo ze štěrbin štěrbinového zásobníku až k pasům 41 a 42, kde dochází pro kotle K11 a K12 sesypávání biomasy. Uhlí s biomasou je dávkováno do zásobníku surového uhlí K11 a K12. [2]

1.3.1 Chladicí soustava

1.3.1.1 Zdroj vody

Pro elektrárnu Tisovou je zdrojem vody řeka Ohře, kde je na řece vybudován pevný a pohyblivý jez, který je součástí vtokového objektu elektrárny. Z vtokového objektu v obci Černý Mlýn je vedena surová voda skrz betonové kanály do areálu ETI přes sedimentační jímky. Dále je voda ze sedimentačních jímek čerpána do přečerpávací stanice k dalšímu využití.

1.3.1.2 Chemická úprava vody

Chemická úprava vody ETI je vybudována pro výrobu přídatné napájecí vody demineralizací a úpravu kondenzátu včetně tepelné úpravy vody. Pro přípravu přídatné (demi- vody) vody pro parní kotle se využívá surová voda z řeky Ohře, která projde soustavou česlí, sedimentační jímky do bazénu pod čerpací stanicí. Odtud je pomocí čerpadel dvěma trasami DN 300 čerpána na CHÚV.

Pro výrobu přídatné (demi-vody) vody pro parní kotle se přivádí surová voda z řeky Ohře. Ze dvou hlavních tras jsou dále napájeny hydranty v budově CHÚV a pískový filtr surové vody ve strojovně CHÚV. V zimním období se voda ohřívá na teplotu 13 – 15 °C průtokem přes parní ohříváky s přímým vstříkem páry do vody.

Odtud voda putuje do druhého stupně filtrace přes tlakový pískový filtr před demistancí. Filtrovaná voda se shromáždí ve dvou betonových jímkách, každá o objemu 350 m³. Vyčreňovanou filtrovanou vodou se perou pískové filtry, katexové filtry a dále se zní připravují roztoky na zahlcení ucpávek, proplachu zásobníků a je použita na chlazení čerpadel. Část vody ze zásobníku putuje na první stupeň demineralizace. Katexová voda se z katexů přivádí na druhý stupeň demineralizace do anexových iontoměníčů. Výstupní demivoda je čerpána do nádrže o objemu 25 m³ pro denní spotřebu. Odtud voda nateká samospádem do rozdělovače demivody pro praní, vytěsňování, vymývání a ředění roztoků pro regeneraci ionexových filtrů. [8]

Tab. 1.16 Maximální trvalé výkony CHÚV [8]

demineralizovaná voda	240 t/h
upravený kondenzát	140 t/h
mixbedovaná voda (vyšší stupeň demivody)	240 t/h

1.3.1.3 Čerpací stanice

Budova čerpací stanice je postavena, tak že celý spodní prostor slouží jako sací bazén, ve kterém je udržována hladina. Sací vodní bazén je překryt betonovou podlahou. V čerpací stanici je instalováno 17 vertikálních čerpadel, která jsou typově shodná. Rozlišují se konstrukčním provedením k jakému účelu jsou používány. Tělesa čerpadel jsou ponořena do sacího bazénu. Výtlačné potrubí všech čerpadel je vyvedeno nad betonovou podlahu, kde se jednotlivá čerpadla vzájemně propojují. Výtlačné trasy jednotlivých čerpadel jsou dle svého účelu rozvedeny do jednotlivých objektů provozu. Čerpadla slouží k doplňování vody do vratných kanálů ETI, k doplňování vody do výškových nádrží ETI, dále pro napájení požárního vodovodu a pro čerpání vody pro CHÚV.

1.3.1.4 Provoz chladících okruhu

Chlazení na ETI je provedeno jako cirkulační, kde jsou ztráty vody hrazeny doplňováním do vratných kanálů. Pro ETI I slouží chladicí věž 1,3 a 4. Pro ETI II slouží chladicí věž 5. Ostatní věže jsou zrušeny nebo jsou mimo provoz.

Chladicí okruh ETI

Chlazení kondenzátoru TG chladicí vodou je vedeno do strojovny dvěma betonovými kanály ze spodní části rozdělovacího objektu samospádem. Do těchto vratných kanálů ústí výtláčné trasy čerpadel 1-5. Jeden vratný kanál chladí kondenzátory TG1 a TG2 a druhý je pro TG3 a TG6. Oba kanály jsou propojeny. Voda z každého kanálu je čerpána čtyřmi chladicími čerpadly pro dva bloky. Voda dále prochází kondenzátory a jedním ocelovým potrubím zpět do horní komory rozdělovacího objektu.

Horní komora rozdělovacího objektu je dělena na dvě části, zděnou příčkou cca 1/3 výšky a zbývající část výšky komory možné přehradit hradítkem. Každá polovina komory má dva výstupy pro odvod vody do chladicí věže č. 1,3 a 4. Voda do jednotlivých chladicích věží teče ocelovým potrubím samospádem, kde je voda rozdělovacím potrubím přes chladicí systém rozstřikovávána a ochlazována vzduchem. Do jednotlivých sekcí je ochlazovací vzduch vháněn ventilátory. Ochlazená voda ze spodní části věže prochází přes česlice a stavidlo samospádem do betonových kanálů do spodní komory rozdělovacího objektu. Výstupní kanál z chladicí věže má odkalování přes uzavírací armaturu kanalizace. [7]

1.3.2 Skládka popelovin

Modernizací ETI 1 došlo k přerušení hydraulického plavení produktů po spalování a bylo nahrazeno pasovou dopravou produktů do bývalého lomu Silvestr, kde dochází k ukládání stabilizátu do zbudovaných kazet.

Elektrárna ETI je držitelem tří platných certifikátů na stavební produkty vznikající při spalovacím procesu.

Stabilizát z fluidního popela pro vyplňování vytěžených povrchových důlních prostor a tvarové úpravy.

Stabilizát z popela a energosádrovce pro vyplňování vytěžených povrchových důlních prostor a tvarové úpravy reliéfu a krajiny při rekultivačních pracích.

Stabilizát z fluidního popela pro zemní konstrukce a podkladní vrstvy staveb pozemních komunikací. Struska pro vyplňování vytěžených povrchových důlních prostor. [1]

2 Energetické bilance

Energetické bilance respektují skutečné technologické zapojení výroby včetně modernizací a parametrů zařízení. Bilance se zpracovávají za každý kalendářní měsíc, kde dochází ke kumulaci dat od počátku roku v daném kalendářním roce. Bilanční položky tepla a elektřiny jsou součtem těchto veličin za jednotlivé výrobní jednotky instalované v elektrárně. Bilance jsou výchozím podkladem pro řízení účinnosti a proměnných nákladů výroby a pro statické vykazování (Základní ukazatele výroby), rozpočet, očekávanou skutečnost a podnikatelský plán. [13]

2.1 Výpočet ztrát kotle K11 a tepelná účinnost

V této části kapitoli vyjádřím jednotlivé ztráty, které vznikají při procesu spalování. Dále sumací ztrát kotle dostaneme tepelnou účinnost tzv. nepřímou metodou. Účinnost přímou metodou zjistíme z poměru tepel vystupujících z kotle ku vstupujícímu teplu v palivu.

2.1.1 Ztráta mechanickým nedopalem

Tato ztráta vzniká nevyhořelým obsahem uhlíku ve strusce, škváře, a popílku ve spalinách nebo propadem. Ztrátu mechanickým nedopalem nazýváme také ztrátu hořlavinou v tuhých zbytcích. Tento druh ztráty můžeme snížit tím, že ponecháme palivo déle ve fluidní vrstvě. Pro výpočet využijeme vztah ztráty mechanickým nedopalem [11]

$$\xi_{MN} = \frac{Q_{ns} \cdot A^r}{Q_{nr}} \left(\frac{C_s}{1 - C_s} \cdot X_s + \frac{Cl}{1 - C_l} \cdot X_l \right) = \frac{32,7 \cdot 19}{11,95} \left(\frac{0,82}{100 - 0,82} \cdot 40 + \frac{1,4}{100 - 1,4} \cdot 60 \right) =$$

$$= 0,609\% \quad (2.1.1-1)$$

Z údajů z provozu elektrárny použijeme nedopal filtrového popela 1,4 % a nedopal ložového popela 0,82 %. Poměr mezi ložovým a filtrovým popelem je 40/60 %. U fluidních kotlů vynecháváme zastoupení ztráty ve strusce, protože popel není přetavený.

