

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF

ENERGETICKÝ PAROPLYNOVÝ ZDROJ NA BÁZI SPALOVÁNÍ HUTNICKÝCH PLYNU

TITLE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

BC. STANISLAV KYSEL

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

DOC.ING.ZDĚNEK SKÁLA,CSC

BRNO 2011

Abstrakt

Cieľom tejto práce je prevedenie tepelných výpočtov pre zmenené podmienky odberu elektrickej a tepelnej energie. Výkon zdroja je 330 MW. V návrhu sú použité spaľovacie turbíny typu GE 9171E. Paroplynová elektrárňa je navrhnutá pre spaľovanie hutníckych plynov. Snahou práce je tiež podať nové informácie o trendoch v kombinovanej výrobe elektrickej a tepelnej energie.

Abstract

The main goal of my thesis is to carry out thermic calculations for adjusted conditions of electric and heat energy consumption. The power of the generator is 330 MW. In the proposal, you can find combustion turbines type GE 9171E. Steam-gas power plant is designed to combust metallurgical gases. Effort of the thesis focuses also on giving a new informations about trends in combined production of electric and heat energy.

Kľúčové slová:

Plynová turbína

Parná turbína

Kotol na odpadné teplo

Paroplynový cyklus

Key words:

Gas Turbine

Steam Turbine

Heat Recovery Steam Generator

Combined Cycle Power Generation

Bibliografická citácia mojej práce

Kysel, S. *Energetický paroplynový zdroj na bázi spařování hutnických plynů* Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 81 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Zdeněk Slála, CSc.

ČESTNÉ PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že som bol oboznámený z predpismi pre vypracovanie diplomovej práce a že som celú túto prácu vypracoval samostatne, s použitím uvedenej literatúry, pod vedením vedúceho diplomovej práce Doc. Ing. Zděnek Skála, CSc.

V Brne dňa 27. mája 2011

.....
Stanislav Kysel

POĎAKOVANIE

Ďakujem pánovi Doc. Ing. Zděnkovi Skálovi, CSc za odborné vedenie, cenné rady a venovaný čas pri tvorbe diplomovej práci. Veľkou mierou chcem poďakovať zamestnancom firmy Istroenergo s.r.o. a hlavne Ing. Miloslavovi Pástorovi za veľmi veľa užitočných informácií o problematike a návrhu paroplynovej elektrárne. Ďalej by som chcel poďakovať mojim rodičom, ktorý mi vytvorili dostatočné zázemie po celú dobu môjho štúdia.

Ďakujem

Obsah

1. Úvod	10
2. Základné poznatky o tepelných cykloch.....	11
2.1. Rankinov cyklus	13
2.2. Braytonov obeh.....	15
2.3 Paroplynový cyklus	17
2.3.1 Výhody paroplynových cyklov	19
2.3.2 Nevýhody paroplynových cyklov	20
2.4 Paroplynové elektrárne na báze spaľovania hutníckych plynov	21
3. Zadanie diplomovej práce.....	23
3.1. Charakteristika problematiky diplomovej práce.....	23
3.2. Ciele diplomovej práce	23
3.3. Charakteristika oceliarne Seversteel.....	24
3.4 Popis problematiky spaľovania nízko výhrevných plynov	24
3.4.1 Vysokopecný plyn	26
3.4.2 Vodík.....	27
3.4.3 Koksárenský plyn.....	27
3.4.4 Konvertorový plyn	28
3.4.5 Zemný plyn.....	31
3.5. Zloženie nízko výhrevných plynov v paroplynovom cykle.....	33
4. Návrh paroplynového bloku.....	34
4.1. Spaľovacia turbína GE 9171E.....	36
4.1.1 Vysoká spoľahlivosť a schopnosť plynovej turbíny GE 9E.....	36
4.1.2. Palivová flexibilita	36
4.1.3 Integrovaná GE 9E plynová turbína pre oceliarne.....	37
4.1.4 Generátor	39
4.1.5 Kontajner	39
4.1.6 Základový rám	40
4.1.7 Vzduchový systém	40
4.1.8 Palivový kompresor	40
4.1.8 Medzichladienie - intercooler.....	41

4.1.9 Protipožiarny systém.....	42
4.1.10 Bezpečnostné skúšky plynovej turbíny GE 9E.....	43
4.1.11 Spaľovacia turbína s príslušenstvom – Základné technické parametre	43
4.2. Spalinové kotle – HRSG.....	44
4.2.1. Charakteristika kotlov, rozdelenie kotlov	44
4.2.2 Návrh spalinového kotla HRSG	46
4.2.3 Stručný popis základných častí kotla.....	46
4.2.4 Technická špecifikácia kotla na odpadné teplo	48
4.3 Parná turbína	53
4.3.1 Charakteristika a rozdelenie	53
4.3.2 Popis turbíny.....	54
4.3.3 Návrh turbogenerátora	55
4.4 Kondenzačná časť.....	56
4.4.1 Charakteristika a rozdelenie	56
4.5. Systém ohrevu sieťovej vody	59
5. Výsledky návrhu energetického bloku	60
5.1. Plynová turbína.....	60
5.2. Kotel na odpadné teplo (HRSG)	63
5.3. Parná turbína pri plne kondenzačnom režime	64
5.4. Parná turbína pri odberovom režime.....	67
5.5 Kompletizácia parametrov paroplynovej elektrárni	71
6. ZÁVER.....	74
7. Zoznam bibliografických odkazov	76
8. Zoznam obrázkov	77
Zoznam použitých symbolov a skratiek	78
Zoznam príloh	80

1. Úvod

V súčasnosti svet čelí mnohým problémom, ktorých riešenie sa bude dotýkať každého z nás. Stále viac sa stretávame s problémom zvyšovania populácie, klimatickými zmenami, ekologickými a ekonomickými problémami. Zvyšovanie populácie a hlavne naše zvyšovanie životnej úrovne je úzko späté so zvyšovaním spotreby elektrickej a tepelnej energie. Výroba elektrickej a tepelnej energie je prevažne zaistená spaľovaním fosílnych palív, štepením jadra a novým trendom, ktorým sú obnoviteľné zdroje energie. Obnoviteľné zdroje energie sa dostávajú do pozornosti hlavne svojou ekologickosťou a svetovým preferovaním.

Ďalšou cestou ako zvýšiť výrobu elektrickej a tepelnej energie je zvyšovanie účinnosti parných a paroplynových cyklov. Výsledkom zvyšovania účinnosti na základe zdokonaľovania technológií je úspora uhlia, biomasy, kvapalných palív a zemného plynu, ktoré sa predovšetkým používajú na výrobu elektrickej energie. Paroplynový cyklus nám dáva možnosť zvýšenia účinnosti, pretože to je spojenie parného a plynového obehu. Paroplynový cyklus je jednou z variant kombinovaného obehu, v ktorom dochádza k viacnásobnému využitiu vstupného tepla a sú lepšie využité vložené energie pri nižších emisiách spalín.

2. Základné poznatky o tepelných cykloch

Veľká väčšina vyrobenej elektrickej energie je získavaná premenou tepelnej energie. K tomu sa využívajú termodynamické cykly, čo sú dobre zvolené termodynamické deje, ktoré nadväzujú jeden na druhý a tak tvoria uzatvorený obeh. Celý cyklus po svojom prebehnutí sa vracia do svojho začiatočného stavu. Najpoužívanejším spôsobom premeny tepelnej energie t.j. spaľovaním tuhého alebo kvapalného paliva, je využitie parného cyklu, ktorý je známy ako Rankine-Clausov cyklus. Jeho podstata je ohrev vody a jej ďalšia premena na paru vo vysokom tlaku, ktorá je privádzaná do parnej turbíny kde expanduje. Týmto spôsobom sa prenáša časť energie na parný stroj (lopatky turbíny) a koná prácu.

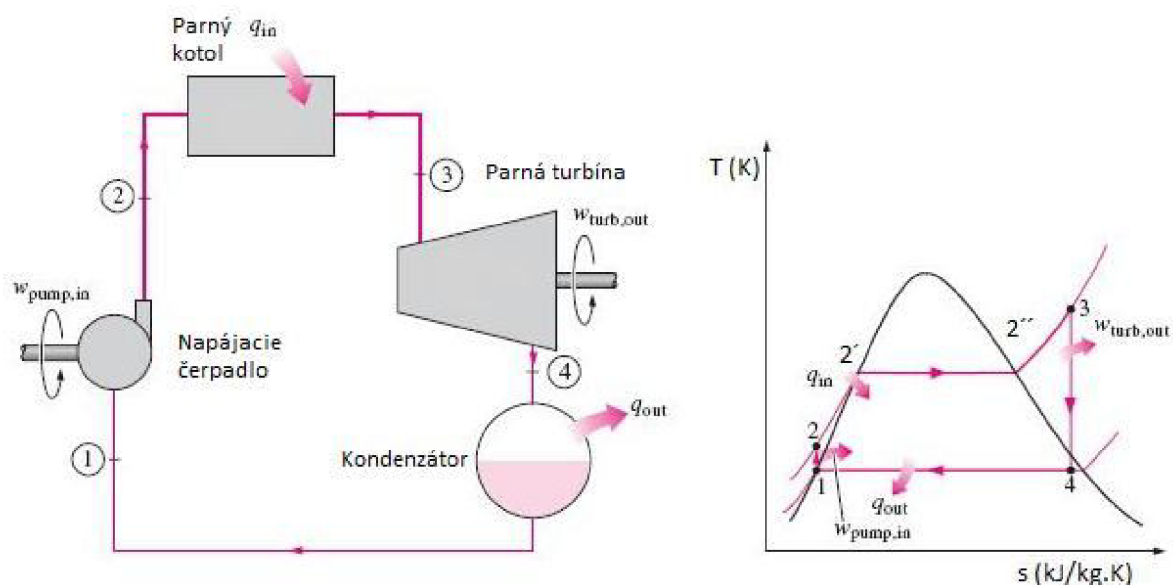
Plynové cykly na rozdiel od parných nevyužívajú zmenu pracovnej látky (voda - para) ale zostávajú v plynnom skupenstve. V tomto cykle hrá veľkú úlohu výmenník tepla, ktorý privádza teplo do pracovnej látky a tiež aj teplo z nej odvádza. Pracovná látka v plynnom cykle neopúšťa obeh a preto sa tento cyklus volá uzatvorený. Tieto obehly sa vyskytujú veľmi málo. V energetike je dnes najčastejšie používaný najjednoduchší plynový obeh bez výmenníku tepla. Pôvodne pomerne malá účinnosť týchto obehov bola novými konštrukciami kompresorov a turbín zvýšená, a časom sa ukázalo, že akékoľvek úpravy obehu s cieľom zvýšiť teoretické termické účinnosti znamenajú stratu najväčších výhod plynových obehov (jednoduchosť, malé hmotnosti, malé investičné náklady). Niekedy je výhodné rozdeliť plynovú turbínu na časť poháňajúcu kompresor a na turbínu užitočného výkonu. Obidve časti majú rozdielne otáčky, takže je možné regulovať prietok vzduchu pri čiastočných výkonoch nezávisle na otáčkach turbíny užitočného výkonu. Tento cyklus sa nazýva otvorený. V poslednej dobe sa väčšina výrobcov plynových turbín zaujíma konštrukciou turbín odvodených z osvedčených leteckých turbínových motorov. Z leteckého motora sa preberá kompresor, plynová turbína, a spaľovacia komora, ku ktorým sú na jednom hriadeli pripojené nízkotlaková časť kompresoru a turbína. Medzi obidve časti kompresoru sa radí chladič vzduchu. To umožňuje získať chladnejší vzduch pre chladenie častí turbíny, takže je možné zvýšiť spaľovaciu teplotu na 1400 °C až 1480 °C. Tím sa podstatne zvyšuje výkon a účinnosť turbíny.

Účinnosť akéhokoľvek tepelného obehu je tým vyššia, čím je vyššia stredná teplota, pri ktorej privádzame teplo do obehu, a čím nižšia je stredná teplota, pri ktorej teplo z obehu

odvádzame. Pri snahe zvýšiť účinnosť obehu používame radu opatrení k zvýšeniu strednej teploty, pri ktorej privádzame teplo a k zníženiu teploty, pri ktorej teplo odvádzame. U plynových cykloch je to hlavne regenerácia tepla, stupňovité spaľovanie, prípadne medzichladienie. Pri parných cykloch je to hlavne prihrievanie pary. Iným spôsobom ako zvýšiť účinnosť je spojenie parného a plynového obehu, ktorá umožňuje využiť jednotlivé prednosti obehov a minimalizovať ich nevýhody. Plynový cyklus prebieha medzi pomerne vysokými teplotami. Spaliny vstupujú do turbíny pri teplotách v rozmedzí 950 – 1400 °C čo je pre účinnosť veľmi dobré, ale po expanzii ju opúšťajú tiež pri vysokých teplotách 400 – 575 °C, takže výsledná účinnosť obehu nie je vysoká. Parný cyklus využíva prehriatu paru o teplote okolo 560 °C a teplo je potom z cyklu odvádzané pri teplote 30 – 40 °C, čo je dobré z toho dôvodu, že sa spotrebuje skoro celý tepelný spád spalín. Spojením týchto dvoch cyklov nám vzniká paroplynový cyklus s priemernou účinnosťou 50 -60 %. Táto účinnosť sa ale môže zvýšiť ak sa bude využívať teplo ktoré budú produkovať. Ak bude dochádzať k jeho priamemu využívaniu, vtedy predstavujú kombinovanú výrobu elektriny a tepla a v tomto prípade sa môže účinnosť zvýšiť na 85%. Veľkou inováciou je však zapojenie parného a plynového obehu do série, čím sa využívajú stratové energie z plynového obehu v parnom cykle. Týmto spôsobom dochádza k premene tepelnej energie na mechanickú dvakrát, čiže má kladný vplyv na účinnosť.

2.1. Rankinov cyklus

Pri prehľade spôsobov výroby el. energie a pary sa musím zmieniť o Rankinovom cykle. Parný Rankinov cyklus je s energetikou spätý už viac ako celé storočie a aj v súčasnej dobe je to najdôležitejší tepelný motor.

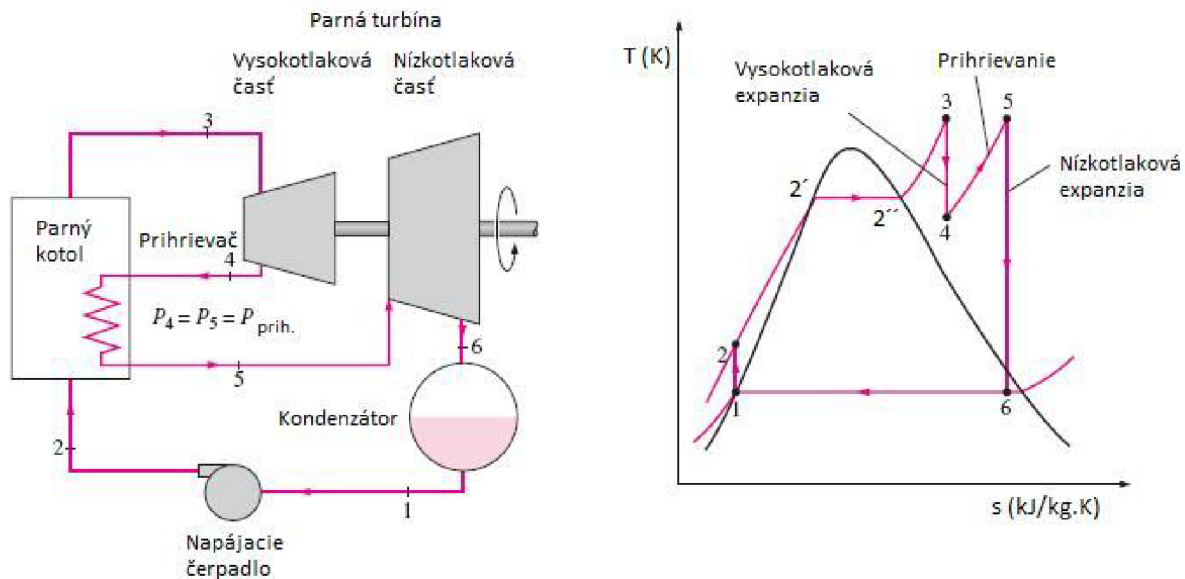


Obr. 1 Jednoduchý Rankinov cyklus v T-s diagrame

Na obr. 1 je Rankinov cyklus znázornený v T-s diagrame. Stručný popis začína v stave 2'. V tomto bode voda pri tlaku p_2 (prevádzkový tlak kotla) začína vriieť pri teplote T_2' . Prívodom tepla zo spalín sa izobaricky odparuje a mení sa na mokrá paru. V bode 2'' dosiahlo privedené teplo veľkosť tepla výparného, preto sa mokrá para mení na paru sýtu pri $p_2 = p_2' = p_2''$ a teplote $T_2' = T_2''$. Následne sýta para prúdi do prehrievača, kde naďalej izobaricky príma teplo zo spalín, pričom sa z nej stáva para prehriata. Prehrievanie končí v bode 3, kde tlak $p_2 = p_3$ a teplota $T_3 > T_2''$. Prehriata ostrá para vstupuje do turbíny, kde adiabaticky expanduje (3-4) na protitlak p_4 v kondenzátore. Tento tlak je nižší než atmosférický, čo je spôsobené umelou kondenzáciou. Protitlak p_4 sa vytvára pri rozbehu turbíny umelo vývevami a pri prevádzke je udržiavaný samovoľne v dôsledku drastického zmenšenia merného objemu pri zmene plynnej fáze na kvapalnú. Kondenzácia je izobarická preto platí $p_4 = p_1$. Na konci kondenzácie je kondenzát o parametroch p_1 a T_1 čerpadlom vtlačený do parogenerátora (kotla) na tlak p_2 . Tlaková voda sa následne ohrieva na T_2' a cyklus sa opakuje. Pri praktických výpočtoch sa uvažuje, že body 1 a 2 splynú v jediný,

v ktorom leží tlaková diskontinuita $p_1 \neq p_2$. Izobara 2-2' sa zanedbáva a nahradzuje sa úsekom 1-2' dolnej medznej krivky. [9]

Skutočné parné turbíny pracujú so zložitejšími obehmi, ktoré vznikajú úpravou Rankinovho obehu pri snahe zvýšiť účinnosť, mernú prácu. To vedie k nižším investičným nákladom a odstráneniu prevádzkových komplikácií.



Obr. 2 Rankinov cyklus s prihrievaním pary v T-s diagrame

Asi najväčší problém parných turbín pracujúcich so vstupnou parou pri vysokom tlaku p_3 je, že koncový bod 4 expanznej adiabaty spadá hlboko do oblasti mokrej pary. Kvapky skondenzovanej vody zhoršujú obtekanie lopatiek posledných stupňov a spôsobujú nebezpečenstvo ich erózie. Tento problém sa rieši tzv. prihrievaním pary (obr.2). Para sa nechá expandovať zo stavu 3 do stavu 4, ktorý leží v blízkosti hornej medznej krivky. Následne je para vedená do prihrievača, kde sa privedie teplo pri zmene 4 - 5. Následne para doexpanduje v turbíne 5 - 6. Prihrieva sa obvykle na teplotu $t_5 \leq t_3$. Teoreticky je možné prehrievanie v niekoľkých stupňoch, ale prakticky sa prevádza len jedno. Týmto spôsobom sa redukuje vlhkosť, ale komplikuje sa dizajn či už kotla konvenčného alebo spalínového HRSG.[9]

Trend v návrhu kotlov z pohľadu parametrov pary je rozdielny v USA a v Európe. V spojených štátoch sa dáva prednosť kotlom s podkritickými parametrami (165 bar, 550 °C), zatiaľ čo v Európe a v Japonsku sa preferujú elektrárne pracujúce pri superkritických

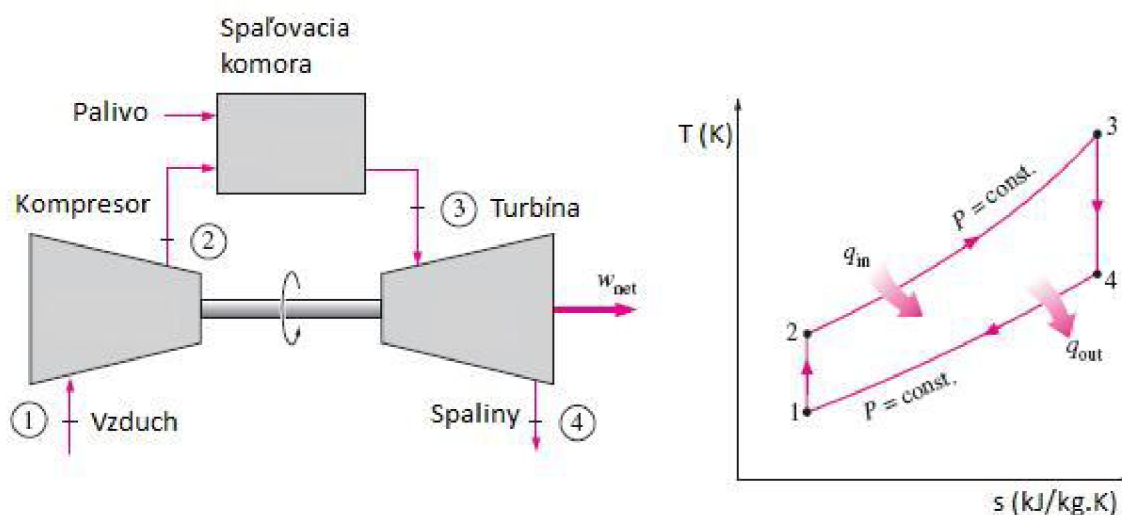
parametroch (300 bar, 650°C). Podľa účinnosť stúpla z 36% dosahovaných v podkritických elektrárnach (1960) na 45% v nadkritických elektrárnach v 1990. Dialo sa to vďaka mnohým vylepšeniam ako napr. materiál trubkových zväzkov, redukcia spotreby prídavných zariadení, vylepšenie materiálu a tvaru lopatiek parných turbín, zlepšenie v dizajne čerpadiel a horákov, použitie viacnásobného ohrevu napájajúcej vody a prihrievačov. [1] Všetky tieto vylepšenia prispievajú k zvyšovaniu účinnosti a samozrejme k znižovaniu emisií a ďalších znečisťujúcich látok. Superkritické zariadenia vykazujú tiež lepšiu efektivitu pri čiastočnom zaťažení (tab.1).

Zaťaženie	Zníženie účinnosti zariadenia v %	
	Superkritická prevádzka	Podkritická prevádzka
70%	2%	4%
50%	(5,5 - 8 %)	(10 - 11)%

Tab. 1 Zníženie účinnosti zariadenia

2.2. Braytonov obeh

Ako stacionárny energetický zdroj aj ako pohonná jednotka veľkého výkonu sa používa plynová turbína. Obeh spaľovacej turbíny sa nazýva Braytonov obeh (obr. 3).



Obr. 3 Braytonov obeh v $T-s$ diagrame

Tento obeh je jednoduchší ako parný, pretože obeh pracuje iba z jednou látkou a to v plynnej fáze. V praxi je najpoužívanejší otvorený cyklus. Je charakteristický tým, že vonkajší vzduch sa nasáva kompresorom a následne stláča (1-2). Potom sa vháňa do spaľovacej komory, kde sa miesi s palivovým plynom (najčastejšie zemný plyn) a výsledná zmiešaná zmes je spaľovaná (2-3). Spaľovacie plyny o vysokej teplote expandujú (3-4) a predávajú časť svojej vnútornej energie rotoru plynovej turbíny. Po expanzii majú spaľovacie plyny stále vysokú teplotu. Časť tepla je odvádzaná z cyklu (4-1). Horúce stlačené spaliny majú asi 2,5x väčší objemový prietok ako vzduch na vstupe do spaľovacej komory a expandujú v turbíne. Vyšší objemový prietok umožňuje turbíne produkovať viac energie než spotrebuje kompresor. Pri bežných spaľovacích turbínach je výkon turbíny asi 2x väčší ako spotreba kompresoru. „Užitočný výkon“ teda predstavuje asi polovicu výkonu turbíny. Tento výkon je využívaný na pohon elektrického generátora, vrtuľu turbovrtuľovej pohonnej jednotky alebo je energia spalín transformovaná na kinetickú energiu vytekajúceho prúdu (prúdové motory). [9]

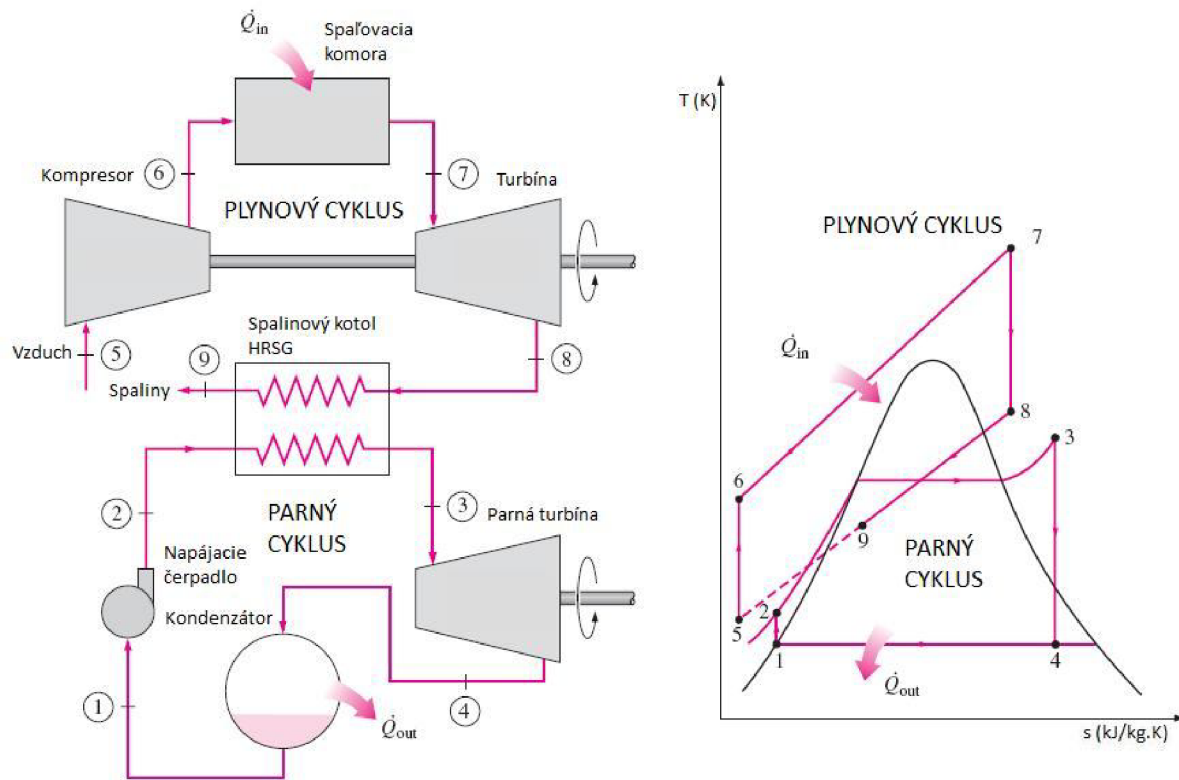
Priebeh uzatvoreného cyklu je vtedy keď pracovná látka neopúšťa obeh a neuniká do okolia. Pracovná látka je stlačovaná kompresorom a ohrev a chladenie sa deje prostredníctvom výmenníka tepla v kotli. Pracovná látka sa po expanzii cez plynovú turbínu vracia späť do kompresora. V praxi sa tento obeh veľmi nevyužíva, pretože je výhodnejšie plyn spaľovať priamo v spaľovacej komore s turbínou.

Samotný obeh iba pomocou spaľovacej turbíny (simple cycle) nie je príliš výhodný, pretože do atmosféry odovzdávame časť energie spalín bez akéhokoľvek úžitku. Z toho dôvodu je výhodné hlavne pre stacionárne energetické zdroje energiu spalín využiť:

- **obeh plynovej turbíny s regeneráciou** - vzduch pred vstupom do komory bude ohrievaný pomocou spalín. Výsledkom je rovnaká práca s menším dodaným teplom.
- **expanzia s prihrievaním** - prívod tepla je rozdelený na dve časti. Po expanzii nasleduje ďalší prívod tepla (spálením druhej dávky paliva) a druhá expanzia. Tým sa zabraňuje veľkým rozmerom zariadenia, ktoré by dosahovalo zariadenie rovnakého výkonu bez delenej expanzie. Toto riešenie tiež redukuje príliš vysoké teploty spalín, ktoré vstupujú na prvé stupne turbíny.
- **kombinovaný cyklus a kogeneračné jednotky** - v súčasnosti je to najefektívnejší spôsob využitia paliva.

2.3 Paroplynový cyklus

Paroplynové elektrárne sú dnes považované za najdokonalejšie tepelné energetické centrály. Paroplynový cyklus, ktorý je v nich používaný je v súčasnosti najmodernejším spôsobom výroby elektrickej energie z hľadiska využívania dodávaného tepla. V týchto zariadeniach premena tepelnej energie prebieha dvakrát. Najskôr v plynovom a potom až v parnom cykle. Princíp technického prevedenia a zobrazenie v T-s diagrame je na obr.4. Pracovná látka, ktorou je vzduch je nasávaný (5) a stlačený kompresorom a následne privedený do spaľovacej komory (6), kde prebieha spaľovanie paliva (7) (zemný plyn, hutnícke plyny). Palivo prechádza plynovou turbínou, ktorá predáva pri expanzii časť svojej energie (8). Spaliny pokračujú z plynovej turbíny do kotla, kde dochádza k prepojeniu plynového a parného cyklu. V kotli dochádza k predávaniu tepla spalinami (8-9) vode a dochádza tak k vývinu a ohrevu pary v parnom cykle (2-3). Časť tepla, ktorá nie je využitá odchádza (9-5), čo znamená, že sa nám vytvára komínová strata. Parný kotol je konštruovaný podobne ako kotle uhlových elektrární. [1] V niektorých prípadoch a technických prevedeniach umožňuje kotol ohrev alebo prihrievanie vody - pary parného obehu zdrojom tepla nezávisle na plynovej časti obehu. Prehriata para ďalej expanduje cez parnú turbínu a zostatkové teplo odchádza cez výmenník.