2.1.2 Ztráta chemickým nedopalem

Ztráta chemickým nedopalem, též nazývána jako ztráta hořlavinou ve spalinách je způsobena chemickou nedokonalostí splování. Tato ztráta byla určena z tabulky z použité literatury [10].

$$\xi_{CN} = 0,6\% \quad (2.1.2-1)$$

2.1.3 Ztráta citelného tepla tuhých zbytků

Ztráta vzniká v nevyužitém teple tuhých zbytků, které uniká z komína. Velikost ztráty je ovlivněna teplotou spalin na výstupu z komína čím je vyšší, tím se ztráta zvětšuje. Pro výpočet uvažujeme stejné podíly popela a spalitelných látek.

$$c_s = 0,71 + 0,0005 \cdot t_s = 0,71 + 0,0005 \cdot 600 = 1,01 \quad (2.1.3-1)$$

$$i_s = c_s \cdot t_s = 1,01 \cdot 600 = 606 \left[\frac{KJ}{kg} \right] \quad (2.1.3-2)$$

$$\xi_F = \frac{A^r}{Q_{nr}} \cdot \left(\frac{X_s}{1 - C_s} i_s + \frac{X_l}{1 - C_l} i_l \right) = \frac{19}{11,95} \cdot \left(\frac{40}{100 - 0,82} \cdot 606 + \frac{60}{100 - 1,4} \cdot 102,09 \right) / 1000 = 0,478\% \quad (2.1.3-3)$$

2.1.4 Ztráta fyzickým teplem spalin

Je také známá pod pojmem komínová ztráta, představuje tepelnou energii, která opouští kotel v podobě plyných spalin. Jde o teplo spalin které nedokážeme využít. Tato ztráta je závislá na teplotě spalin a přebytku vzduchu za kotlem. Je tím větší, čím je větší teplota spalin odcházející do komína. Komínová ztráta představuje největší ztrátu kotle. Vzorec pro výpočet ztráty [10].

$$\xi_K = \left(A + \frac{B}{\omega_{CO_2}} \right) \cdot (t_{sk} - t_{vz}) = \left(0,011 + \frac{0,66}{14,29} \right) \cdot (131,6 - 32,8) = 5,648\% \quad (2.1.4-1)$$

Konstanty A, B byly odečteny z grafu pro hnědé uhlí z literatury [10]. Pro výpočet ω_{co_2} jsem použil [12] ze které jsem odečetl konstantu pro hnědé uhlí $\omega_{\text{co}_2\text{max}}=19$.

$$\omega_{\text{co}_2} = \omega_{\text{co}_2\text{max}} \cdot \frac{21 - \omega_{\text{o}_2}}{21} = 19 \cdot \frac{21 - 5,2}{21} = 14,29\% \quad (2.1.4-2)$$

2.1.5 Ztráta do okolí tepla sáláním a vedením

Tato ztráta poukazuje na teplo unikající pláštěm kotle do okolí. Ztráta je závislá na kvalitě izolace stěn kotle, velikosti kotle a druhu spalovaného paliva. Vlastní ztráta byla odečtena z grafu [10] pro jmenovitý výkon kotle 262 MWt.

$$\xi_{\text{SV}} = 0,27\% \quad (2.1.5-1)$$

2.1.6 Nepřímá účinnost kotle

Vyjadření tepelné účinnosti při úvaze výše vypočtených ztrát pomocí nepřímé metody. Pro výpočet provedeme sumaci všech ztrát, které odečteme od 100% viz rovnice 2.1-6.[10]

$$\eta_k = 1 - \sum \xi_i \quad (2.1.6-1)$$

$$\eta_k = 1 - (\xi_{\text{MN}} + \xi_{\text{CN}} + \xi_{\text{F}} + \xi_{\text{K}} + \xi_{\text{SV}} + \xi_{\text{neur}}) =$$

$$= 1 - (0,0069 + 0,006 + 0,00478 + 0,0564 + 0,0027 + 0,0397) = 0,8842 \quad (2.1.6-2)$$

$$\eta_k = 88,42\%$$

2.1.7 Bilance výroby tepla

Bilanci výroby tepla vypočteme pomocí tepla, které nám vystupuje z kotle. Toto teplo určíme z parametrů výstupní páry. K tomuto teplu přičteme teplo z odluhu kotle a odečteme teplo odevzdané na ohřátí napájecí vody. Entalpii výstupní páry učíme z parametru tlaku $p = 9,4 \text{ MPa}$ a teploty $t = 505,4 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$Q_{pp} = i_{pp} \cdot m_{pp} = 3,396.191888 = 651637[GJ] \quad (2.1.7-1)$$

$$Q_{odl} = i_{odl} \cdot m_{odl} = 1,424.4756 = 6773[GJ] \quad (2.1.7-2)$$

$$Q_{nv} = i_{nv} \cdot m_{nv} = 0,692.196644 = 136255[GJ] \quad (2.1.7-3)$$

$$Q_{vyr} = Q_{pp} + Q_{odl} - Q_{nv} = 651637 + 6773 - 136255 = 522155[GJ] \quad (2.1.7-4)$$

2.1.8 Přímá účinnost kotle

Přímá účinnost kotle je obecně dána poměrem vyrobené energie v páře nebo teplé vodě ku energii dodané v palivu. V našem případě uvažujeme pouze přehřátou páru. [13]

$$Q_k = Q_{vyr}$$

$$Q_{uhlí} = Q_{nr} \cdot m = 11,95.48733 = 582359[GJ] \quad (2.1.8-1)$$

$$Q_{bio} = Q_{bio} \cdot m = 7,74.361.89 = 2801[GJ] \quad (2.1.8-2)$$

$$Q_{plyn} = 3547[GJ]$$

$$Q_p = Q_{uhlí} + Q_{bio} + Q_{plyn} = 582359 + 2801 + 3547 = 588707[GJ] \quad (2.1.8-3)$$

$$\eta_k = \frac{Q_k}{Q_p} = \frac{522155}{588707} = 0,8869 \quad (2.1.8-4)$$

$$\eta_k = 88,69\%$$

$$\xi_{neur} = 100 - (\xi_{MN} + \xi_{CN} + \xi_F + \xi_K + \eta_{kpr}) = 100 - (0,609 + 0,6 + 0,478 + 5,648 + 88,69)$$

$$= 3,97[\%] \quad (2.1.8-5)$$

2.2 Výpočet ztrát kotle K12 a tepelná účinnost

V této části kapitoli vyjádřím jednotlivé ztráty, které vznikají při procesu spalování. Sumací ztrát kotle dostaneme tepelnou účinnost tzv. nepřímou metodou. Přímou účinnost zjistíme z poměru tepel vystupujících z kotle v podobě páry ku vstupujícímu teplu v palivu.

2.2.1 Ztráta mechanickým nedopalem

Tato ztráta vzniká nevyhořelým obsahem uhlíku ve strusce, škváře, a popílku ve spalinách nebo propadem. Ztrátu mechanickým nedopalem nazýváme také ztrátu hořlavinou v tuhých zbytcích. Tento druh ztráty můžeme snížit tím, že ponecháme palivo déle ve fluidní vrstvě. Pro výpočet využijeme vztah ztráty mechanickým nedopalem dle použité literatury [11]

$$\xi_{MN} = \frac{Q_{ns} \cdot A^r}{Q_{nr}} \left(\frac{C_s}{1 - C_s} \cdot X_s + \frac{Cl}{1 - C_l} \cdot X_l \right) = \frac{32,7,19}{11,95} \left(\frac{0,82}{100 - 0,82} \cdot 40 + \frac{1,4}{100 - 1,4} \cdot 60 \right) =$$

$$= 0,609\% \quad (2.2.1-1)$$

Z údajů z provozu elektrárny použijeme nedopal filtrového popela 1,4 % a nedopal ložového popela 0,82 %. Poměr mezi ložovým a filtrovým popelem je 40/60 %. U fluidních kotlů vynecháváme zastoupení ztráty ve strusce, protože popel není přetavený.

2.2.2 Ztráta chemickým nedopalem

Ztráta chemickým nedopalem, též nazývána jako ztráta hořlavinou ve spalinách je způsobena chemickou nedokonalostí spalování. Tato ztráta byla určena z tabulky z použité literatury [10].

$$\xi_{CN} = 0,6\% \quad (2.2.2-1)$$

2.2.3 Ztráta citelného tepla tuhých zbytků

Ztráta vzniká v nevyužitém teple tuhých zbytků, které uniká z komína. Velikost ztráty je ovlivněna teplotou spalin na výstupu z komína čím je vyšší, tím se ztráta zvětšuje. Pro výpočet uvažujeme stejné podíly popela a spalitelných látek.

$$c_s = 0,71 + 0,0005 \cdot t_s = 0,71 + 0,0005 \cdot 600 = 1,01 \quad (2.2.3-1)$$

$$i_s = c_s \cdot t_s = 1,01 \cdot 600 = 606 \left[\frac{KJ}{kg} \right] \quad (2.2.3-2)$$

$$\xi_F = \frac{A^r}{Q_{nr}} \left(\frac{X_s}{1-C_s} i_s + \frac{X_l}{1-C_l} i_l \right) = \frac{19}{11,95} \left(\frac{40}{100-0,82} \cdot 606 + \frac{60}{100-1,4} \cdot 94,23 \right) / 1000 = 0,471\% \quad (2.2.3-3)$$

2.2.4 Ztráta fyzickým teplem spalin

Je také známá pod pojmem komínová ztráta, představuje tepelnou energii, která opouští kotel v podobě plyných spalin. Jde o teplo spalin které nedokážeme využít. Tato ztráta je závislá na teplotě spalin a přebytku vzduchu za kotlem. Je tím větší, čím je vyšší teplota spalin odcházející do komína. Komínová ztráta představuje největší ztrátu kotle. Vzorec pro výpočet ztráty [10].

$$\xi_K = \left(A + \frac{B}{\omega_{co_2}} \right) \cdot (t_{sk} - t_{vz}) = \left(0,011 + \frac{0,66}{14,29} \right) \cdot (122,2 - 35,9) = 4,697\% \quad (2.2.4-1)$$

Konstanty A, B byly odečteny z grafu pro hnědé uhlí z literatury [10]. Pro výpočet ω_{co_2} jsem použil [12] ze které jsem odečetl konstantu pro hnědé uhlí $\omega_{co_2max} = 19$.

$$\omega_{co_2} = \omega_{co_2max} \cdot \frac{21 - \omega_{o_2}}{21} = 19 \cdot \frac{21 - 5,2}{21} = 14,29\% \quad (2.2.4-2)$$

2.2.5 Ztráta do okolí tepla sáláním a vedením

Tato ztráta poukazuje na teplo unikající pláštěm kotle do okolí. Ztráta je závislá na kvalitě izolace stěn kotle, materiálu, velikosti kotle a druhu spalovaného paliva. Vlastní ztráta byla odečtena z grafu z [10] pro jmenovitý výkon kotle 262 MWt.