Obr. 4 Paroplynový cyklus

Zásadné podmienky pre inštalovanie kogeneračných technológií

Dlhodobý a nepretržitý odber tepla z kogenerácie pre

- vykurovanie
- prípravu teplej úžitkovej vody TÚV
- technologické účely
- chladenie

Odber elektrickej energie z kogenerácie

- prioritne pre vlastnú spotrebu
- dodávka do verejnej elektrickej sústavy

Inštalovanie kogeneračnej technológie v určitom podniku, objekte alebo prevádzke je vhodné a ekonomicky výhodné, keď sú v mieste inštalácie splnené určité – vyššie uvedené zásadné podmienky, ktorými je vlastne zabezpečená nepretržitá neprerušovaná prevádzka tejto technológie. Ročné prevádzkové využitie by malo byť minimálne 6 000 hod., pričom je kladený dôraz predovšetkým na efektívne využitie tepla z kogenerácie. Elektrická energia má byť využitá prioritne pre vlastnú spotrebu prevádzkovateľových elektrických spotrebičov, prípadný prebytok výkonu je možné dodať do verejnej elektrickej sústavy.

Príklady sektorových odvetví vhodných pre inštalovanie kogeneračných technológií

- **Sektor priemyslu** – chemický, papierenský, potravinársky, strojársky, výroba kovov .
- **Sektor pre vykurovanie** – energetické zdroje sústav centrálného zásobovania teplom
- **Sektor služieb** – hotely, rekreačné zariadenia, kryté plavárne, veľké obchodné centrá, väčšie komplexy budov
- **Sektor zdravotníctva** – nemocnice, liečebné kúpele, sanatóriá

Na obr. 4 v T-s diagrame sú nakreslené porovnávacie obehové diagramy oboch turbín. Na grafe je vidieť, že výstupná teplota spalín z plynovej turbíny (bod 8) je dostatočne vysoká, aby dokázala generovať prehriatu paru v kotly na odpadné teplo (bod 3).

2.3.1 Výhody paroplynových cyklov

- stavebnicový dizajn umožňuje zmenu výkonových parametrov, ktoré sa časom môžu meniť
- krátku dobu nábehu (pár hodín zo studeného stavu)
- inštalácia v priebehu asi 12 - 20 mesiacov zatiaľ čo uholné elektrárne 3 - 4 roky
- pokrok v technológii plynových turbín a chladiaceho systému zvyšuje celkovú efektívnosť systému ktorá dosahuje skoro 60% LHV efektívnosti
- emisie NO_x a CO sú veľmi nízke (používanie kvalitných palív)
- možnosť výkonov v tisíckach MW (doteraz možné iba v prevedení konvenčných uholných a jadrových elektrární)

2.3.2 Nevýhody paroplynových cyklov

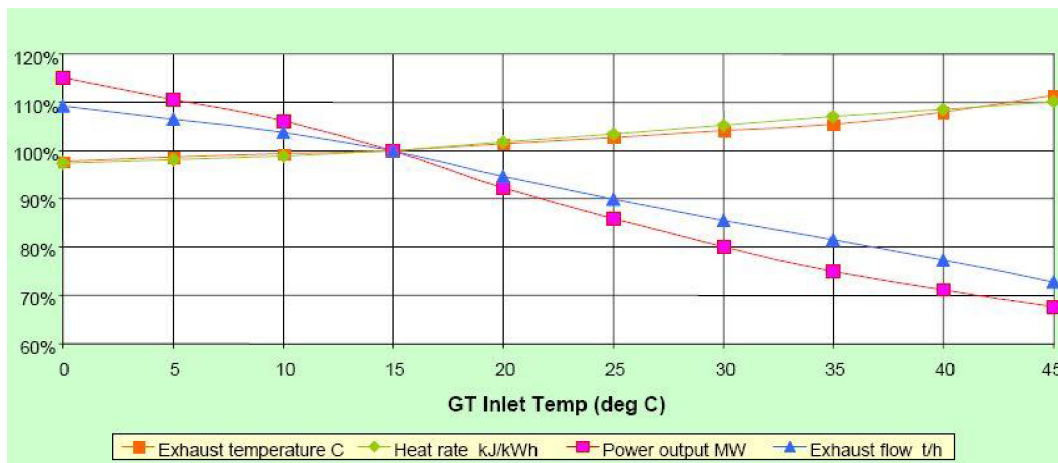
Hlavná nevýhoda spočíva v závislosti výkonu spaľovacej turbíny na teplote okolia. S vyššou teplotou atmosferického vzduchu sa znižuje jeho hustota a redukuje prietok vzduchu turbínou (výkon turbíny je závisí na hmotnostnom prietoku nie na objemovom). Tým sa redukuje množstvo spalín z plynovej turbíny, ktoré vstupujú do HRSG, kde sa zákonite musí vyprodukovať menšie množstvo pary pre parnú turbínu (prípadne inú potrebu pary). Okolité teplota ma negatívny vplyv na spotrebu tepla (heat rate) a teplotu spalín (viď. obr. 5 a 6).[4] Nanešťastie horúce letné počasie tiež odpovedá špičkovému ročnému elektrickému zaťaženiu (klimatizácie a iné chladiace zariadenia) v mnohých oblastiach vo svete. Preto na riešenie tohto „letného problému“ sa najčastejšie používajú tieto 3 metódy.

- chladenie vstupného vzduchu na vstupe do kompresoru
- vstrekovanie pary do spaľovacej turbíny
- podporné horáky v HRSG



Obr. 5 Závislosť mernej spotreby tepla, výkonu, prietoku a teploty spalín priemyselných turbín na okolitej teplote

(zdroj: B. Omidvar 2011)



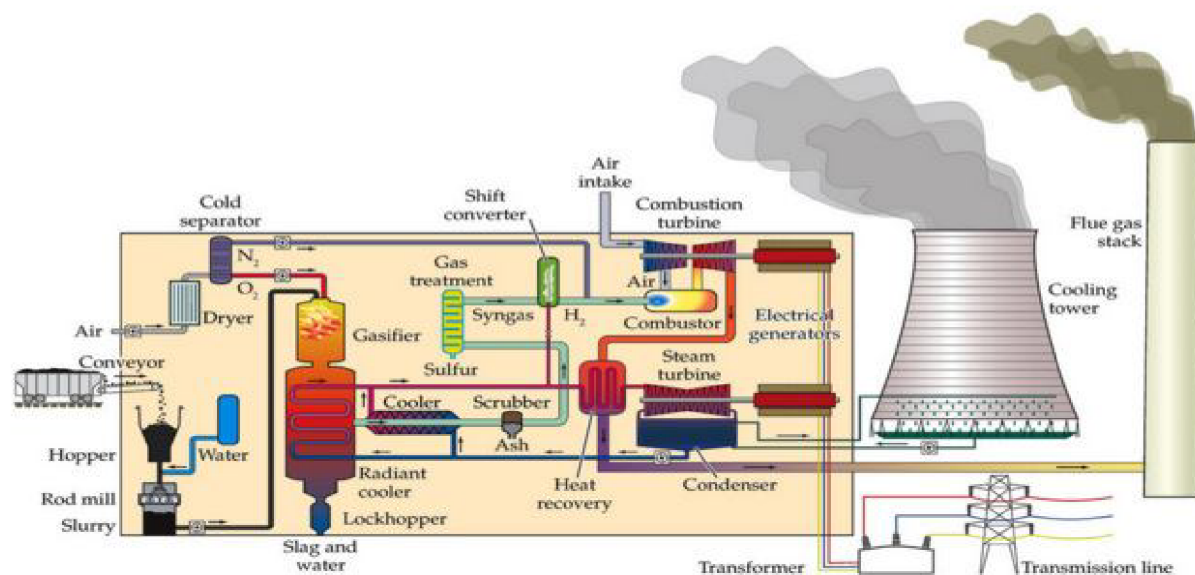
Obr. 6 Závislosť mernej spotreby tepla, výkonu, prietoku a teploty spalín aeroderivátnych turbín na okolitej teplote

(zdroj: B. Omidvar 2011)

2.4 Paroplynové elektrárne na báze spaľovania hutníckych plynov

Paroplynové elektrárne na báze spaľovania hutníckych plynov sú nový trend v oblasti využívania hutníckych plynov z oceliarní, ktoré by boli nevyužitú. Všetky oceliarne a elektrárne sú v súčasnosti povinné sa riadiť veľmi prísnyimi normami o čistote ovzdušia. S využitím najlepšie dostupných technológií je možné znížiť emisie až o 90 %. Jednou z technológií je integrovaný paroplynový cyklus (IGCC), ktorý vyrába oveľa menej odpadových kalov a popola než klasické práškové uholné elektrárne a produkuje malé percento emisie oxidov uhlíka a oxidu siričitého, čím vypúšťajú do ovzdušia oveľa menšie percento znečistenia [12]. IGCC technológia prevádza uhlie na plyn známy ako syntetizovaný plyn. Znečisťujúce látky NOX, SOX, ortuť a pevné časti sú odstránené z plynu. Táto technológia tiež ponúka zachytenie oxidu uhličitého pred spaľovaním, čo poskytuje ekonomické, efektívne a komerčne dostupné spôsoby znižovania skleníkového plynu v porovnaní s klasickými uhoľnými elektrárnami. Priekopníkom vo vývoji technológie IGCC je General Electric, ktorá má po celom svete inštalovaných viac 2500 MW a ďalších 1000 MW má inštalovaných priamo v oceliarniach, ktoré pracujú s palivami z oceliarne. Existuje niekoľko rozdielov medzi plynovou turbínou na báze spaľovania hutníckych plynov od plynovej turbíny na spaľovanie zemného plynu. Kompresor umožňuje vyšší prietok a tlak, čo zlepšuje výkon a efektívnosť v celom rozsahu. Táto turbína používa optimalizované horenie plynu, čo veľmi dobre pôsobí na spaľovanie hutníckych plynov. Kvalitnejšie materiály odolné

voči korózii nám umožňujú spaľovanie o vyššej teplote, čo veľmi výhodné pri spaľovaní hutníckych plynov. Taktiež rotor turbíny prešiel inováciou, čo umožňuje vyšší krútiaci moment a vyššie teploty v celom rozsahu zariadenia.



Obr.7 Integrovaný paroplynový cyklus

Ďalšou firmou ktorá sa na trhu zaoberá plynovými turbínami na bázy spaľovania hutníckych plynov je Alstom. Táto firma vybudovala vo Francúzskych oceliarniach dve paroplynové elektrárne pričom jedna má inštalovaný výkon 420 MW čo je jedna z najväčších paroplynových elektrární vo Francúzsku. Obidve elektrárne boli inštalované na pôde oceliarne Arcelor Mittal neďaleko Marseille. Vysokopečný plyn BFG sú znečisťujúce plyny obsahujúce vodík, oxid uhličitý a oxid uhoľnatý čo je pre životné prostredie veľký problém, ale môžu byť využité na produkovanie množstva páry a výroby elektrickej energie. Paroplynová elektráreň s označením KA26-1 zahŕňa plynové turbíny, generátory, parné turbíny, kondenzátor. Plynová turbína s označením GT26 ponúka 22- stupňový kompresor, jednostupňovú vysoko tlakovú turbínu a štyri fáze nízko tlakovej turbíny. Sú na nej dve kruhové spaľovacie komory v sekvenčnom spaľovacom systéme a vysoko tlaková turbína je umiestnená medzi týmito dvoma spaľovacími komorami na prvej expanzii výfukových plynov. Prietok vzduchu je riadený tromi variabilnými lopatkami vstupného rozvážacieho systému na kompresore. Parná turbína je pripojená ku generátoru pomocou samo riadiacej spojky. Samo riadiaca

spojka je na jednom hriadeli spolu s parnou turbínou, generátorom, plynovou turbínou a slúži na odpojenie parnej turbíny od generátora plynovej turbíny počas štartovania a vypínania parnej turbíny pre hladší nábeh a vypnutie. Odpadové teplo z plynovej turbíny je využité na výrobu prehriatej pary o teplote 565 °C a tlaku 140 bar. Okolitá teplota je vyššia ako 15 °C a to bol dôvod na použitie medzi chladienia plynovej turbíny. Medzi chladienia je umiestnené vo vnútri vzduchového filtra. Bez medzi chladienia by sa výkon celej elektrárne pre teplotu okolia 38 °C znížil až na hodnotu 405 MW. Celá elektráreň je schopná pracovať až na 60 % maximálneho zaťaženia pri splnení emisných limitov.

3. Zadanie diplomovej práce

3.1. Charakteristika problematiky diplomovej práce

Energetický paroplynový zdroj na báze spaľovania hutníckych plynov.

4 druhy plynov :

1. koksárenský
2. konvertorový
3. vysokopecný
4. zemný plyn

Vstupná teplota paliva do plynovej turbíny	T= 227 °C
Vstupný tlak paliva do plynovej turbíny	P= 21 bar
Výstupná teplota spalín z plynovej turbíny	T= 502 °C
Vstupná teplota pary do parnej turbíny	T= 482 °C
Vstupný tlak pary do parnej turbíny	P= 69,82 bar
Chladiaci systém kondenzátora STG	chladiace veže

3.2. Ciele diplomovej práce

Vypracovať návrh zdroja elektrickej energie pracujúceho na báze paroplynového cyklu so zameraním na spaľovanie hutníckych plynov (koksárenský, vysokopecný a konvertorový plyn) a zemný plyn.

Spracovať termodynamický model elektrárne s pomocou softvéru firmy Thermoflow.

S pomocou vytvoreného termodynamického modelu previesť tepelné výpočty pre zmenené podmienky odberu elektrickej energie a tepelnej energie.

Výkon elektrárne bude cca 330 MWe.

3.3. Charakteristika oceliarne Seversteel

Počas roku 1930 boli objavené ložiská železnej rudy v oblasti Čerepovec. V roku 1940 Sovietska vláda zverejnila uznesenie o vytvorení oceliarne v Čerepovci. V súčasnej dobe je oceliareň Seversteel medzinárodný oceliarsky a ťažobný závod na výrobu surovej ocele a valcových výrobkov. Výrobná kapacita oceliarne pre rok 2010 bola približne 12 miliónov ton ročne. Oceliareň vyrába široký sortiment plochých a dlhých valcových výrobkov vrátane teplej a studenej formy valcovania plochých výrobkov, pozinkovaných a farebne upravovaných ocelí. Kľúčovými spotrebiteľmi sú významné ruské spoločnosti vyrábajúce potrubia a strojné zariadenia v automobilovom a stavebnom priemysle. Zemepisná poloha oceliarne je mimoriadne dobrá, pretože leží v troch hospodárskych oblastiach Ruska a to v severnej, západnej a strednej oblasti. V oceliarni máme výrobu železnej rudy vo vysokých peciach a oceliarskych peciach, tavenie ocele. Všetky druhy spracovania ocele nesú so sebou odpadné plyny, ktoré sa dajú veľmi efektívne využiť na výrobu elektrickej energie a na výrobu tepla. Klimatické podmienky sú dosť výhodné na výstavbu paroplynového bloku, pretože priemerná letná teplota je 18 °C. V tabuľke 2 sú znázornené priemerné ročné teploty v oblasti Čerepovec. [13]

Mesiac	Jan	Feb	Mar	Apr	Máj	Jún	Júl	Aug	Sept	Okt	Nov	Dec
Priemerná teplota [°C]	-10	-9,7	-3,9	3,6	10,3	15	17,2	14,4	9,4	3,4	-4	-8,1

Tab.2. Priemerné ročné teploty v oblasti Čerepovec

3.4 Popis problematiky spaľovania nízko výhrevných plynov

Palivo je komplex látok s veľmi zložitým chemickým zložením. Pri ohreve a vzájomnej reakcii paliva a oxidovadla dochádza k rozpadu týchto zlúčenín na jednoduchšie zlúčeniny a prvky. Palivá v podstate predstavujú nahromadenú slnečnú energiu v nedávnych dobách alebo v praveku (uhlie, ropa).

Každé palivo sa môže rozdeliť podľa chemického zloženia na :

- horľavé zložky – horľavinu, spálením ktorej sa získava tepelná energia
- balast – nehorľavú zložku, ktorá neuvolňuje tepelnú energiu, ale naopak ju spotrebováva a pri horení sa ohrieva na teplotu spalín, čím sa vlastne získaná energia neužitočne spotrebuje

Plynné palivá vo všeobecnosti sú rozdelené podľa Slovenskej technickej normy STN 38 5502 do týchto skupín:

- Nízkovýhrevné
- Stredne výhrevné
- Veľmi výhrevné
- Vysoko výhrevné

Kritériom pre zaradenie plynného paliva do jednotlivých skupín je jeho spaľovacie teplo resp. výhrevnosť. Rozdiel medzi spaľovacím teplom a výhrevnosťou je výparné teplo vody.

Spaľovacie teplo Q_v [MJ/kg] je teplo uvoľnené dokonalým spálením 1kg paliva, kde všetky spaliny vzniknuté spaľovaním sú ochladené na východziu teplotu zložiek, ktoré sa zúčastnili spaľovania a voda, ktorá vznikla v tomto procese skondenzuje.

Výhrevnosť Q_n [MJ/kg] je teplo uvoľnené za rovnakých podmienok ako u spaľovacieho tepla, ale s tým rozdielom, že voda z paliva, vzdušnej vlhkosti alebo vzniknutá spaľovacím procesom ostáva v plynnom skupenstve.

Rozdelenie plynných palív s príkladmi jednotlivých druhov plynov je Tab.3.

Plyny nízko výhrevné, $Q_v < 16,8 \text{ MJ.m}^3$	Q_v (MJ.m³)
Vysokopecný plyn	3,4 - 6,2
Nízkotlaký generátorový plyn	3,6 - 12,0
Tlakový energetický plyn	15,9 - 16,7
Vodík	12,7
Plyny stredne výhrevné, $Q_v = 16,8 - 20 \text{ MJ.m}^3$	Q_v (MJ.m³)
Svietiptyn	16,8 - 18,5
Koksárenský plyn	18,9 - 19,9
Plyny veľmi výhrevné, $Q_v = 20 - 50 \text{ MJ.m}^3$	Q_v (MJ.m³)
Zemný plyn	38,1
Karbonský plyn	17,6 - 37,5
Bioplyn, kalový plyn	23
Plyny vysoko výhrevné, $Q_v > 80 \text{ MJ.m}^3$	Q_v (MJ.m³)
Propán	101
Propán – bután	99 - 115,
Bután	133,9

Tab.3. Rozdelenie plynných palív podľa STN 38 5502

Zdroje sekundárnej energie

Najväčším producentom druhotných energetických zdrojov je hutnícky priemysel. V tomto odvetví je produkcia sekundárnej energie v týchto úsekoch výroby:

1. Koksovny – koksárenský plyn – chemické a citeľné teplo (výhrevnosť 16 MJ.m³, teplota 1000 °C) citeľné teplo koksu, teplota okolia 1000 °C.
2. Vysoké pece – vysokopecný plyn – chemické a citeľné teplo (výhrevnosť 3,5 MJ.m³, teplota 150 °C), citeľné teplo chladiacej vody, citeľné teplo vysokopecnej strusky, teplota cca 1200 C, citeľné teplo surového železa teplota cca 1150 °C, citeľné teplo ohrievačov vetra cca 300-350C, prebytočný tlak vysokopecného plynu 0,1 – 0,15 MPa.
3. Oceliarne – tandemové pece – citeľné teplo spalín 1000 – 1200 °C, citeľné teplo chladiacej vody
 - kyslíkové konvertory – chemické a citeľné teplo konvertorového plynu (výhrevnosť 7,5 MJ.m³, teplota až 1200 °C)

Vo všetkých typoch oceliarni je citeľné teplo oceli okolo 1500 – 1600 °C

3.4.1 Vysokopecný plyn

Vysokopecný plyn je produktom procesov prebiehajúcich vo vysokej peci pri výrobe železa. Najväčší obsah horľavej plynnej zložky tvorí oxid uhoľnatý – CO. V plyne sa nachádza aj vodík, ale jeho objem a teda aj príspevok k výhrevnosti je minimálny. Ďalšou významnou zložkou je dusík, ktorý tvorí viac než 50% vyprodukovaného plynu. Táto zložka spôsobuje, že výhrevnosť plynu je na nízkej úrovni, keďže väčšina vyprodukovaného tepla pri spaľovaní sa spotrebuje na ohriatie dusíka na teplotu spalín. Ako inertná zložka pôsobí aj oxid uhličitý, ktorý vzniká oxidáciou uhlíka vo vysokopecnom procese. Pôsobí na výhrevnosť rovnako ako dusík. Využitie vysokopecného plynu je v ohrievačoch vetra pre vysoké pece, ohrievanie pecí a podobne. [5] Je ho možné použiť len po vyčistení od prachových častíc. Zvyčajne sa pre zvýšenie výhrevnosti mieša so zemným plynom. Vysokopecný plyn má nižšiu teoretickú spaľovaciú teplotu. Samotný sa môže používať pri spaľovaní v technologických procesoch, kde sa technologická teplota pohybuje do 1000 C. V zmesi s koksárenským plynom ako dvojzložkový alebo trojzložkový pridaním zemného plynu sa používa i pre výrobu elektrickej energie v plynovej turbíne a aj ako ohrev všetkých

spotrebičov plynu v hutníckom závode kde sa technologická teplota pohybuje nad 1000 °C. V takýchto prípadoch je výhrevnosť zmesi 5,5 MJ.m³ alebo 7,5 MJ.m³.

3.4.2 Vodík

Vodík je najjednoduchší chemický prvok, je číry bezfarebný plyn bez chuti a zápachu. Je najľahší plyn vôbec (14,5 krát ľahší ako vzduch). Molekulárny vodík je pomerne stabilný a vďaka vysokej energii väzieb je takisto málo reaktívny. Pohybuje sa obrovskou rýchlosťou 1800m/s. Vzhľadom na jeho nízku špecifickú hmotnosť za normálnych podmienok ($p=101325\text{Pa}$ a $t=0^\circ\text{C}$) je výhrevnosť na jednotku objemu veľmi nízka a môžeme ho teda zaradiť medzi nízkovýhrevné plynné palivá.[5] Predelením tejto výhrevnosti nízkou hustotou vodíka dostávame výhrevnosť na jednotku hmotnosti, ktorá dosahuje hodnoty okolo 120MJ/kg a teda sa dosahuje výhrevnosť vyššiu ako je zmes propánu a butánu.

3.4.3 Koksárenský plyn

Vzniká pri výrobe koksu z koksárenského čierneho uhlia karbonizáciou (koksovaním) pri teplotách 1050-1100 °C. Tvorí sa za podobných podmienok ako sviatplyn. Na rozdiel od plynární je v koksovniach karbonizačný proces vedený so zameraním na kvalitu koksu ako hlavného výrobku a plyn je vedľajším produktom. Má preto nižší obsah uhl'ovodíkov a vyšší obsah vodíka, je teda menej výhrevný.

Zložka	[%]
H ₂	46-61
CH ₄	21-30
N ₂	3-13
CO	5-8,5
CO ₂	1-4
C ₄ H ₁₀	1,5-3,5
C _n H _m	1,5-3,5
O ₂	0,4-1,7
Výhrevnosť:	15,07 – 18,5 MJ.m ³
Hustota:	0,52 - 0,58 kg.m ⁻³

Tab. 4. Priemerné zloženie koksárenského plynu

Zloženie a vlastnosti koksárenského plynu závisia na druhu použitého uhlia, druhu vyrábaného koksu, veku koksovej batérie, spôsobe karbonizácie, atď. Koksárenský plyn, odsírený a vyčistený, používaný vo verejnom plynárenskom systéme sa tiež označuje ako svietiplyn. Spotrebuje sa prevažne v hutiach a ukážka priemerného zloženia koksárenského plynu je uvedená v tabuľke 4.

Plyn z nízko teplotnej karbonizácie

Je vždy vedľajším produktom, či sa nízko teplotnou karbonizáciou (polo koksovaním) získava bezdymné tuhé palivo, alebo neprehriaty decht. Zloženie destilačných plynov je pritom veľmi rôzne podľa druhu karbonizovaného paliva (čierne, hnedé uhlie a iné), podľa druhu zariadenia a jeho prevádzky a podľa konečnej úpravy (napr. odlúčenie benzínu a etylénu, vypieranie oxidu uhličitého a pod.). Výťažky sú tiež rôzne, no vždy oveľa menšie ako u vysokoteplotnej karbonizácie. Z plynov nízko teplotnej karbonizácie sa získava benzín a etylén, alebo sa priamo spaľujú vo vlastnej prevádzke

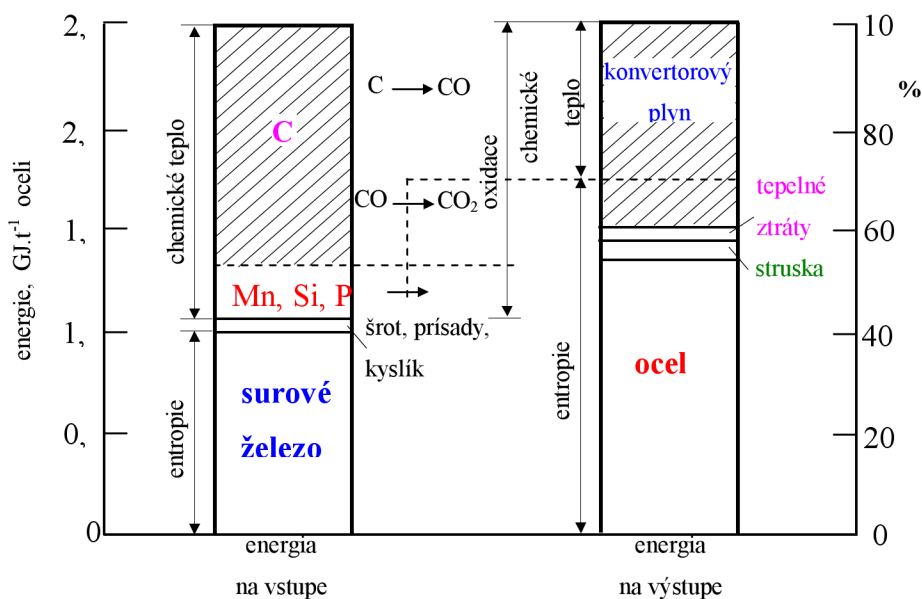
3.4.4 Konvertorový plyn

Konvertorový plyn vzniká oxidáciou uhlíka v surovom železe plynným kyslíkom, ktorý sa v konvertore mieša na kúpel. Energia potrebná pre zkuňovanie surového železa v kyslíkovom konvertore je zaistená oxidáciou sprevádzajúcich prvkov v surovom železe, predovšetkým C, Mn, Si a P a entalpiou tekutého surového železa. Približne 50 – 60% potrebnej energie sa do konvertorového procesu privádza uvedeným exotermickými reakciami a 40 až 50 % entalpií surového železa. Na výstupe z konvertoru sa asi 30 % energie odvádza ako chemicky viazané teplo konvertorového plynu, asi 65 % ako entalpia konvertorového plynu ocele, strusky a ostávajúca časť ako tepelné straty.[7] Konvertorový plyn odnáša teda asi 40 % privedenej energie buď formou chemicky viazaného tepla alebo entalpie. Príklad energetickej bilancie konvertorového procesu je na Obr.8.

Vlastnosti konvertorového plynu

Úvodom k rozboru vlastností konvertorového plynu je treba povedať, že konvertorový plyn mení svoje vlastnosti podľa miesta v technologickom výrobnom procese. Do výstupu z konvertoru je chemické zloženie, výhrevnosť a množstvo konvertorového plynu ovplyvnená exotermickými reakciami, ktoré prebiehajú pri výrobe surového železa, ktoré sú ovplyvnené

vyhorením jeho uhlíka. V tejto výrobnej fáze má konvertorový plyn priemerné zloženie 90 % CO a 10 % CO₂ a označuje sa ako primárny konvertorový plyn. Po prechode zo hrdla konvertoru do jeho odťahového traktu nastáva nasávanie atmosférického vzduchu, čo ovplyvňuje výrazným spôsobom jeho vlastnosti. [7] Z tohto vyplýva, že vlastnosti konvertorového plynu sú rozdielne pred a po jeho výstupe z hrdla konvertoru