$$\xi_{SV} = 0,27\% \quad (2.2.5-1)$$

2.2.6 Nepřímá účinnost kotle

Vyjadření tepelné účinnosti při úvaze výše vypočtených ztrát pomocí nepřímé metody. Pro výpočet provedeme sumaci všech ztrát, které odečteme od 100% viz rovnice 2.2.6-2.[10]

$$\eta_k = 1 - \sum \xi_i \quad (2.2.6-1)$$

$$\begin{aligned} \eta_k &= 1 - (\xi_{MN} + \xi_{CN} + \xi_F + \xi_K + \xi_{SV} + \xi_{neur}) = \\ &= 1 - (0,0069 + 0,006 + 0,00471 + 0,04697 + 0,0027 + 0,0082) = 0,9253\% \end{aligned} \quad (2.2.6-2)$$

$$\eta_k = 92,53\%$$

2.2.7 Bilance výroby tepla

Bilanci výroby tepla vypočteme pomocí tepla, které nám vystupuje z kotle. Toto teplo určíme z parametrů výstupní páry. K tomuto teplu přičteme teplo z odluhu kotle a odečteme teplo odevzdané na ohřátí napájecí vody. Entalpii výstupní páry učíme z parametru tlaku $p = 9,4 \text{ MPa}$ a teploty $t = 505,4 \text{ °C}$.

$$Q_{pp} = i_{pp} \cdot m_{pp} = 3,397.184104 = 625493[GJ] \quad (2.2.7-1)$$

$$Q_{odl} = i_{odl} \cdot m_{odl} = 1,424.4703 = 6697,072[GJ] \quad (2.2.7-2)$$

$$Q_{nap} = i_{nap} \cdot m_{nap} = 0,6759.188807 = 127615[GJ] \quad (2.2.7-3)$$

$$Q_{vyr} = Q_{pp} + Q_{odl} - Q_{nap} = 625493 + 6697,072 - 127615 = 504576[GJ] \quad (2.2.7-4)$$

2.2.8 Přímá účinnost kotle

Přímá účinnost kotle je obecně dána poměrem vyrobené energie v páře nebo teplé vodě ku energii dodané v palivu. V našem případě uvažujeme pouze přehřátou páru. [13]

$$Q_k = Q_{vyr}$$

$$Q_{uhlí} = Q_{nr} \cdot m = 11,95.44848 = 535933,6[GJ] \quad (2.2.8-1)$$

$$Q_{bio} = Q_{bio} \cdot m = 7,74.333,034 = 2578[GJ] \quad (2.2.8-2)$$

$$Q_{plyn} = 5195[GJ]$$

$$Q_p = Q_{uhlí} + Q_{bio} + Q_{plyn} = 535933,6 + 2578 + 5195 = 543706[GJ] \quad (2.2.8-3)$$

$$\eta_{kpř} = \frac{Q_k}{Q_p} = \frac{504576}{543706} = 0,9280 \quad (2.2.8-4)$$

$$\eta_k = 92,80\%$$

$$\xi_{neur} = 100 - (\xi_{MN} + \xi_{CN} + \xi_F + \xi_K + \eta_{kpř}) = 100 - (0,609 + 0,6 + 0,471 + 4,697 + 92,80)$$

$$= 0,823[\%] \quad (2.2.8-5)$$

2.3 Bilance paliv

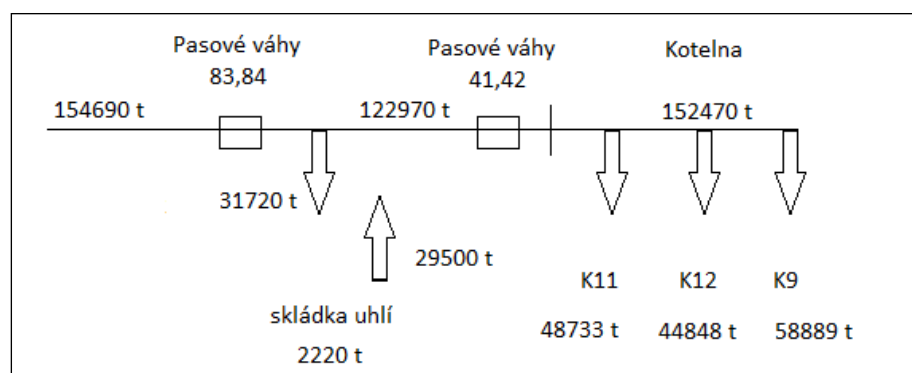
Je tvořena třemi palivy: hnědým uhlím, biomasou a zemním plynem. Uhlí je váženo dvěma vahami na pasech 83,84 odkud putuje na skládku uhlí nebo dále na pasy 41 a 42 přes další dvě váhy do kotlů K11, K12 a K9. Měsíční údaje na fakturaci uhlí musí odpovídat součtům uhlí z kotelny a ze skládky. Mírné odchylky mohou vzniknout v ležě proschnutím paliva nebo naopak odplavením při deštích. Biomasa není ukládána na skládce a je v daný měsíc spalována v kotlích. Zemní plyn, který se využívá pro najetí kotlů a nahřívání vyzdívek je spalován v daný měsíc. Celkové množství plynu je rozpočítáváno přes dílčí průtokoměry na daných kotlích

$$F_{uhlí} = M_k + M_{sk} = 152470 + 2220 = 154690[t] \quad (2.3-1)$$

$$M_k = M_{K11} + M_{K12} + M_{K9} = 48733 + 44848 + 58889 = 152470[t] \quad (2.3-2)$$

$$M_{biom} = M_{K11} + M_{K12} = 361,89 + 333,03 = 694,92[t] \quad (2.3-3)$$

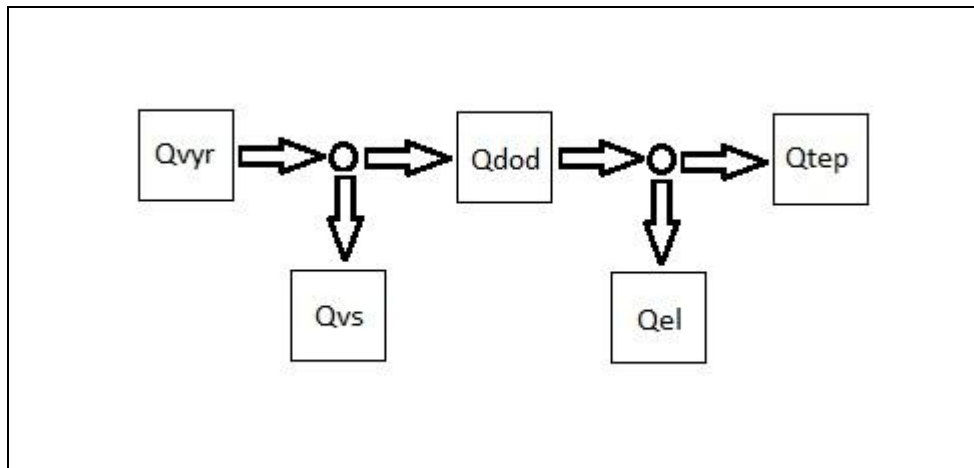
$$V_{plyn} = V_{K11} + V_{K12} = 103683 + 151875 = 255558[m^3] \quad (2.3-4)$$



Obr. 2.1 Bilance uhlí

2.4 Bilance výroby a dodávky tepla

Je jedním z hlavních toků energií v elektrárně. Do bilance nám vstupuje teplo vyrobené z kotlů K11 a K12. Po určení Q_{el} na jednotlivých turbosoustrojích a její sumací jsme schopni dopočítat danou bilanci ze zadaných hodnot. [13]



Obr. 2.2 Bilance výroby a dodávky tepla

Q_{vyr} vyrobené teplo z kotlů

Q_{vs} vlastní spotřeba a ztráty tepla

Q_{dod} dodávka tepla

Q_{el} spotřeba tepla na výrobu elektřiny

Q_{tep} dodávka tepla pro teplotní účely

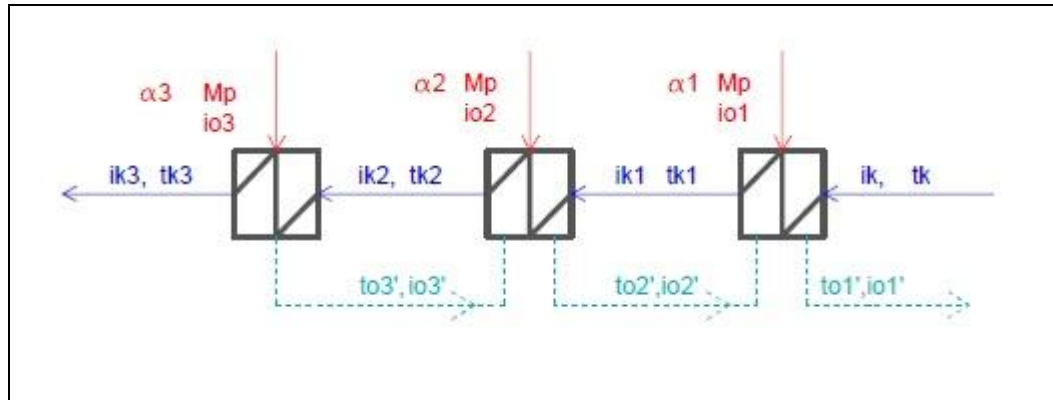
2.4.1 Výpočet Q_{el} TG1

Z parametrů teploty a tlaku určíme entalpii páry vstupující do turbíny. Z množství páry a entalpie určíme teplo na vstupu do turbíny.