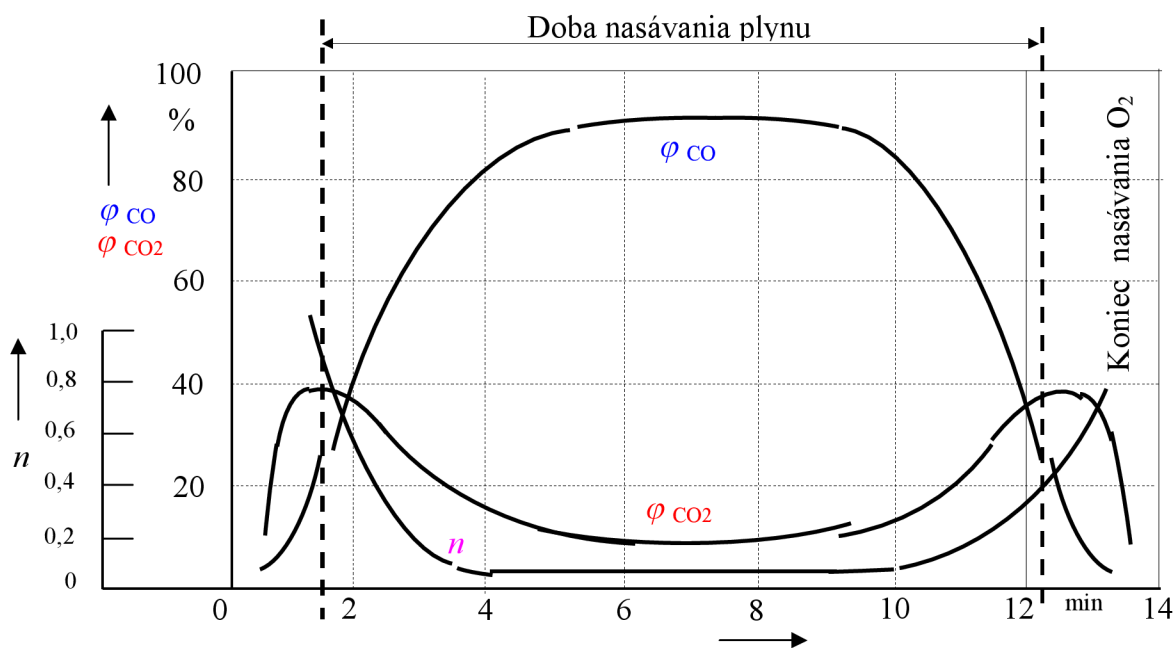


Obr. 8 Energetická bilancia konvertorového plynu

Chemické zloženie konvertorového plynu

Základné zloženie primárneho konvertorového plynu je určené oxidáciou uhlíka v surovom železe, pri ktorých vzniká plynný oxid uholný (CO) a v menšej miere oxid uhličitý (CO₂). Vzájomný pomer týchto dvoch oxidov sa v priebehu miešania kyslíku mení. Na začiatku miešania prevažuje objemový podiel φ_{CO_2} , ktorý dosahuje až 40 %, potom sa znižuje až na 8 % a ku koncu miešania sa znova zvyšuje. Objemový podiel φ_{CO} sa naopak postupne zvyšuje až na 92 % a ku koncu doby miešania klesá. Uvedený priebeh objemových podielov φ_{CO} a φ_{CO_2} po dobu miešania je naznačený na Obr.9, z ktorého vyplýva i vplyv konvertorového plynu na jeho zloženie. [7] Pri výstupe konvertorového plynu z vlastného konvertoru do odťahového traktu je v hrdle konvertoru nasávaný atmosférický vzduch, ktorý

spôsobuje oxidáciu CO a tým aj zmenu zloženia konvertorového plynu. Aby oxidácia bola čo najmenšia, je prechodová časť medzi hrdlom konvertoru a odťahovým traktom vybavená regulačným zariadením, ktoré zabraňuje prisávaniu vzduchu u atmosféry. U kyslíkových konvertoroch, kde sa konvertorový plyn dodáva do plynojemu, je hodnota súčiniteľa prebytku vzduchu po dobu dodávania plynu $\leq 0,1$. Pri tomto nízkom súčiniteli prebytku vzduchu nastáva potlačenie spaľovania primárneho plynu.



Obr. 9. Závislosť objemových podielov oxidu uhličitého φ_{CO} , oxidu uhličitého, súčiniteľa prebytku vzduchu (n) na dobe nasávania kyslíka

Výhrevnosť

Výhrevnosť konvertorového plynu je závislá na jeho chemickom zložení, ktoré je ovplyvnené podmienkou zkuňovacieho procesu. Prepálenie uhlíka nemôžeme veľmi ovplyvniť, pretože je daná pomerom surového železa a oceľového odpadu a chemického zloženia vyrábanej oceli. Ovplyvniť sa však môže doba nasávania konvertorového plynu, ktorá sa významným spôsobom podieľa na zložení primárneho plynu. Rozširuje sa doba nasávania konvertorového plynu na začiatku a na konci nasávania kyslíka. [7] Výhrevnosť klesá alebo sa zvyšuje objemový podiel φ_{CO_2} , a pri zužovaní doby je tomu naopak. Výhrevnosť konvertorového plynu za hrdlom konvertoru je ovplyvnená čiastočnou oxidáciou plynu nasiateho atmosferickým vzduchom. Z hľadiska výhrevnosti je priaznivé, aby hodnota

súčiniteľa prebytku vzduchu n bolo čo najmenšie ($n \leq 0,1$). Výhrevnosť skladovaného plynu pre topné účely sa pohybuje v rozmedzí 8,2 až 11,6 MJ·m⁻³.

3.4.5 Zemný plyn

Ako prirodzené kvapalné palivá, tak aj prirodzené plynné palivá majú iba jedného predstaviteľa. U plynných palív je ním zemný (prírodný) plyn, ktorý sa však môže rôzne nazývať podľa toho kde sa vyskytuje:

- a) zemný plyn (v užšom zmysle) je horľavý plyn prirodzeného pôvodu, vyskytujúci sa v samostatných ložiskách;
- b) sprievodný ropný plyn je zemný plyn vyskytujúci sa spolu s ropou (v dutinách, ktoré ropa celkom nevypĺňa); spôsobuje, že po navrtaní ropného ložiska je ropa vytlačovaná na povrch tlakom niekoľkých desiatok atmosfér;
- c) banský (uhľový, alebo karbónsky) plyn je zemný plyn prevádzajúci uhlie a je príčinou otráv a výbuchov v šachtách baní.

Pôvod zemného plynu je buď taký ako ropy., t.j. anorganický, príp. organický, ak ide o sprievodný ropný plyn, alebo taký ako uhlia, t.j. organický ak ide o banský plyn (karbónsky, degazačný). Zemný plyn zo samostatných ložísk môže byť jedného, alebo druhého pôvodu.

Podľa zloženia rozlišujeme zemné plyny:

- a) suché (chudobné), ktoré spomedzi uhľovodíkov obsahujú len metán (až 99%),
 - b) vlhké (bohaté), obsahujúce homológy metánu - etán, propán, bután a vyššie uhľovodíky.
- Banské plyny sú vždy suché, ropné plyny môžu byť suché i vlhké. Zloženie plynu z rôznych nálezísk je rôzne, avšak vždy v ňom prevláda metán.

Zemní plyn dodávaný plynárenskými rozvodnými systémami je možné rozdeliť do 2 základných skupín:

- Zemní plyn H sa vyznačuje nízkym obsahom nehorľavých zložiek (N₂, CO₂), ich celkový obsah je obvykle nižší ako 5 % obj. Do tejto skupiny patrí v európskom merítke plyn rozvádzaný vo väčšine krajín a pochádzajúci hlavne z nálezísk v Rusku, Nórsku, Veľkej Británii a severnej Afriky (Alžírsko, Tunisko, Líbya).
- Zemní plyn L s nižším spalným teplom obsahuje nezanedbateľné koncentrácie inertných zložiek, najmä N₂, ktorý sa z plynu ťažko odstraňuje. V Európe sa hlavné ložisko

zemného plynu L nachádza v Holandsku. Tento zemný plyn sa dopravuje oddelene dopravným systémom plynovodov a využíva sa v Holandsku, Belgicku, severnom Francúzku, severozápadnej časti Nemecka. V mnohých európskych krajinách sa ťaží zemný plyn s rozdielnym obsahom nehorľavých zložiek. Jedná sa väčšinou o menej výdatné ložiská, vytŕažený zemný plyn sa využíva v najbližšom okolí a nedodáva sa plynárenskou rozvodnou sieťou.[6]

Zložka	Zemný plyn			
	TG	H1	H2	L
CH ₄	98,39	93	93,2	81,8
C ₂ H ₆	0,44	3	2,84	2,8
C ₃ H ₈	0,16	1,3	0,76	0,4
C ₄ H ₁₀	0,07	0,6	0,22	0,2
C _n H _m	0,03	-	0,15	
CO ₂	0,07	1	0,28	0,8
N ₂	0,84	1,1	2,55	14

Tab. 5. Charakteristické zloženie zemných plynov, obj. %

TG - zemný plyn dodávaný tranzitným plynovodom

H1, H2 - príklady v zahraničí dodávaných plynov typu H

L - holandský zemný plyn typu L

Všimnime si, že v zemnom plyne sa nachádzajú aj neuhľovodíky. Obsah týchto látok môže veľmi kolísať. Pravidelnou zložkou sú aj vzácne plyny (hélium, neón), ktoré ak sa nachádzajú vo väčšom množstve, sa zo zemného plynu pred jeho použitím získavajú. V súčasnosti má zemný plyn široké použitie ako priemyselné palivo s ohľadom na jeho vysokú výhrevnosť - 33-42 MJ.m⁻³ a nízky obsah škodlivých a balastných látok (buď v surovom stave, alebo po úprave). Okrem toho je najcennejšou zo surovín pre chemický priemysel v prvom rade na výrobu vodíka, z ktorého sa vyrába čpavok a z neho umelé dusíkaté hnojivá. Pri výrobe vodíka vzniká buď uhlík v podobe sadzí, ktoré sa používajú pri výrobe pneumatík, tušov, farieb atď., alebo oxid uhoľnatý, z ktorého sa ďalej vyrába metanol. U nás sa chudobný ropný plyn ťaží na Záhori, bohatý ropný plyn na južnej Morave. Karbónsky plyn sa vyskytuje na Ostravsku.

3.5. Zloženie nízko výhrevných plynov v paroplynovom cykle

V diplomovej práci budem uvažovať zo štyrmi plynmi, ktoré budem spaľovať s plynovej turbíny GE 9171E, ktorá je dobre použiteľná v klimaticky ťažkých podmienkach a má jednu veľkú výhodu, že sa palivá môžu zmiešavať pri záťaži, alebo sa môže dodávka jedného z plynov vypnúť. Celkové zloženie plynov je uvedené v Tab. 6.

Názov plynu	Konvertorový plyn (BOF)	Vysokopecný plyn (BFG)	Koksárenský plyn (COG)	Zemný plyn (NG)
Oxid uhoľnatý CO	55 – 60 %	25 – 26 %	6,4 – 7 %	
Oxid uhličitý CO ₂	18 – 20 %	21 – 22 %	2,2 – 2,75 %	0,04 – 0,05 %
Vodík H ₂	1 – 2 %	9 – 10,5 %	56 – 59,4 %	
Dusík N ₂	19 – 25 %	43 – 44 %	0,7 – 1 %	0,7 – 0,9 %
Metán CH ₄			22 – 24,5%	97,5 – 98,3 %
Etán C ₂ H ₆			2,5 – 2,9 %	0,7 – 1,2 %
Propán C ₂ H ₈				0,3 0,4 %
Bután C ₄ H ₁₀				0,1- 0,16 %
Pentán C ₅ H ₁₂				0,02 – 0,03 %
Kyslík O ₂	< 1 %		0,7 – 1 %	
Spotreba plynu, Nm ³ /h	0 - 63000 / 94500	0 – 350000	0 – 46000	0 – 45000
Spotreba plynu, t/h	0 – 86,3/129,5	0 – 452,7	0 – 19,9	0 – 33,0

Tab. 6. Zloženie jednotlivých plynov použitých na spaľovanie

V práci budem uvažovať dva základné stavy chodu paroplynovej elektrárne. Prvým stavom je prechodový režim spaľovanie zmesi BFG (vysokopecný plyn), COG (koksárenský plyn), NG (zemný plyn). Druhým stavom bude plný režim spaľovanie zmesi BOF (konvertorový plyn), BFG (vysokopecný plyn), COG (koksárenský plyn), NG (zemný plyn). Každý z uvedených stavov má svoje charakteristické množstvo, ktoré sa bude zmiešavať pred vstupom do turbíny. V tabuľkách 7 a 8 sú uvedené jednotlivé množstvá plynov, ktoré sa budú zmiešavať a následne spaľovať.

Názov plynu	množstvo plynu [t/h]	percentuálny podiel [%]
BOF (konvertorový plyn)	0	0
BFG (vysokopecný plyn)	434	95,9
COG (koksárenský plyn)	13,6	68,3
NG (zemný plyn)	20,1	61

Tab.7 Prechodový režim spaľovanie zmesi BFG,COG,NG

Názov plynu	množstvo plynu [t/h]	percentuálny podiel [%]
BOF (konvertorový plyn)	129	100
BFG (vysokopecný plyn)	452,7	100
COG (koksárenský plyn)	11,75	60
NG (zemný plyn)	6,04	9,2

Tab.8 Plný režim spaľovania zmesi BOF,BFG,COG,NG

4. Návrh paroplynového bloku

V tejto kapitole sa budem zaoberať popisom jednotlivých komponentov energetického bloku.

Navrhnutý energetický blok bude pozostávať z týchto základných častí:

Časť A: dve plynové turbíny od firmy General Electric GE 9171 E

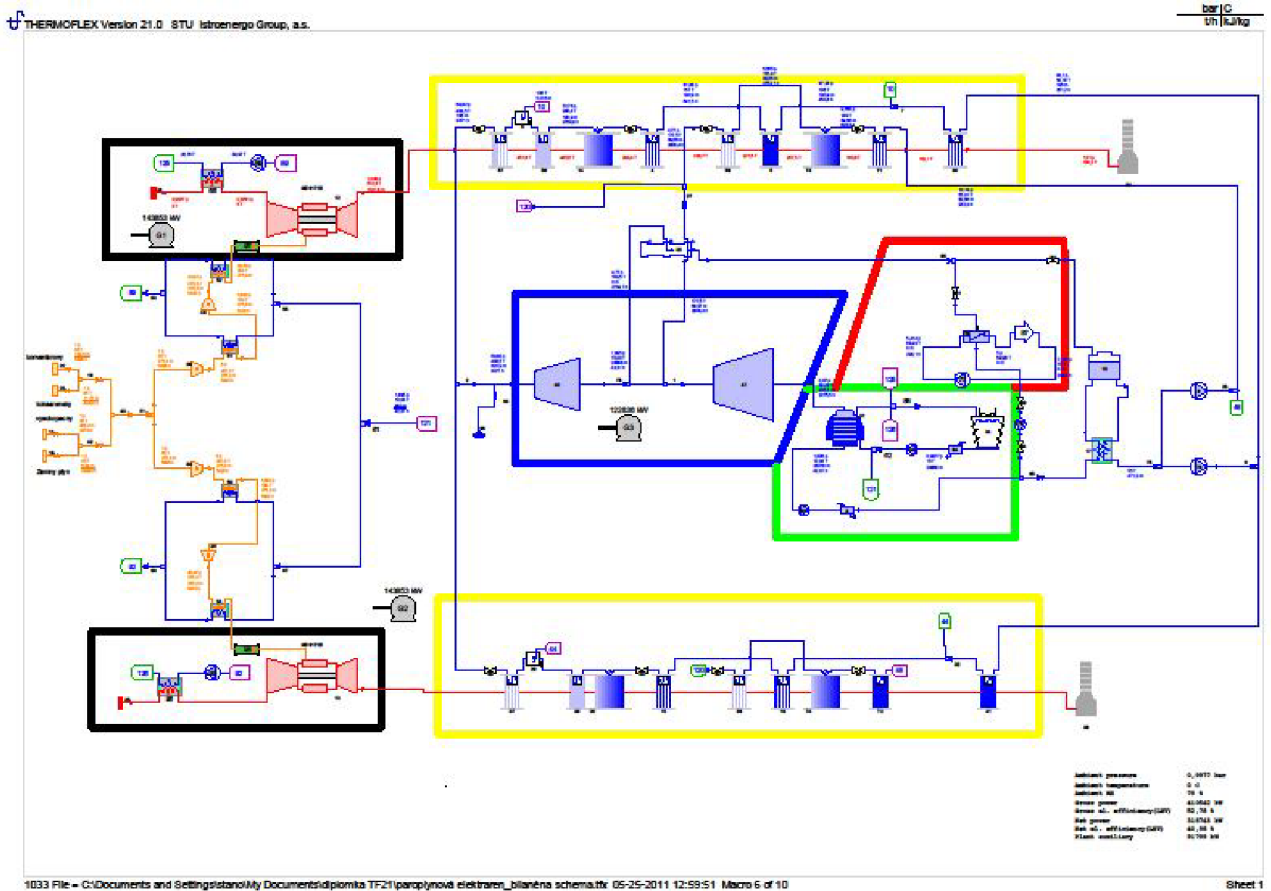
Časť B: dva spalínové kotle (2 x HRSG)

Časť C: parná turbína

Časť D: kondenzačná časť elektrárne

Časť E: odberová časť elektrárne

Na Obr. 10. Je znázornená bilančná schéma paroplynovej elektrárne, ktorá je rozdelená na jednotlivé časti.