Z tepla do turbíny odečteme jednotlivá tepla pro kondenzaci, regeneraci a teplo pro VTO ohřívák a dostaneme teplo pro výrobu elektrické energie.

$$Q_{tur} = m_p \cdot i_p = 93273,3,381 = 315418,1[GJ] \quad (2.4.1-1)$$

$$Q_{kon} = m_k \cdot c \cdot \Delta t = 78163,61,4,19,35/1000 = 11462,69[GJ] \quad (2.4.1-2)$$



Obr. 2.3 NTO regenerace

Výpočet poměrného množství páry do jednotlivých regenerativních ohříváků byla provedena bilance ohříváků a odečtení entalpií z *i-s* diagramu a parovodních tabulek.

$$ik_3 = i_{03}, ik_2 = i_{02}, ik_1 = i_{01}$$

$$\alpha_3 = \frac{ik_3 - ik_2}{io_3 - ik_3} = \frac{0,5251 - 0,3981}{2,74 - 0,5251} = 0,057[-] \quad (2.4.1-3)$$

$$\alpha_2 = \frac{ik_2 - ik_1 + \alpha_3 \cdot (ik_2 - ik_3)}{io_2 - ik_2} = \frac{0,3981 - 0,2722 + 0,057 \cdot (0,3981 - 0,2722)}{2,61 - 0,3981} = 0,0536[-] \quad (2.4.1-4)$$

$$\alpha_1 = \frac{ik_1 - ik + (\alpha_3 + \alpha_2) \cdot (ik_1 - ik_2)}{io_2 - ik_2} = \frac{0,2722 - 0,1466 + (0,0573 + 0,0536) \cdot (0,2722 - 0,3981)}{2,46 - 0,2722}$$

$$= 0,051[-] \quad (2.4.1-5)$$

$$Q_3 = M_p \alpha_3 \cdot i_{03} = 93273 \cdot 0,0573 \cdot 2,74 = 14654[GJ] \quad (2.4.1-6)$$

$$Q_2 = M_p \alpha_2 \cdot i_{02} = 93273 \cdot 0,0536 \cdot 2,61 = 13055[GJ] \quad (2.4.1-7)$$

$$Q_1 = M_p \alpha_1 \cdot i_{01} = 93273 \cdot 0,051 \cdot 2,46 = 11707[GJ] \quad (2.4.1-8)$$

Sumací tepel regenerace dostaneme celkové teplo do regeneračních ohříváků. Teplo odebírající do VTO ohříváku spočteme přes kalorimetrickou rovnici. Q_{VR} je teplo z vratného kondenzátu z regenerace.

$$Q_{reg} = Q_1 + Q_2 + Q_3 = 14654 + 13055 + 11707 = 39416,51[GJ] \quad (2.4.1-9)$$

$$Q_{VTO} = m_p \cdot c \cdot \Delta t = 10800 \cdot 4,19 \cdot 20 / 1000 = 905,04[GJ] \quad (2.4.1-10)$$

$$Q_{VR} = (Q_1 + Q_2 + Q_3) M_p \cdot i_{o1} = (14654 + 13055 + 11707) \cdot 93273 \cdot 0,2722 = 4112,74[GJ] \quad (2.4.1-11)$$

$$Q_{el} = Q_{tur} - Q_{kon} - Q_{reg} - Q_{VTO} - Q_{VR} = 315418 - 11462,69 - 39416,51 - 905,04 - 4112,74 = 259521,12[GJ] \quad (2.4.1-12)$$

2.4.2 Výpočet Q_{el} TG2

Ze vstupních parametrů páry určíme entalpii páry vstupující do soustrojí. Odečtením tepla ze 4. regulovaného odběru turbíny pro teplárenské účely a tepla pro ohřev napájecí vody dostaneme teplo pro výrobu elektrické energie.

$$Q_{tur} = m_{tur} \cdot i_p = 125349 \cdot 3,384 = 424247,65[GJ] \quad (2.4.2-1)$$

$$Q_{4O} = m_{4O} \cdot i_p = 14398,5 \cdot 3,0216 = 43507,23[GJ] \quad (2.4.2-2)$$

$$Q_{nap} = (m_{tur} - m_{4O}) \cdot c \cdot \Delta t = (125349 - 14398,5) \cdot 4,19 \cdot 165 / 1000 = 76705,72[GJ] \quad (2.4.2-3)$$

$$Q_{el} = Q_{tur} - Q_{4O} - Q_{nap} = 424247,65 - 43507,23 - 76705,72 = 304034,70[GJ] \quad (2.4.2-4)$$

2.4.3 Výpočet Q_{el} TG3

Ze vstupních parametrů páry určíme entalpii páry vstupující do soustrojí. Odečtením tepla ze 4. regulovaného odběru turbíny pro teplárenské účely a tepla pro ohřev napájecí vody dostaneme teplo pro výrobu elektrické energie.

$$Q_{tur} = m_{tur} \cdot i_p = 124381.3,341 = 422166,60[GJ] \quad (2.4.3-1)$$

$$Q_{4O} = m_{4O} \cdot i_p = 32492.2,984 = 96984,46[GJ] \quad (2.4.3-2)$$

$$Q_{nap} = (m_{tur} - m_{4O}) \cdot c \cdot \Delta t = (124381 - 32492) \cdot 4,19 \cdot 165 / 1000 = 63527,70[GJ] \quad (2.4.3-3)$$

$$Q_{el} = Q_{tur} - Q_{4O} - Q_{nap} = 422166,60 - 96984,46 - 63527,70 = 261654,44[GJ] \quad (2.4.3-4)$$

2.4.4 Výpočet Q_{el} TG5

Z parametrů admisní páry vstupující do soustrojí určíme teplo na vstupu do turbíny a po odečtení tepla do protitlaku dostaneme potřebné Q_{el} . Pro výpočet tepla do protitlaku musíme znát skutečnou entalpii na turbíně, kterou zjistíme přes výpočet ze skutečné emisní entalpie protitlaku a účinnosti turbíny.

$$Q_{tur} = m_{tur} \cdot i_p = 41260.3,384 = 139604,82[GJ] \quad (2.4.4-1)$$

$$i_{skut} = i_a - \eta_{td} \cdot (i_a - i_{aexpa}) = 3,384 - 0,75 \cdot (3,384 - 2,75) = 2,908[GJ/t] \quad (2.4.4-2)$$

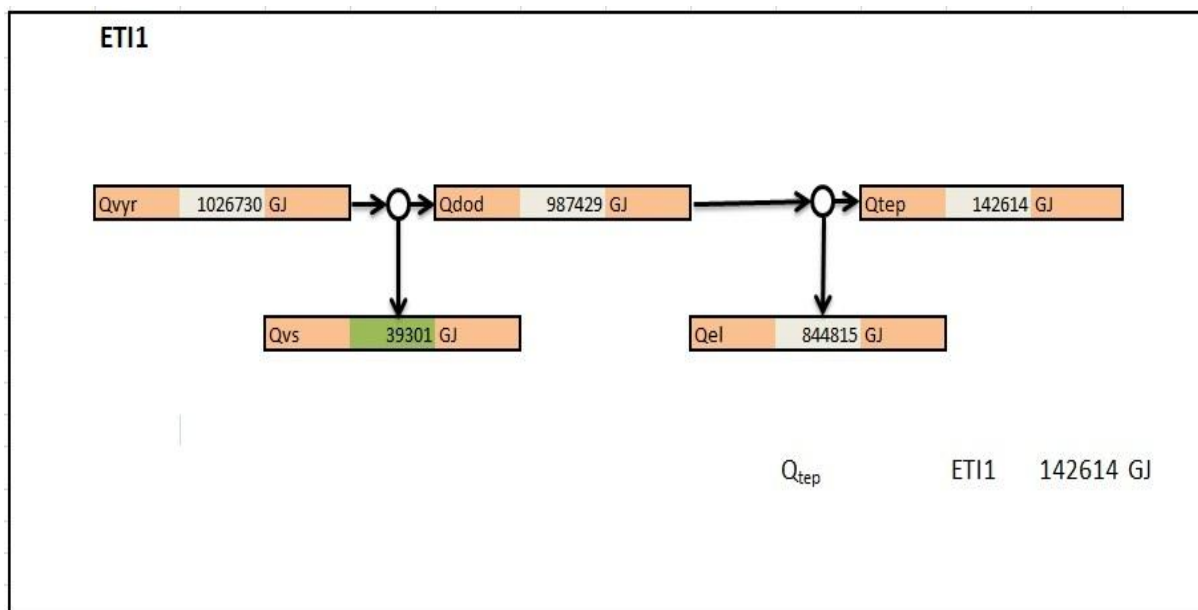
$$Q_{prot} = m_{tur} \cdot i_p = 41260.2,908 = 120000,56[GJ] \quad (2.4.4-3)$$

$$Q_{el} = Q_{tur} - Q_{prot} = 139604,82 - 120000,56 = 19604,26[GJ] \quad (2.4.4-4)$$

Sumací Q_{el} ze všech turbín dostaneme teplo na výrobu elektrické energie. Pro výpočet vlastní spotřeby odečteme vyrobené teplo z kotlů minus součet tepel pro výrobu elektrické energie a tepla pro teplárenské účely.

$$\begin{aligned} Q_{el} &= Q_{elTG1} + Q_{elTG2} + Q_{elTG3} + Q_{elTG5} = 259521,12 + 304034,70 + 261654,44 + 19604,26 = \\ &= 844815[GJ] \end{aligned} \quad (2.4.4-5)$$

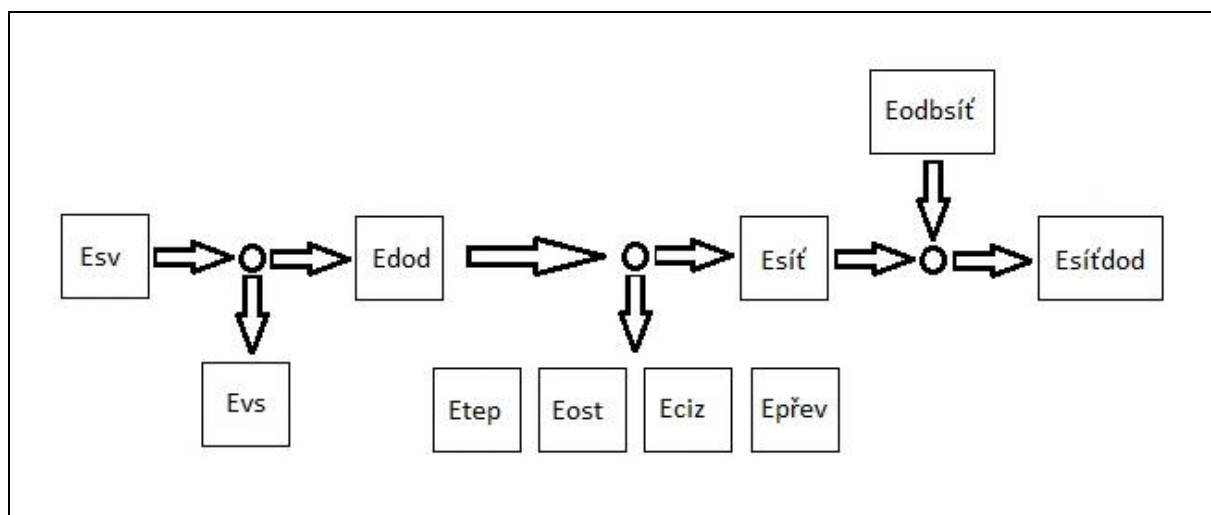
$$Q_{VS} = Q_{vyr} - Q_{el} - Q_{tep} = 1026730 - 844815 - 142614 = 39301[GJ] \quad (2.4.4-6)$$



Obr. 2.4 Bilance tepla v ETI 1

2.5 Bilance výroby a dodávky elektřiny

Bilance výroby a dodávky elektřiny je jedním z důležitých údajů na elektrárně. Slouží k vychozím podkladům pro řízení účinnosti a proměnných nákladů výroby. Udává nám podklady pro určení rozpočtu a očekávanou skutečnost pro podnikatelský plán. Bilance je tvořena těmito částmi popsanými dole pod obrázkem. [13]



Obr. 2.5 Bilance výroby a dodávky elektřiny

- E_{sv} výroba na svorkách generátorů
- E_{vs} vlastní spotřeba elektřiny na dodávku elektřiny
- E_{dod} dodávka elektřiny
- E_{tep} spotřeba elektřiny na dodávku teploty
- E_{ost} spotřeba elektřiny pro ostatní účely (budovy, dílny, osvětlení, atd.)
- E_{ciz} elektřina prodaná externím odběratelům připojeným k výrobě
- $E_{přev}$ převod elektřiny do jiné výroby
- $E_{sít}$ saldo elektřiny dodané do sítě
- $E_{odbsít}$ odběr elektřiny ze sítě
- $E_{sítod}$ dodávka elektřiny do sítě

2.5.1 Výpočty vstupů do bilance

Nejdříve sečteme elektrickou práci na svorkách všech generátorů. Poté vypočteme velikost ztrát na výrobu elektrické energie. Odečtením těchto prací dostaneme dodávku elektrické energie. Zjištěním jednotlivých spotřeb elektrických energií vystupujících z bilance energie pro dodávku teploty, pro spotřebu ostatních zařízení, pro dodávku externích firem a pro převod do jiné výroby získáme saldo elektřiny dodané do sítě. Odečtením odběru elektřiny ze sítě od salda elektrické energie získáme dodávku elektřiny do sítě.

$$E_{sv} = E_{TG1} + E_{TG2} + E_{TG3} + E_{TG5} = 23849 + 29218 + 27648 + 4343 = 85058[MWh]$$

(2.5.1-1)

Součtem spotřeb v ETI 2 pro zauhlování, chemickou úpravnu vody, čerpací stanici, úložiště Silvestr a kompresorovou stanici získáme část spotřeby ETI 2. Nutnou pro výpočet hrubé spotřeby ETI2, kterou odečteme z celkové hrubé spotřeby elektrárny. Druhou část spotřeby tvoří další spotřebiče v ETI2 spočtené v příloze [3] a ztráty traf.

$$E_{SP1} = E_{zauh} + E_{Chův} + E_{čer.s \tan} + E_{Silv} + E_{KS} = 205,11 + 56,28 + 84,68 + 0,120 + 4,57 =$$

$$= 350,76[MWh] \quad (2.5.1-2)$$

$$E_{ETI2} = E_{SP1} + E_{SP2} + E_{tr} = 350,76 + 6587,23 + 199,84 = 7137,83[MWh] \quad (2.5.1-3)$$

$$E_{ETI1} = E_{ETI} - E_{ETI2} = 21188,15 - 7137,83 = 14050,65[MWh] \quad (2.5.1-4)$$

$$E_{VSET1} = E_{VSETI} - E_{VSETI2} = 18302,73 - 7137,83 = 11164,9[MWh] \quad (2.5.1-5)$$

$$E_{VSOST1} = E_{ETI1} - E_{VSET1} = 14050,65 - 11164,9 = 2885,75[MWh] \quad (2.5.1-6)$$

V příloze [3] jsou nasčítané spotřeby ostatních spotřebičů v elektrárně E_{VSOTI} . E_{VSET1} je vlastní spotřeba na výrobu elektrické energie v ETI1.

$$E_{dod} = E_{sv} - E_{VSET1} = 85058 - 11165 = 73893[MWh] \quad (2.5.1-7)$$

$$E_{otop} = E_1 \cdot S_{el,td} + E_t (S_1 - S_{el,td}) = 10,514 \cdot 8 + 8,168 \cdot (19,09 - 8) = 174,72[MWh] \quad (2.5.1-8)$$

$$E_{cizim} = E_2 \cdot S_{el,td} + E_{ciz} \cdot (S_1 - S_{el,td}) = 130,683 \cdot 8 + 114,858 \cdot (19,09 - 8) = 2319,24[MWh] \quad (2.5.1-9)$$

$$E_{tep} = E_{otop} + E_{cizim} = 174,72 + 2319,94 = 2393,96[MWh] \quad (2.5.1-10)$$

$$E_{ost} = 352,69[MWh]$$

$$E_{ciz} = 41,25[MWh]$$

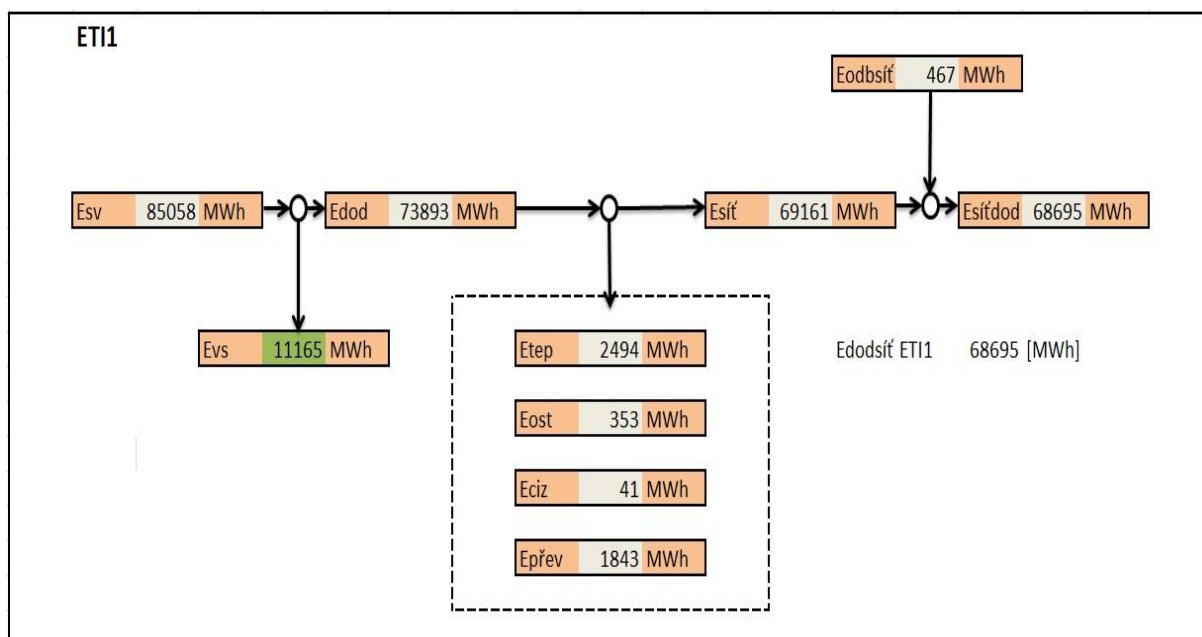
$$E_{pře} = 1843[MWh]$$

$$E_{sit'} = E_{dod} - E_{tep} - E_{ost} - E_{ciz} - E_{pře} = 73893 - 2319,94 - 352,69 - 41,25 - 1843 =$$

$$= 69162,22[MWh] \quad (2.5.1-11)$$

$$E_{odbsf} = 467[MWh]$$

$$E_{dodsf} = E_{sit'} - E_{odbsf} = 69162,22 - 467 = 68695,22[MWh] \quad (2.5.1-12)$$