- Legenda: časť A – ———— dve plynové turbíny od firmy General Electric GE 9171 E
časť B – ————— dva spalínové kotle (2 x HRSG)
časť C – ————— parná turbína
časť D – ————— kondenzačná časť elektrárne aj s chladiacimi vežzmi
časť E – ————— odberová časť elektrárne pre dodávky tepla

Obr.10. Bilančná schéma energetického bloku

4.1. Spaľovacia turbína GE 9171E

4.1.1 Vysoká spoľahlivosť a schopnosť plynovej turbíny GE 9E

GE Energy má viac ako 500 kusov typu 9E plynových turbín v prevádzke, ktoré sú akumulované nad 23 miliónov spaľovaných) hodín pre bežných a industriálnych zákazníkov- často v klimaticky ťažkých podmienkach, od púštnej horúčavy, cez tropickú vlhkosť, až po arktickú zimu. Frame 9E bola predstavená v roku 1978 s výstupom 105MW. Odvtedy Frame 9E bola zlúčená z mnohými zlepšujúcimi komponentami (prešla mnohými vylepšujúcimi zmenami) a dnes sa môže pýšiť výstupom cez 126MW. V konfigurácii kombinovaného obehu je schopná dosiahnuť 52.7% účinnosť.

Pre zákazníkov, ktorý potrebujú zvýšiť výkon, GE Energy ponúka voliteľný balík zvýšenia výkonu, ktorý môže poskytnúť zvýšenie do 2,1% výstupu a tak ako pri 1.7% redukcii v teplotnej intenzite pri použitíach jednoduchého obehu. Akékoľvek využitie používania jednoduchého alebo kombinovaného obehu, základné nastavenie, alebo vrcholný výkon 9E turbín, ktoré sú konštruované s integrovaným systémom, ktorý zahŕňa ovládacie prvky, príslušenstvo, kanálíky, stlmenie. GE's Dry Low NOx (DLN) spaľovací systém je tiež dostupný na 9E, napríklad na získanie NOx a CO emisii pod 15 ppm a 25 ppm respektíve pri spaľovaní zemného plynu.

4.1.2. Palivová flexibilita

Navrhované pre spoľahlivú prevádzku a minimálnu údržbu v konkurencii s nízkou cenou 9E plynová turbína má tiež flexibilitnú schopnosť spracovania paliva – zahrňuje zemný plyn, ľahké a ťažké destilované oleje, naftu, ropu a (zostatkový olej)- so schopnosťou prepnúť z jedného plynu na druhý počas behu pod záťažou. Tento stroj môže tiež spáliť druhy Medium-Btu alebo Low-Btu plynov, zahrňujúci Syngas vyrobený z oleja alebo uhl'ového splynovanie a Blast Furnace Gas zmiešaný s bohatším plynom.

V jednoduchom obehu je 9E spoľahlivá, s nízkou obstarávacou cenou stroja pre vrcholný výkon, kým jej vysoko kombinovaný obeh účinne pomáha redukovať náklady v základnej výkonnej prevádzke. Kompaktný dizajn 9E poskytuje flexibilitu v umiestnení v továrni tak dobre ako jednoduché zvýšenie výkonu pri postupnom zvyšovaní kapacity. V spojení s generátorom je 9E tiež dobre umiestnená pre použitie mechanického pohonu.

V Tab.9. sú ukázané vybrané hodnoty pre jednoduchý cyklus pri použití plynovej turbíny z označením GE 9E a pri výrobe energie 50 Hz

	jednotky	hodnota
výkon turbíny	MW	126,1
Hrubý tepelný výkon turbíny	kJ/kWh	10 653
Tlakový pomer		12,6:1
Množstvo plynu	kg/s	418
rýchlosť turbíny	rpm	3000
Teplota výfukových plynov	°C	543

Tab.9 Kombinovaný cyklus

4.1.3 Integrovaná GE 9E plynová turbína pre oceliarne

Obrovským rastom v hutníckom priemysle, stúpa záujem o zvýšenie produktivity a tiež zlepšenie enviromentálnej charakteristiky. K dosiahnutiu týchto cieľov, spoločnosti skúmajú nové cesty na zlepšenie výkonu a efektivity. Od roku 1990 GE Energy pracovala so zákazníkmi na riešení návrhu na vyžitie (BFG) vysokopecného plynu, ako vedľajší produkt výrobného procesu, na zabezpečenie vnútornej úspornej energie a dodávky pary- zatiaľ čo sa znižujú emisie továrne.

V oceliarniach BFG je produkovaný v priebehu spaľovania vysokopecného koksu. BFG môže byť efektívne rekuperovaný a použitý, zmiešaním s koksárenským plynom (COG) je ďalší vedľajší produkt výroby ako palivo pre energiu a výrobu pary. Návrh na 9E plynovej turbíny s jej flexibilnou schopnosťou spracovania paliva, je vyvinutá a preukázaná ako účinné flexibilné a komplexné riešenie pre tento návrh továrne. 9E má pevnú 25 ročnú históriu efektivity a spoľahlivosti - čo dokazuje viac ako 600 jednotiek používaných v rôznych (výrobách energie) generátoroch a továrňových aplikáciách s viac ako 23 miliónmi hodín prevádzky a to hlavne pre jej robustný a flexibilný dizajn. Dokumentovaná stredná doba bezporuchovej prevádzky je viac ako 2000 hodín. Riešenie GE zahŕňa 9E plynovú turbínu, generátor a kompresor hnacieho plynu, používaných v procese kombinovaného okruhu.

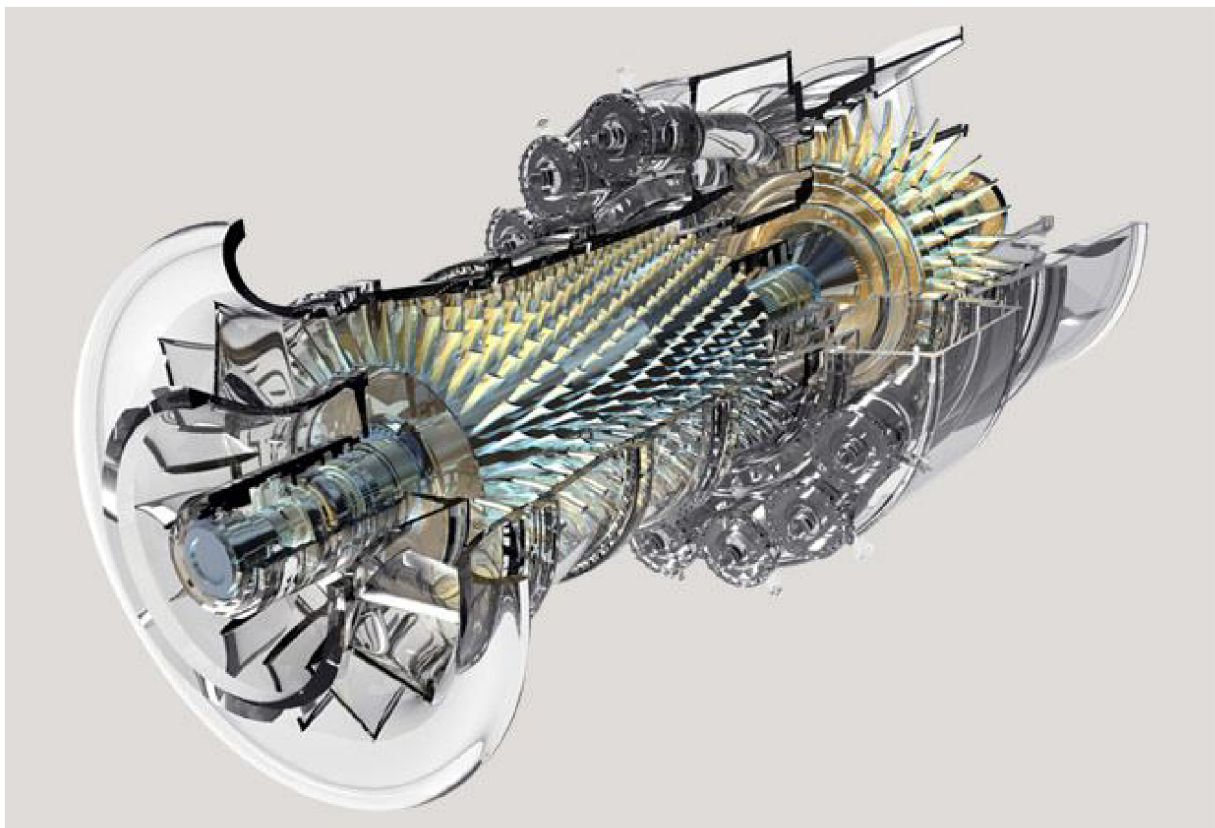
Zariadenia:

- Jedno hriadeľová zostava pre plynový turbogenerátor a kompresor hnacieho plynu.
- Oddelená hriadeľová zostava pre parnú turbínu a jej generátor s prípustným flexibilným štartom a opätovným použitím vhodnej už existujúcej parnej turbíny

- Maximalizované použitie BFG s limitovaním COG požiadavkami pre redukciu vplyvu na ekológiu (ekologický dopad)
- predpokladaná celková účinnosť 43% (LHV)
- predpokladané celkové zvýšenie výkonu na 170 MW

Výhody:

- Široké spektrum nízkych BTU palív (BFG, základné oxidačnopecné plyny, COG, Corex*) na podporu objednávateľov vo výnimočných situáciách
- Zvýšenie výkonu – viac energie a tepla s redukciou plynu
- Redukovanie CO₂ a skleníkových plynových emisií tak dobre ako redukovanie COG objemu
- Vysoká spoľahlivosť, dlhé údržbové intervaly riešenia v nízkych udržiavacích nákladoch a vyššia použiteľnosť
- Vyššia výroba energie môže vytvoriť prebytok elektriny na predaj do lokálnej siete, uvedenej do pomocného príjmu výroby



Obr.11. Plynová turbína na spaľovanie hutníckych plynov z označením GE 9E

Na obrázku 11 je znázornená plynová turbína na spaľovanie plynov z označením GE 9E, ktorá je v jedno hriadeľovej zostave, pozostávajúcej z nasledujúcich častí:

-Generátor spalín

- 17 stupňov axiálneho kompresora s jedným stupňom s IGVs

- 14 stupňov prstencových komôr

Výkonová turbína

- 3 stupne vysokotlaková výkonová plynová turbína

Táto plynová turbína tiež obsahuje DLN1 + spaľovací systém, ktoré znižujú emisie tým, že palivo obsahujúce vysoké percento vodíka alebo iných vysokých parafínov udrží v spaľovacej komore čo najdlhšie, aby sa spálil skoro celý obsah nežiadúcich prvkov. Je vybavená aj Multi-Nozzle Quiet Combustor (MNQC), vďaka ktorej je možné spaľovať celú radu stredne a nízko výhrevných palív, vrátane hutníckych plynov.[10]

4.1.4 Generátor

Generátor je vzduchom chladený, s frekvenciou 50 Hz typu GE 9A5 or Brush BDAX9. Obsahuje aj kontrolný panel, ktorý kontroluje ochranu, elektrické budenie, reguláciu. Generátor je umiestnený mimo kontajner, ktorý pomocou kontrolného panela vie riadiť elektrický výkon v širokom rozsahu okolitých teplôt. [11] Elektrický výkon generátora je navrhnutý s ohľadom na výkonový rozsah spaľovacej turbíny vo všetkých prevádzkových režimoch (t.j. v rozsahu od min. po max. teplotu spaľovacieho vzduchu).

4.1.5 Kontajner

Všetky hlavné zariadenia sú inštalované a dodávané vo vode odolnom kontajneri s odnímateľným krytom pre rýchlu výmenu a údržbu. Skladá sa z dvoch častí a to z priestoru turbíny a z priestoru generátora. Obidve časti sú chladené vzduchom a vybavené osvetľovacím systémom v nevybušnom prevedení. Kontajner je štandardne opatrený zvukovou izoláciou (garantovaná je priemerná úroveň hlučnosti 85 dB(A) meraná 1 m od steny zariadenia a 1,5 m nad úrovňou terénu pri plnom výkonovom zaťažení zariadenia). Tento limit sa nedá v niektorých prípadoch dodržať a to hlavne pri nábehových a odstávkových režimoch.

4.1.6 Základový rám

Spaľovacia turbína a elektrický generátor je dodávaná zo základovým rámom. Základový rám je veľmi dôležitá súčasť každej turbíny a generátora, pretože sú v nej uložené hlavné komponenty a tento rám nám slúži aj na transport z montážneho závodu na miesto inštalácie. Celý set spaľovacej turbíny bude uložený na pružných podložkách, ktoré budú umiestnené medzi základový rám setu a betónovú platňu.