Obr. 2.6 Bilance výroby a dodávky elektřiny

3 Seznam vstupních a vypočtených veličin pro energetickou bilanci

3.1 Vstupní veličiny pro energetickou bilanci

Tab. 3.1 Provozní záznam z kotle K11

K11 provozní záznam		
veličina	jednotka	KKS
Výst.pára tlak	MPa	1LBA10CP001:av
Výst.pára teplota	°C	1LBA10CT001:av
T napájecí voda	°C	1LAB90CT001:av
T vzduchu	°C	1HLA03CT002:av
T spalin	°C	1HNA50CT001:av
Analýza kyslík	%	1HNA40CQ002:av
F páry na výstupu	t	1LBA10CF901:av
Linka_1 váhy	t	1HFB07CW001:av
Linka_2 váhy	t	1HFB17CW001:av
Váha-1_celkovi	počítadlo	1HFB07EU100:count
Váha-2_celkovi	počítadlo	1HFB17EU100:count
Míchač Q vody	t	1EUC10CF001:av
Míchač Q pop.	t	1EUC10CW001:av
Míchač2_Q_vody	t	1EUC20CF001:av
Míchač2_Q_pop.	t	1EUC20CW001:av
Hl. vzd. ventilátor	h	1HLB10AN001:ins
Spalinový ventilátor	h	1HNC10AN001:ins
Rec. v. _do_prim. vz.	h	1HNF02AN001:ins
Rec. vent. tříd. pop.	h	1HNF04AN001:ins

Tab. 3.2 Provozní záznam z kotle K12

K12 provozní záznam		
veličina	jednotka	KKS
Výst.pára - tlak	MPa	2LBA50FP901:av
Výst.pára - teplota	°C	2LBA50FT901:av
T napájecí voda	°C	2LAB30CT001:av
T vzduchu	°C	2HLA00CT003:av
T spalin	°C	2HNA30CT001:av
Výst.pára - množství	t	2LBA50FF901:av
Mn.vodydokotle	t	2LAB30FF901:av
Primární ventilátor	h	2HLB01AN001:ins
Sekundár. ventilátor	h	2HLB05AN001:ins
Spalinový ventilátor	h	2HNC01AN001:ins
Hl. vzd. ventilátor	h	1HLB10AN001:ins

Tab. 3.3 Provozní záznam z turbíny TG1

TG1 provozní záznam		
veličina	jednotka	KKS
F adm. páry do TG	t	13LBA11CF001:av
P adm.pára - BD	MPa	13LBA11CP002:av
T admisní páry	°C	13LBA11CT001:av
T em.páry př. KO 12	°C	13MAC01CT002:av
T em.páry př.KO 11	°C	13MAC01CT001:av
T kond. výtlačak KC	°C	13LCA04CT001:av
T chl.vody za kon.1	°C	13PAB11CT002:av
T chl.vody za kon.2	°C	13PAB12CT002:av
Provoz VTO11	h	13LAD02BB001H
Provoz VTO12	h	13LAD12BB001H
KOND.ČERPADLO 1	h	13LCB01AP001
KOND.ČERPADLO 2	h	13LCB02AP001
CHLADÍČÍ ČERPADLO 11	h	13PAB02AP001
CHLADÍČÍ ČERPADLO 12	h	13PAB04AP001

Tab. 3.4 Provozní záznam z TG2

TG2 provozní záznam		
veličina	jednotka	KKS
F adm. páry do TG	t	14LBA11CF001:av
P adm.pára za SV	MPa	14LBA11CP002:av
T admisní páry	°C	14LBA11CT002:av
T em.páry př. KO 22	°C	14MAC01CT003:av
T em.páry př.KO 21	°C	14MAC01CT004:av
T kond. výtlačak KC	°C	14LCA04CT001:av
T chl.vody př.kond.	°C	14PAB11CT001:av
T chl.vody za kon.1	°C	14PAB11CT002:av
T chl.vody za kon.2	°C	14PAB12CT002:av
Provoz VTO21	h	14LAD01BB001H
Provoz VTO22	h	14LAD21BB001H
KOND.ČERPADLO 21	h	14LCB01AP001
KOND.ČERPADLO 22	h	14LCB02AP001
CHLADÍČÍ ČERPADLO 21	h	14PAB02AP001:ins
CHLADÍČÍ ČERPADLO 22	h	14PAB04AP001:ins
F páry 4.odběru	t	14NAA01CF001:av
T páry 4.odběru	°C	01NAA01CT001:av
P páry 4.odběru	MPa	01NAA01CP001:av

Tab. 3.5 Provozní záznam z TG3

TG3 provozní záznam		
veličina	jednotka	KKS
F admisní páry do TG 3	t	15LBA11CF001:av
Tlak AP za SV	MPa	15LBA11CP002:av
T em.páry př.KO 31	°C	15MAC01CT004:av
T em.páry př. KO 32	°C	15MAC01CT003:av
T konden. za KČ	°C	15LCA01CT001:av
T chl. voda před kond. 1,2	°C	15PAB11CT001:av
T chl.voda za kond.1	°C	15PAB11CT002:av
T chl.voda za kond.2	°C	15PAB12CT002:av
Provoz VTO 31	h	15LAD01BB001H
Provoz VTO 32	h	15LAD21BB001H
E-Kondens.čerpadlo 31	h	15LCB01AP001:ins
E-Kondens.čerpadlo 32	h	15LCB02AP001:ins
CHLADÍČÍ ČERPADLO 31	h	15PAB02AP001:ins
CHLADÍČÍ ČERPADLO 32	h	15PAB04AP001:ins
F páry 4.odběru	t	15NAA01CF001:av
T páry 4.odběru	°C	01NAA05CT001:av
P páry 4.odběru	MPa	01NAA05CP001:av

Tab. 3.6 Provozní záznam z TG5

TG5 provozní záznam		
veličina	jednotka	KKS
F adm. páry do TG	t	16LBA12CF001:av
P- páry před HŠ	MPa	16LBA12CP001:av
T- páry před HŠ	°C	16LBA12CT001:av
T- výstupní páry	°C	16LBE01CT001:av
P výstupní pára, protitlak	MPa	16LBE04CP001:av

Tab. 3.7 Provozní záznam z dodávky tepla do Sokolova (CZT)

Dodávka tepla do Sokolova (CZT) provozní záznam,		
veličina	jednotka	KKS
P pára do Sokolova	MPa	01NAA20CP001:av
T páry do Sokolova	°C	01NAA20CT002:av
F kond. ze Sokolova	t	00LDK01CF001:av
Teplo (kondenzát ze Sokolova) - počítadlo	GJ	00LDK01CU001c:av

Tab. 3.8 Provozní záznam z elektronapáječky

Elektronapáječky ETI1 provozní záznam		
veličina	jednotka	KKS
Mn._nap.vody_EN_1	t/h	13LAB02CF001:av
F-nap. vody EN_2.1	t/h	14LAB02CF001:av
Mn._nap.vody_EN_2.2	t/h	14LAB13CF001:av
Mn._nap.vody_EN_3.1	t/h	15LAB02CF001:av
F-nap. vody EN_3.2	t/h	15LAB12CF001:av
Cerpadlo_EN_1	h	13LAC01AP001:ins
Cerpadlo_EN_2.1	h	14LAC01AP001:ins
Cerpadlo_EN_2.2	h	14LAC11AP001:ins
Cerpadlo_EN_3.1	h	15LAC01AP001:ins
Cerpadlo_EN_3.2	h	15LAC11AP001:ins

Tab. 3.9 Provozní záznam z kompresorů

Kompresory provozní záznam		
veličina	jednotka	KKS
KOMPRESOR GA 200	h	1QEA10AN001:ins
KOMPRESOR GA 200	h	1QEA10AN002:ins
KOMPRESOR GA 200	h	1QEA10AN003:ins
KOMPRESOR GA 132	h	1QEA20AN001:ins
KOMPRESOR GA 132	h	1QEA20AN002:ins
KOMPRESOR ZR 250	h	2QEA11AN001:ins
KOMPRESOR ZR 250	h	2QEA12AN001:ins
KOMPRESOR ZA 355	h	2QEA51AN001:ins
KOMPRESOR ZA 355	h	2QEA52AN001:ins
KOMPR. 1 DOP. VZD.	h	21ETP10AN001B
KOMPR. 2 DOP. VZD.	h	21ETP20AN001B
KOMPR. 3 DOP. VZD.	h	21ETP30AN001B
KOMPR. 4 DOP. VZD.	h	21ETP40AN001B
Kompresor 1 KS3	h	00SCA01AN001
Kompresor 2 KS3	h	00SCA11AN001

3.2 Vypočtené veličiny pro energetickou bilanci

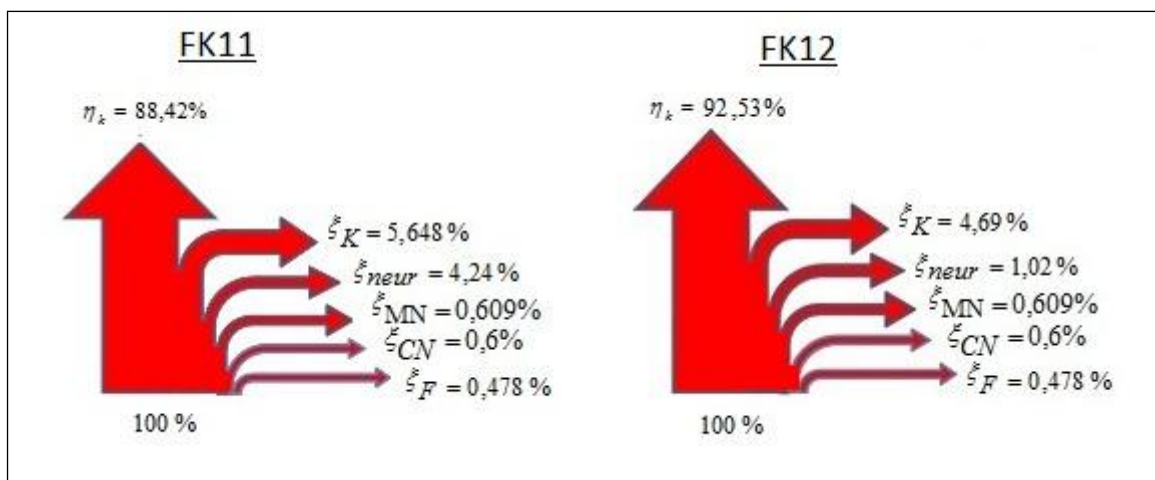
Tab. 3.10 Vypočtené veličiny pro energetickou bilanci

veličina	jednotka
$F_{uhlí}$ - celková hmotnosť uhlí	t
M_k - hmotnosť uhlí do kotelny	t
M_{biom} - celk. hmotnosť biomasy	t
V_{plyn} - celk. množství plynu	m^3
Q_{tur} - teplo do turbíny	GJ
Q_{kon} - teplo do kondenzátoru	GJ
α_{1-3} - poměrné množ. páry	-
Q_{1-3} - teplo do regenerace	GJ
Q_{VTO} - teplo do VT ohříváků	GJ
Q_{VR} - teplo vratného kondenzátu	GJ
Q_{el} - teplo na výrobu el. energie	GJ
Q_{4O} - teplo do regul. odběru páry	GJ
Q_{nap} - teplo v napájecí vodě	GJ
i_{skut} - skut. Entalpie turbíny	GJ/t
Q_{prot} - teplo do protitlaku	GJ
Q_{VS} - vlastní spotřeba tepla	GJ
E_{sv} - výroba ele. Na svorkách generátorů	MWh
E_{ETI2} - spotřeba elektřiny v ETI 2	MWh
E_{SPI} - část vl. spotřeby ETI2	MWh
E_{zauh} - spotřeba elektřiny na zauhlování	MWh
$E_{Chúv}$ - spotřeba elektřiny v CHÚV	MWh
$E_{čer.stan}$ - spotřeba elektřiny v čerpalové stanici	MWh
E_{Silv} - spotřeba elektřiny na úložiště Silvestr	MWh
E_{KS} - spotřeba elektřiny kompresorovny	MWh
E_{ETI1} - vlastní spotřeba ETI 1	MWh
E_{VSOSTI} - ostatní spotřeba elek. v elektrárně	MWh
E_{dod} - dodaná elektřina	MWh
E_{otop} - spotřeba elektřiny dodávku na otop	MWh
E_{cizim} - spotřeba ele. na dod. tepla cizím po elně	MWh
E_{tep} - spotřeba elektřiny na dodávku tepla	MWh
E_{dodst} - dodávka elektřiny do sítě	MWh

4 Zhodnocení stavu zařízení

V současné době při nárůstu cen primárních paliv a energií se při provozu elektrárny hledají úsporná opatření a možnosti na zvýšení účinnosti hlavních výrobních zařízení, které povedou k navýšení celkové účinnosti výrobního celku. V současné době jsou na kotlích prováděny optimalizace provozu kotlů od firmy I&C Energo.

Pro analýzu hodnocení kotle jsem provedl ze vstupních dat výpočet ztrát kotle přímou a nepřímou metodou. U nepřímé metody, která je přesnější mi u kotle K11 vyšla účinnost 88,42%. Pro kontrolu jsem provedl výpočet přímou metodou, která vychází z množství energie vystupující z kotle ku energii vstupující do kotle ve formě paliva. Účinnost kotle přímou metodou mi vyšla 88,7 %. Výrobce kotle K11 udává účinnost kotle 91,3 %. Rozdíly ve výpočtu nepřímé účinnosti mohly vzniknout nepřesnými hodnotami odečtenými z provozu. Přímá účinnost kotle mohla být ovlivněna nepřesným rozdělením množství biomasy v kotlích, a nepřesným vážením uhlí na pasových vahách, protože u kotle K12 nám přímá účinnost vyšla 92,8 %, kde výrobce kotle K12 udává účinnost 92%.



Obr. 4.1 Ztráty kotlů K11 a K12

Při výpočtu tepla na výrobu elektrické energie jsem došel k výsledku $Q_{el} = 844815$ GJ. Z údajů z provozu jsem vyčetl hodnotu $Q_{el} = 839760$ GJ což činí rozdíl o 0,6 %. Tento údaj je k daným technickým poměrům a zapojení zařízení korektní, což bylo verifikováno z provozních hodnot.

Možnosti na zlepšení ekonomie provozu mohou nastat na úspoře elektrické energie. Ke každému soustrojí (vyjímaje TG5) přísluší dvě chladicí čerpadla.

Při návrhu optimalizace chodu čerpadel, která se jeví jako finančně dostupná s ohledem na dobu návratnosti bychom mohly dojít k úspoře elektrické energie. Další možností na úsporu elektrické energie by byla optimalizace řízení spínání nucených chladících věží.

Pro snížení tepelných ztrát v elektrárně by mohlo být provedeno termovizní měření izolace parovodu, které by ukázalo na úniky tepla izolací.

Závěr

V první části mé práce, bylo úkolem popsat technologický celek elektrárny ETI 1 včetně sestavení výpočtového schéma parovodního okruhu. V této části jsem se snažil elektrárnu rozdělit do tří částí a to na hlavní technologické zařízení, pomocné technologické zařízení a společné technologické okruhy. V hlavní části technologických zařízení jsem popsal zdroj celé elektrárny a to dva fluidní kotle FK11 a FK12 včetně čtyř turbín, které pracují ze společné sběrný napájené těmito kotly. V části pomocných technologických zařízení jsem popsal kondenzátory, čerpadla a ohříváky, které tvoří nezbytné vybavení v elektrárně. Popis elektrárny jsem uzavřel popisem zauhlování elektrárny, chladicí soustavy a neméně důležitou částí ukládáním popelovin z elektrárny a hodnocením popelovin jako produktů pro stavební činnost.

V druhé části práce jsem vypočetl ztráty fluidních kotlů a věnoval jsem se vlastním výpočtům energetických bilancí elektrárny. Do výpočtu paliv jsem zahrnul všechna paliva jako primární hnědé uhlí, biomasu a zemní plyn sloužící pro najetí kotlů a ohřátí vyzdívek kotle. V bilanci výroby a dodávky tepla jsem postupoval přes určení množství tepla na výrobu elektrické energie a zbylá množství tepla jsem dopočítal přes vstupní vyrobené teplo z kotlů. Při výpočtu bilance výroby a dodávky elektriny jsem postupoval od svorkové výroby elektrické energie generátorů a postupoval jsem přes dílčí výpočty elektrické energie vystupující z bilance. Po výpočtu všech dílčích parametrů jsou došel až k dodávce elektrické energie do sítě.

Ve třetí části práce jsem vypsals vstupní a vypočtené veličiny, které jsem použil do bilančních výpočtů včetně jednotek s označením KKS kódy, které identifikují jednotlivé veličiny vypsane z provozu elektrárny.

Čtvrtá část práce naznačuje zhodnocení stavu zařízení a uvádí zde možnosti na zlepšení ekonomie provozu, které se týkají úspory elektrické energie. Kde u turbosoustrojí TG1 až TG3 jsou dvě chladicí čerpadla, která jsou spínána dle pevně nastavených hodnot v systémové kartě elektrárny. A zde by byla možnost úspory elektrické energie při optimalizaci řízení a spínání chladících čerpadel jednotlivých soustrojí. Dalšími možnostmi úspory elektrické energie je optimalizace spínání nucených chladících věží elektrárny.

Elektrárna se v současné době vzrůstajících cen primárních paliv snaží co nejvíce optimalizovat své provozy a hledat možná řešení na zlepšení dílčích zařízení s ohledem na finanční návratnost investic, které by vedly k celkové zvýšení účinnosti elektrárny.

Použitá literatura

- [1] CEZ [online]. 2013 [cit. 2013-02-06]. Dostupné z: <http://www.cez.cz>
- [2] Provozní předpis pro obsluhu kotle K11. In: *Místní provozní předpisy*. 2004, ETIO 2016
- [3] Provozní předpis pro obsluhu kotle K12. In: *Místní provozní předpisy*. 2005, ETIO 2059
- [4] Provozní předpis pro obsluhu TG1. In: *Místní provozní předpisy*. 2011, ETIO 5 064rev1
- [5] Provozní předpis pro obsluhu TG2 a TG3. In: *Místní provozní předpisy*. 2009, ETIO 5 064rev1
- [6] Místní provozní předpis pro obsluhu TG5. In: *Místní provozní předpisy*. 2007, ETIO 5076
- [7] Česká informační agentura životního prostředí. www.cenia.cz/web/www/web-pub2.../Kapitola%202_Část%201.pdf [online]. 2002 [cit. 2013-03-13]. Dostupné z: <http://www1.cenia.cz>
- [8] Místní provozní předpis pro chemickou úpravnu vody. In: *Místní provozní předpisy*. 2007, ETIO 4 061
- [9] Místní provozní předpis pro obsluhu EN ETI I a pomocného zařízení TG 55 MW. In: *Místní provozní předpisy*. 2007, ETIO 5 084
- [10] ZBYNĚK IBLER A KOL. *Technický průvodce Energetika*. Praha: Nakladatelství BEN, 2002. ISBN 80-7300-026-1
- [11] ZBYNĚK IBLER A KOL. *Energetika v příkladech*. Praha: Nakladatelství BEN, 2003. ISBN 80-7300-097-0
- [12] Sbírka zákonů č. 441 / 2012. In: *Vyhláška o stanovení minimální účinnosti užití energie při výrobě elektřiny a tepelné energie*. 2012.
- [13] Metodika ČEZ. In: *Energetická bilance elektřiny a tepla ve výrobnách*. 2011
- [14] ČESKÝ STATISTICKÝ ÚŘAD. *Statistická ročenka České republiky 2011* [online]. [cit. 2013-05-05]. Dostupné z: <http://www.czso.cz/>