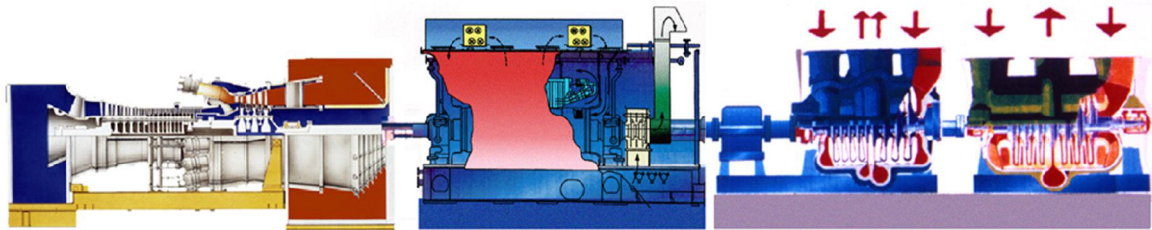
4.1.7 Vzduchový systém

V každej dodávke turbosetu je súčasťou základného rozsahu modulárny, viacstupňový filtračný systém vzduchu. Chladiaci vzduch pre chladenie generátora a chladenie kontajneru je filtrovaný na rovnakú úroveň čistoty ako spaľovací vzduch. Vzduchové filtre sú umiestnené v samotnej nadstavbe nad hlavným kontajnerom turbosetu.[11] Súčasťou nadstavby sú obslužné plošiny, rebríky a systém osvetlenia. Vzduchový systém môžeme doplniť o:

- **Proti námrazový systém** (anti – icing system) – zabezpečuje predohrev spaľovacieho vzduchu v prípade zimných mesiacoch keď nám teplota okolia klesne na hodnotu nebezpečenstva tvorby námrazy na vzduchových filtroch. Nebezpečenstvo tvorby námrazy je v dôsledku nízkych teplôt okolia a vysokej vlhkosti vzduchu.
- **Systém chladenia spaľovacieho vzduchu** (evaporative system, chilling system) – tak ako proti námrazový systém má aj systém chladenia spaľovacieho vzduchu za úlohu chladiť nasávaný spaľovací vzduch za účelom zvýšenia účinnosti turbogenerátora v prípade vysokých teplôt okolia.

4.1.8 Palivový kompresor

Palivový kompresor je mechanické zariadenie, ktoré zvyšuje tlak plynu. Tieto kompresory nám zaručujú nepretržitú dodávku plynu, počas dodržania podmienok určujúcich tlak pod akým potrebujeme privádzať plyn do plynovej turbíny. V mojom prípade bude plynový kompresor na jednom hriadelí spolu s plynovou turbínou 9E a s generátorom GE 9A5. Na Obr.12 je znázornené ako sú zapojené všetky tri zariadenia.



Plynová turbína 9E

generátor 9A5

plynový kompresor

Obr. 12 Zapojenie plynovej turbíny, generátora a olejovo-plynového kompresora

Plynové kompresory sú v sústave sériovo zapojené a za každým kompresorom je tepelný výmenník, takzvaný intercooler. Plynové kompresory v koncepcii elektrárne majú za úlohu zvýšiť tlak plynov z približne atmosférického tlaku v prvom stupni na 6 bar , a v druhom stupni zo 6 bar na 21bar. Priebeh nárastu teploty plynu z 35 °C na teplotu 207 °C v prvom stupni. Nasleduje "schladenie" v intercooleri a potom v druhom stupni kompresora sa mi zvyšuje tlak z 6 bar na požadovaných 21 bar a z teploty 207 °C na 273 °C. Výstupná teplota z plynového kompresoru je ešte chladená na teplotu cca 234 °C.

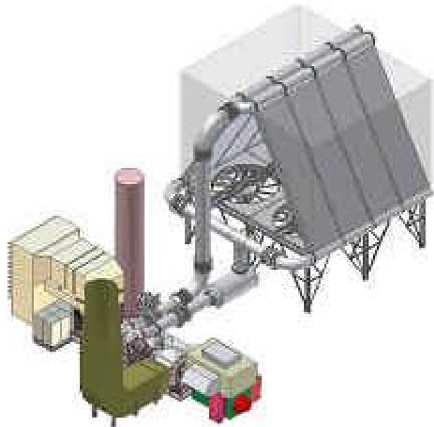
4.1.8 Medzichladenie - intercooler

V turbosete sa nachádza systém medzichladenia, ktorý obsahuje trubkový výmenník, kompenzátory a nerezové potrubia Medzi chladenie umiestnené medzi výstupom z nízko tlakovej časti kompresora a vstupom do vysoko tlakovej časti kompresora. Výstup a vstup je realizovaný pomocou špirálových skriň, ktoré musia byť navrhnuté tak aby bola tlaková strata čo najmenšia.[10]

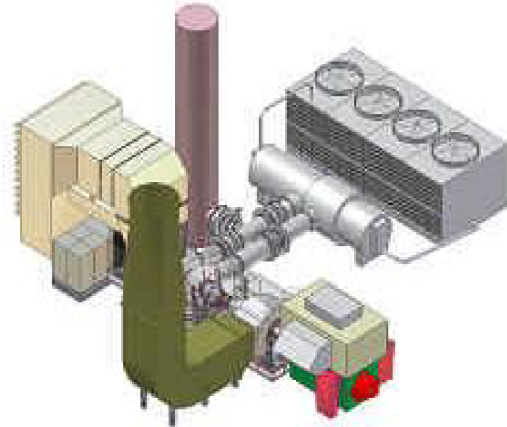
Systém môže byť realizovaný v prevedeniach:

Vzduch - vzduch (obr. 13) toto riešenie nepotrebuje žiadnu vodu. Uplatňuje sa v oblastiach, kde je voda nedostatková alebo veľmi znečistená a my by sme museli investovať veľké množstvo peňazí na čistenie vody. Tento systém sa používa aj v oblastiach kde voda drahá. Výmenník obsahuje rebrované trubky. V prípade, že teplota klesne pod 4°C ventilátory sa vypínajú. V oblastiach s vysokými okolitými teplotami môže byť systém doplnený o výparné chladenie. Tento systém by však už potreboval určitú časť vody, aby pokryl vysoké „špičkové“ teploty, pri ktorých sa teplota zvyšuje.

Vzduch - voda (obr. 14) predstavuje riešenie pre oblasti s dostupnosťou vody. Tento typ medzi chladienia je použitý v mnohých priemyselných aplikáciách. Základom medzi chladiča je trubkový výmenník, ktorý je štandardizovaný API 660 a TEMA C. Kvôli zamedzeniu problémov s údržbou leží medzi chladič na úrovni zeme, aby bol dostupnejší v prípade opráv a kontrol. Tento systém medzi chladienia je dobré používať aj pri „špičkových“ vysokých teplotách. [10]



Obr. 13. Medzi chladič vzduch – vzduch



Obr. 14. Medzi chladič vzduch – voda

4.1.9 Protipožiarny systém

Hlavný modul turbosetu je dodávaný s protipožiarnym systémom ochrany, ktorého súčasťou sú nasledujúce zariadenia:

- Optické detektory plameňa
- Snímače úniku plynu
- Teplotné snímače
- Zvukové hlásiče
- Rozvody hasiaceho média CO₂ a rozprašovacie trysky
- tlakové nádoby z CO₂ umiestnené na ráme mimo hlavného modulu
- 24 V akumulátory a nabíjačka

Výstražné zvukové hlásiče sú aktivované v prípade zaznamenania nebezpečnej koncentrácie plynov alebo v prípade zistenia požiaru. V takýchto prípadoch je aktivovaný havarijný vypnutie turbogenerátora a uzatvorenie vzduchových klapiek. Po uzatvorení vzduchových klapiek je aktivovaný samotný hasiaci systém.

4.1.10 Bezpečnostné skúšky plynovej turbíny GE 9E

Testovanie spôsobilosti:

- vyváženie rotora a maximálnej rýchlosti bez zaťaženia v 9E plynovej turbíne je vykonaný v továrni pred zaslaním turbíny na miesto inštalácie
 - test softvéru je schválený na kontrolnom paneli 9E turbíny pred zaslaním na miesto inštalácie
 - test nadkritickej rýchlosti a test najväčšieho prevádzkového napätia sú vykonané na mieste inštalácie
 - výkon, hluk a meranie emisii sú tiež vykonané na mieste inštalácie plynovej turbíny 9E
- Všetky skúšky sa vykonávajú aby bolo dosiahnuté splnenie podmienok normy ISO 9001:2000

4.1.11 Spaľovacia turbína s príslušenstvom – Základné technické parametre

Typ spaľovacej turbíny		GE 9171E
Svorkový elektrický výkon (ISO podmienky)	[kWe]	102 720
Elektrická účinnosť	[%]	41
Heat rate	[kJ/kWh]	9 740
Parametre spalín		
– prietok	[t/h]	1741
– výstupná teplota	[°C]	513
– nominálny pretlak spalín	[Pa _(g)]	2 500
Palivo		
– typ	BFG	
– požadovaný vstupný tlak	[bar(a)]	21,6 ± 1,5
– spotreba paliva (LHV 48 528 kJ/kg)	[t/h]	0 – 452,7
– spotreba paliva (LHV 34 300 kJ/Nm ³)	[Nm ³ /h]	0 - 350 000
Palivo		
- typ	COG	
– požadovaný vstupný tlak	[bar(a)]	20,9 ± 1,5
– spotreba paliva	[t/h]	0 – 19,9
– spotreba paliva	[Nm ³ /h]	0 – 46000

Palivo		
- typ	BOF	
- požadovaný vstupný tlak	[bar(a)]	20,5 ± 1,5
- spotreba paliva (LHV 48 528 kJ/kg)	[t/h]	0 - 129,5
- spotreba paliva (LHV 34 300 kJ/Nm ³)	[Nm ³ /h]	0 - 94500
Palivo		
- typ	NG	
- požadovaný vstupný tlak	[bar(a)]	24,1
- spotreba paliva (LHV 48 528 kJ/kg)	[t/h]	0 – 33,0
- spotreba paliva (LHV 34 300 kJ/Nm ³)	[Nm ³ /h]	0 – 45000
Emisie (15 % _{obj.} O ₂ ; suché spaliny)		
- NO _x	[mg/Nm ³]	< 50
- CO	[mg/Nm ³]	< 100
Elektrický generátor		
- Výkon	[kVA]	146 130
- Účinník	[-]	0.8
- Napätie	[kV]	11.5
- Frekvencia	[Hz]	50

Tab.10. Základné technické parametre plynovej turbíny GE 9171E

4.2. Spalinové kotle – HRSG

4.2.1. Charakteristika kotlov, rozdelenie kotlov

Kotle sú technické zariadenia na výrobu pary alebo ohrev kvapaliny ako teplonosnej látky. Konvenčné kotle uvoľňujú teplo spaľovaním paliva v ohnisku a časť vnútornej energie spalín prechádza do teplonosnej látky. Teplonosná látka, ktorá je prebrala časť tepla zo spaľovania je odvádzaná z kotla do tepelných spotrebičov. Spalinové kotle pracujú na podobnom princípe ako konvenčné kotle ale z jedným zásadným rozdielom. Teplo sa

privádza zo spaľovacej komory a predáva svoju tepelnú energiu jednotlivým teplotným plochám.

Rozdelenie kotlov podľa konštrukčných tlakov:

- nízkotlakové - s konštrukčnými tlakmi do 1,7 bar
- strednotlakové - s konštrukčnými tlakmi do 17 bar
- vysokotlakové - s konštrukčnými tlakmi od 17 do 161 bar
- kotle s veľmi vysokými tlakmi - nad 161 bar
- kotle s nadkritickými tlakmi - pri vodnej pare s tlakmi nad 221,29 bar

Prevedenie kotlov:

- horizontálne - (prúdenie spalín horizontálne cez spalínový kotol)
- vertikálne - (spaliny prúdia vertikálne smerom hore)

Horizontálne prevedenie bolo v minulosti doménou USA ale dnes to už neplatí.

Výhody horizontálnych kotlov HRSG:

- je tam prirodzená cirkulácia parovodnej zmesi
- ľahšia montáž kotla, alebo prípadne doplnenie teplo výmenných plôch pri rekonštrukcii kotla

Výhody vertikálnych kotlov HRSG:

- nútená cirkulácia poskytuje rýchlejší nábeh
- veľká výhoda je menšia potrebná zastavaná plocha oproti horizontálnemu kotlu. Výhodné riešenie návrhu pri obmedzených rozmeroch plochy umiestnenia kotla.

V dnešnej dobe už nemôžeme hovoriť, ktorý kotol je lepší alebo efektívnejší, pretože obidve varianty sa dnes realizujú s nútenou aj s prirodzenou cirkuláciou. Výhoda vertikálnych kotlov je hlavne v tom že sa môžu umiestniť na menšej ploche, čo sa dá efektívne využiť pri rekonštrukcii paroplynových elektrární. Pri novom návrhu nebýva problém pre investora vynaložiť o niečo vyššie prostriedky na kúpu pár metrov štvorcových, aby sa mohol umiestniť do elektrárne horizontálny kotol.

4.2.2 Návrh spalínového kotla HRSG

Kotol na odpadné teplo musí byť navrhnutý s cieľom maximálne využiť tepelnú energiu horúcich spalín zo spaľovacej turbíny na výrobu využiteľného tepla vo forme prehriatej pary a horúcej vody. V mojom prípade bude v paroplynovej elektrárni navrhnutý kotol s horizontálnym prúdením spalín, s prirodzenou cirkuláciou parovodnej zmesi vo výparníkových okruhoch. Horizontálny kotol bude tiež obsahovať integrovaný systém termickej úpravy vody (TÚV) a ontegrovaný odplyňovač napájacej vody. Súčasťou dodávaného kotla je plynový prikurovací horák inštalovaný vo vstupnom spaľovacom kanále kotla, ktorý bude navrhnutý tak aby zabezpečoval nominálny parný výkon kotla pri čiastočnom zaťažení spaľovacej turbíny v rozsahu 60 až 100 % nominálneho výkonu spaľovacej turbíny.[11]

Kotol je zostavený z dvoch nezávislých tlakových častí: (VT) vysokotlakový parovodný okruh, (NT) nízko tlakový parovodný okruh.

Vysoko potenciálne teplo spalín sa využíva na generovanie vysokotlakovej (VT) a nízkotlakovej (NT) prehriatej pary v príslušných parovodných okruhoch. Konečné dochladenie spalín sa uskutočňuje v posledných teplo výmenných plochách kotla, ktorými sú rúrkové zväzky, ktoré ochladenia spaliny pred vstupom do hlavného komína v rozmedzí teplôt 110 až 140 °C. V posledných radách teplo výmenných plochách sa bude ohrievať kondenzát. Zaradenie systému TÚV ako integrálnej súčasti spalínového kotla bolo zvolené s cieľom minimalizovať vlastnú potrebu ST pary (pre ohrev kondenzátu) a dosiahnuť tak optimálnu hodnotu termickej účinnosti bloku prevádzkovaného či už v elektrárenskom alebo v teplárenskom režime.

Spalínový ohrievač sieťovej vody je navrhnutý pre ohrev sieťovej vody pri teplotnom spáde (130/70, 90/50)°C. Tepelný výkon ohrievača je zvolený s ohľadom na predpokladanú priemernú potrebu tepla mimo vykurovacieho obdobia (mimo mesiace kde teplota okolia neklesne pod 10 °C). V prípade potreby je možné kotol prevádzkovať aj bez spalínového ohrievača sieťovej vody, ktorý bude v tomto prípade celý odvodnený.

4.2.3 Stručný popis základných častí kotla

Ohrievač napájacej vody

Ohrievač napájacej vody predstavuje teplovýmennú plochu, v ktorej sa ohrieva napájacia voda pred vstupom do výparníka. Toto zariadenie nazývame ekonomizér (EKO).

Ekonomizér je zložený z rúrkových hadov, ktorými preteká ohrievaná voda. Je zavesený do ťahu kotla, obyčajne pred ohrievačom vzduchu, a je zohrievaný prúdiacimi spalinami, ktoré sú naposledy využité na odvod tepla zo spalín a tým sa znižuje teplo odvedené do komína a následne sa znižuje komínová strata.