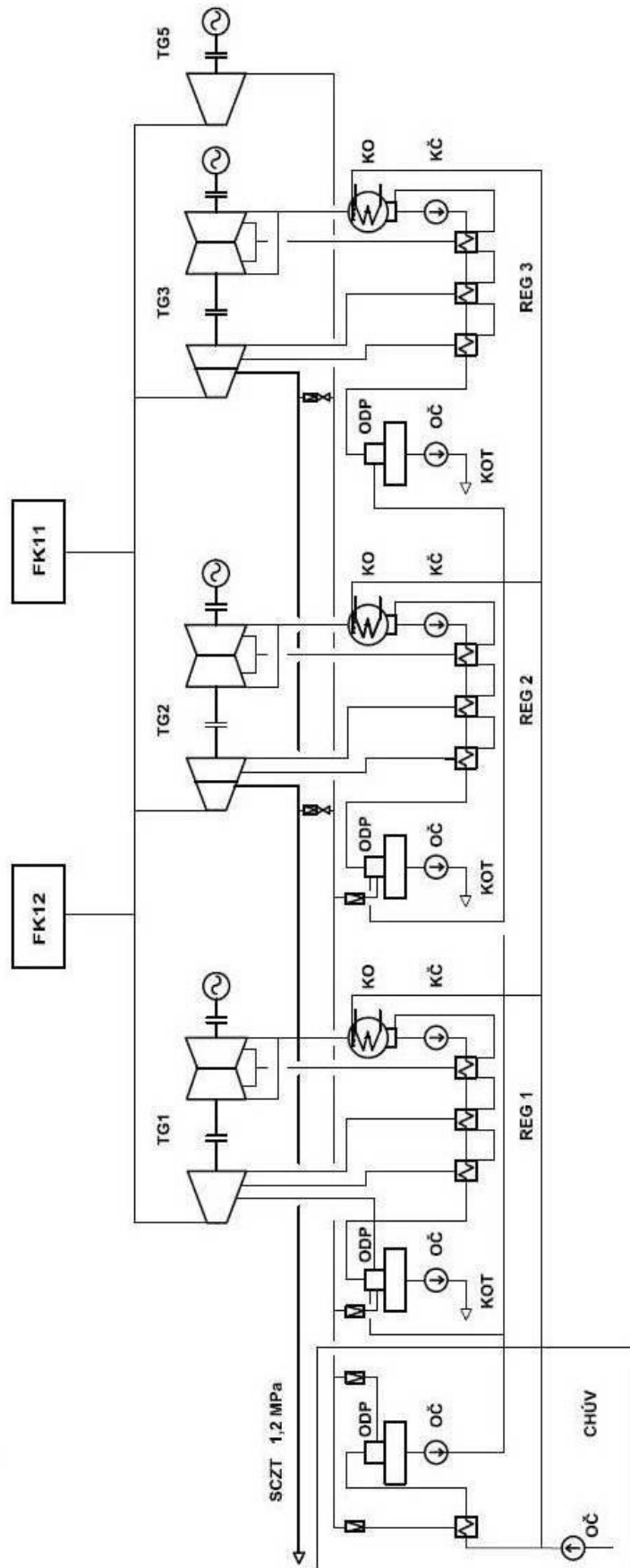
Přílohy

Příloha [1] - Parovodní schéma ETI I

Příloha [2] Pomocné výpočty pro bilanci tepla

Příloha [3] Pomocné výpočty pro bilanci elektřiny

Příloha [I] - Parovodní schéma ETI I



Legenda

Zkratka	Počet ks	Popis
FK	2	Fluidní kotel
TG	4	Turbogenerátor
KO	3	Kondenzátor
KČ	3	Kondenzátní čerpadlo
REG	3	Regenerace
ODP	4	Odplyňovák
OČ	5	Oběhové čerpadlo
CHUV	1	Chemická úprava vody
KOT	3	Ohřátá voda do kotle

Příloha [2] Pomocné výpočty pro bilanci tepla

TG2		TG3	
Para tlak [MPa]	9,00	Para tlak [MPa]	9
teplota [°C]	498,90	teplota [°C]	502,7
entalpie [GJ/t]	3,38	entalpie [GJ/t]	3,394131
Množství [t]	125349,13	Množství t	124381,35
teplo [GJ]	424247,65	teplo [GJ]	422166,60
4 odběr TG2		4 odběr TG2	
m [t]	14398,50	m [t]	32492,00
Para tlak [MPa]	1,00	Para tlak [MPa]	1,00
teplota [°C]	286,00	teplota [°C]	269,00
entalpie [GJ/t]	3,02	entalpie [GJ/t]	2,98
teplo [GJ]	43507,23	teplo [GJ]	96984,46
c [KJ/kg*K]	4,19	c [KJ/kg*K]	4,19
mnozstvi do regenerace [t]	110950,63	mnozstvi do regenerace [t]	91889,35
teplo do nap. vody [GJ]	76705,72	teplo do nap. vody [GJ]	63527,70
Qel [GJ]	304034,70	Qel [GJ]	261654,44

TG5	
Para tlak [MPa]	9,00
teplota [°C]	498,50
entalpie [GJ/t]	3,38
Množství [t]	41260,29
teplo [GJ]	139604,82
tlak protitlaku [MPa]	0,70
η_{td} [%]	0,75
ad. entalpie po exp. [GJ/t]	2,75
skutečná em. Ental. Protit. [GJ/t]	2,91
Q protitlak t	41260,29
Qprot. [GJ]	120000,56
Qel [GJ]	19604,26

TG1			
Para tlak [MPa]	8,80	teplo do REG2 [GJ]	13055,12
teplota [°C]	496,80	teplo do REG1 [GJ]	27082,48
ia entalpie [GJ/t]	3,38	$\alpha 3$	0,06
Mp [t] mesic	93272,85	$\alpha 2$	0,05
teplo [GJ]	315418,10	$\alpha 1$	0,12
Δt	35,00	ik1=i01' [GJ/t]	0,27
mnoství kondenzátu		ik2=i02' [GJ/t]	0,40
c [KJ/kg*K]	4,19	ik3=i03' [GJ/t]	0,53
výpočet regenerace		i01 [GJ/t]	2,46
tnv	165,00	i02 [GJ/t]	2,61
tk	35,00	i03[GJ/t]	2,74
tpred odpl	125,00	teplo do VTO 15 [t/h] v [GJ]	905,04
Δt^{RO}	90,00	vratný kondenzát z regenerace	5813,99
Δt_i^{RO}	30,00	teplo vstupující [GJ]	315418,10
tk1	65,00	kondenzace množství[t/h]	71913,59
tk2	95,00	teplo v kondenzaci [GJ]	10546,13
tk3=tpred odpl	125,00	teplo v kondenzaci s vratkou z reg.[GJ]	16360,12
teplo do REG3 [GJ]	14653,97	Q teplo do regenerace	64484,19
Qel [GJ]	243361,38	suma Qel [GJ]	809050,52

Příloha [3] Pomocné výpočty pro bilanci elektřiny

Výroba elektřiny	
TG1 [MWh]	23 849
TG2 [MWh]	29 218
TG3 [MWh]	27 648
TG5 [MWh]	4 343
TG1-5 [MWh]	85 058
Evyr	85 058
Etep	2493,95
otop	174,71
cizim	2319,24
Et	8169
E1	10514
E2	130683
Eciz SCZT	114858
S,el,td	8
S1	19,09
Eost. Spotřeba	352,685
1,5 % ze všech OV	4,62
Eosvet ETI 1	40,278
Edod	73 893
Evs na vyr. el. Ener. ETI 1	11164,90
hruba vl. Spotřeba ETI	21188,48
ETI 2	7137,833
ETI 1	14050,65
ztráty traf	199840
vl. Spo. Na vyr. El celková	18302,73
EvsETI1	11164,9
Eciz. Firmy	41,253
Epřev	1843
ostatní odběr měřený	307787
1,5 % ze všech OV	4620
ostatní odběr neměřený	2494210
osvětlení ETI 1	40278
osvětlení ETI 2	38850
ostatní spotřeba ETI	2885,75
Esíť	69 162,22
Eodbsíť [MWh]	467
Edodsíť [MWh]	68 695,22

	ETI	ETI 1	ETI 2
Spotřeba	spotřeba	spotřeba	spotřeba
	1	0,54	0,46
Zauh+CHČOV	445890	240780	205110
CHÚV	122350	66070	56280
Čerp. stanice	184080	99400	84680
Silvestr	120	0	120
kompr. st.	9930	5360	4570
celkem. [kWh]	762370	411610	350760
E_{sp2}	ETI 2	Ost. Odběry. měř.	
HVS2 celk.[kWh]	6587233	OV1	110700
		OV2	900
R6.11-3 (T54)	2835000	OV01	0
R6.11-36 (T54)	2397000	OV02	760
1,5 % z R6.11	78490	OV03	720
R6.11-19 (z R6.0)	0	OV04	92800
R6.11-20 (z R6.0)	0	OV05	80
R6.0-9 (BS II)	0	OV06	240
T56 (R04.10)	196835	OV07	12720
T59 (R04.10)	1447	OV08	0
R6.0-45 (EN63)	1039611	OV09	920
T50 zál. odsiř.	0	OV010	1400
ETI4-1	0	OV012	1264
ETI4-2	680	OV013	1312
51	0	OV014	0
25/II-1	1360	OV015	30
25/II-2	1523	OV017	19840
26/II-1	23680	OV018	1449
osvětlení	2247	OV019	10919
21BHB	1720	OV020	900
21BHA	7640	OV021	160
zauhlování	205110	OV022	120
CHÚV	56280	OV030	7650
Č. st.	84680	OV031	1650
Silvestr	120		
kompr. st.	4570	ciz. Fir.	41253
CELKEM [kWh]	350760	CELK.[kWh]	307787