Výparníky parných kotlov

Výmenník tepla, v ktorom sa dodávané teplo využíva na tvorbu pary sa nazýva výparník. Do výparníka vstupuje voda predhriata na teplotu nasýtenia, takže dodávané teplo slúži na tvorbu pary pri stálom tlaku. Voda sa vo výparníku vyparuje pri konštantnej teplote, teplote nasýtenia. Výparník klasického parného kotla pozostáva z vertikálnych trubíc, ktoré ochladzujú spaľovací priestor kotla. Základnou podmienkou vysokej prevádzkovej spoľahlivosti výparníka je zabezpečenie dobrého chladenia jeho stien vyhovujúcim a stabilným obehom (cirkuláciou) vody a parovodnej zmesi. Podľa druhu síl, využívaných na obeh vody a parovodnej zmesi existujú vodorúrové výparníky kotlov s obehom:

- prirodzeným
- núteným
- prietokovým

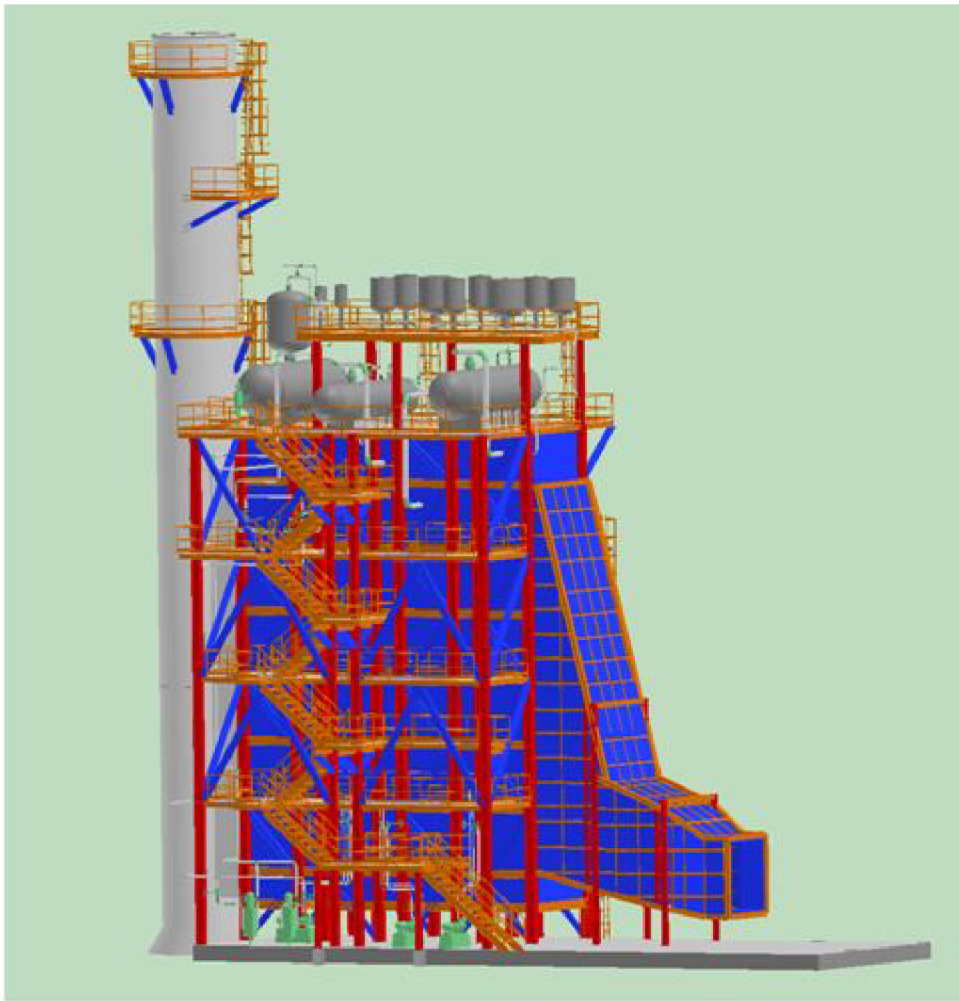
V mojom prípade som zvolil výparník s prirodzeným prúdením vody a parovodnej zmesi. Nútený obeh vody je po ekonomizér kde končí na výstupe do bubna výparníka. Bubon výparníka je do polovice naplnený kotlovou vodou, ktorá má teplotu na úrovni bodu varu pri tlakovej úrovni. Nad hladinou vody sa nachádza para. Zavodňovacími rúrami sa voda dostáva do zavodňovacích komôr. [3] Na výstupe z varníc je zmes vody a sýtej pary ohriata na bod varu. Dôležitým parametrom je cirkulačné číslo.

Cirkulačné číslo je koľkokrát má 1 kg vody obehnúť výparníkom než sa odparí (vysokotlakový kotol $C = 6$ až 10 , stredotlakový kotol $C = 20$ až 70 , nízkotlakový kotol $C = 100$ až 200)

Prehrievač pary

Je to výmenník tepla, v ktorom sa nasýtená para zohrieva na konečnú teplotu vďaka vysokej teplote spalín z plynovej turbíny. Nasýtená para sa zohrieva kvôli zvýšeniu účinnosti parnej turbíny alebo aby sa zabránilo kondenzácii pary v rozvodnom potrubí. Para nemusí vždy vstupovať do prehrievača, ale môže sa odvádzať na miesto jej využitia. Prehrievač môže byť umiestnený buď v stene ohniska, prípadne v tvare dosky zavesený na strope ohniska (využíva sálanie), alebo sa umiestňuje do oblasti druhého ťahu kotla za ohniskom v tvare

hadov, ktoré využívajú prestup tepla sálaním.[3] V kotloch stredných alebo veľkých výkonov sa prehrievanie na požadovanú teplotu uskutočňuje v dvoch, prípadne v troch prehrievačoch. Pri použití viacstupňového prehrievača sú medzi jednotlivými stupňami prehrievača umiestnené regulátory teplôt, ktoré chránia prehrievač pred prehriatím ich stien. Regulátory teplôt zabezpečujú požadovanú teplotu pary na výstupe



Obr.15. Kotol na odpadné teplo

4.2.4 Technická špecifikácia kotla na odpadné teplo

Vstupný spalinový kanál kotla

Spaliny spaľovacej turbíny budú vstupným spalinovým kanálom privádzané do výmenníkovej časti kotla. Tvar spalinového kanála zabezpečuje rovnomerné rozdelenie prúdu spalín po celom vstupnom priereze do teplovýmennej časti kotla. Kanál bude vyrobený z oceľového plechu hrúbky 6 mm. Vonkajšie steny kanála budú vzduchotesne zvarené, patrične vystužené a opatrené vnútornou izoláciou. [11] Vnútorná izolácia bude na strane

spalín pokrytá plechmi zo žiaruvzdornej ocele. Spalinový kanál bude opatrený vlezovými dvierkami.

Moduly kotla

Teplo výmenná časť kotla pozostáva z konvenčných teplo výmenných plôch zostavených z vertikálne usporiadaných zväzkov rebrovaných rúrok, ktoré sú pretekané horizontálnym prúdom horúcich spalín. Teplo výmenné plochy kotla budú začlenené do štyroch modulov. Rúrkové zväzky budú vo výrobnom závode spolu s komorami, podperami, obvodovým spalinovodom, nosným rámom a výstuhami zostavené do prepraviteľných montážnych celkov – modulov. Moduly horizontálneho kotla sú samonosné. Zavesenie rúrkových zväzkov na ocelový rám modulu umožňuje ich tepelnú dilatáciu vo vertikálnom smere (nadol). Steny modulu sú vyrobené z ocelového plechu hrúbky 6 mm, sú vzduchotesne zvarené a patrične vystužené. Vnútorne steny modulu (obtekané spalínami) sú pokryté vnútornou izoláciou. Vnútorňa izolácia je tvorená rohožami minerálnej vlny, ktoré sú zo strany spalín prekryté vnútorným oplechovaním. Spôsob uchytenia pomocou narážacích kolíkov a upevňovacích podpierok umožňuje teplotnú dilatáciu vnútorného oplechovania. Steny modulu sú privarené k nosnému ocelovému rámu modulu.[11]



Obr.16. Osadzovanie modulov spalinového kotla

Tlakový systém kotla

Z dôvodu optimalizácie využitia tepelnej energie spalín, je spalinový kotol navrhovaný ako dvojtakový parný kotol s spalinovým ohrievačom sieťovej vody. Ohrievač sieťovej vody je radený ako posledná teplovýmenná plocha kotla (v smere prúdenia spalín) a zabezpečuje optimálne vychladenie spalín pred ich zaústením do hlavného komína.

Tlakové celky vysokotlakového (VT) a nízkotlakového (NT) parovodného okruhu sú riešené nasledovne:

- Napájacia voda je privádzaná do kotla z výtlatku napájacích čerpadiel cez napájaciu hlavu tvorenú súborom armatúr a zabezpečujúcu reguláciu hladiny v kotlovom telese. Napájacia voda je po ohriatí v ekonomizéri privádzaná do kotlového telesa. Vysokotlakový ekonomizér je delený, pozostáva z niekoľkých rúrkových zväzkov.

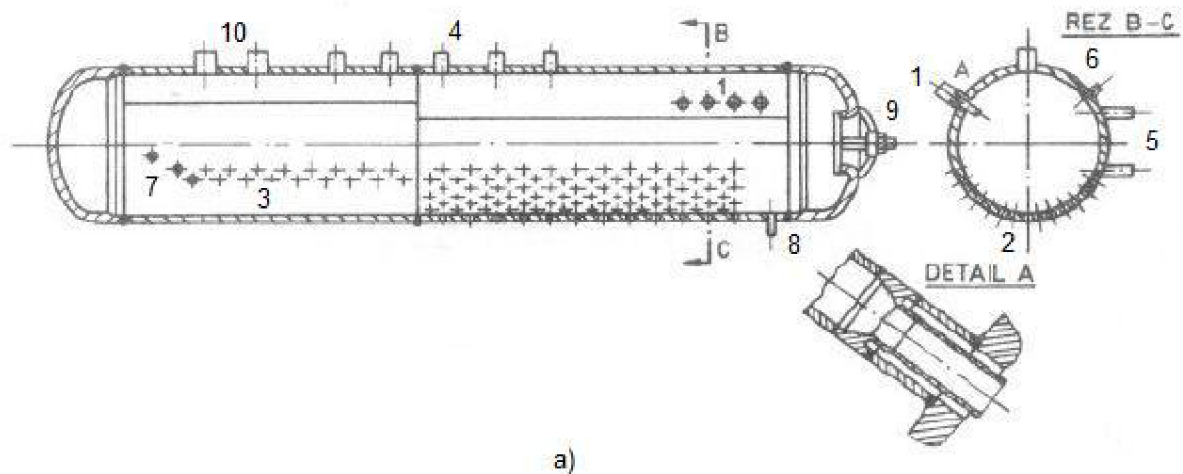
- Výparníkový okruh pozostáva z kotlového telesa, zavodňovacích rúrok, rúrkových zväzkov konvekčného výparníka a prevádzacích rúrok. Výparníkové zväzky sú zásobované kotlovou vodou systémom nevyhrievaných zavodňovacích rúr cez spodné zberné komory. Parovodná zmes tvoriaca sa pri prechode ohrievanými rúrkovými zväzkami výparníka je systémom prevádzacích rúrok privádzaná do kotlového telesa. Cirkulácia parovodnej zmesi vo výparníkovom okruhu je prirodzená. [11]

- Sýta para odvádzaná z kotlového telesa je následne prehrievaná v zväzkoch prehrievača pary. V prípade (VT) vysokotlakového parovodného okruhu sa výstupná teplota pary reguluje vstrekom napájacej vody. Napájacia voda je pomocou vstrekovacej trysky rozprašovaná do prepojovacieho potrubia medzi vstupným a výstupným prehrievačom pary .

- Celý tlakový systém kotla je plne odvodniteľný a odvzdušniteľný. A to hlavne proti neprípustnému zvýšeniu tlaku chránený poistnými ventilmi a vybavený zákonnou armatúrou. Poistné ventily sú umiestnené na výstupnom parnom potrubí a na kotlovom telese.

Kotlové teleso

Nevyhrievané kotlové telesá sú súčasťou vysokotlakového a strednotlakového výparníkového okruhu (VT bubon, NT bubon).Kotlové teleso valcového tvaru s eliptickými dnami je opatrené prielezom s prielezovým uzáverom. Súčasťou kotlového telesa je vnútorná stavba zabezpečujúca separáciu čiastočiek vody z prúdu sýtej pary, resp. požadovanú čistotu pary. Na plášti kotlového telesa je navarený potrebný počet nástavcov pre pripojenie potrubí napájacej vody, sýtej pary, zavodňovacích rúrok, prevádzacích rúrok, odluhu a dávkovania chemikálií. Súčasťou kotlového telesa sú merania hladiny a tlaku, ktoré sú voči nedovolenému stúpnutiu tlaku chránené zabezpečovacím zariadením (poistnými ventilmi).[11]



Obr. 17. Kotlové teleso (a - stredotlakového, b - zostavba telesa)

1 - Prívod napájacej vody z ekonomizéru, 2 - Zavodňovacie rúrky, 3 - Prívod parovodnej zmesi, 4 - Odvod sýtej pary, 5 - Pripojenie vodoznaku, 6 - Pripojenie manometra, 7 - Odluh, 8 - Odkal, 9 - Prielez, 10 - Pripojenie k poistným ventilom

Výstupný spalinový kanál

Ochladené spaliny z výstupného modulu kotla sú pomocou výstupného spalinového kanála zaústené do sopúcha hlavného komína. Výstupný spalinový kanál bude vyrobený z oceľového plechu hrúbky 6 mm. Vonkajšie steny kanála budú vzduchotesne zvarené, patrične vystužené a opatrené vnútornou izoláciou. Vnútorná izolácia bude na strane spalín pokrytá plechmi z uhlíkovej ocele. Súčasťou kanála je tkaninový kompenzátor, ako aj revízny otvor s vlezovými dvierkami.

Integrovaný odplyňovač – napájacia nádrž

Pre zamedzenie tvorby korózie vo varnom systéme kotlov a následne aj v parnom a kondenzátom systéme je potrebné znížiť obsah O_2 a CO_2 v napájacej vode. Rozpustnosť týchto plynov vo vode s nárastom teploty klesá, pričom je minimálna pri teplote sýtosti. Požadované zníženie koncentrácie O_2 a CO_2 bude dosiahnuté odplynením vratného kondenzátu v termickom odplyňovači. Odplyňovač bude osadený priamo na napájacej nádrži, v ktorej bude odplynená napájacia voda zhromažďovaná pri teplote sýtosti.[11]

Ohrev napájacej vody (pri teplote sýtosti) bude zabezpečený napojením napájacej nádrže na samostatný výparníkový okruh pozostávajúci zo zavodňovacích rúrok, rúrkového zväzku (obtekaného spalinami) a prevádzacích rúrok. Cirkulácia napájacej vody v tomto výparníkovom okruhu bude prirodzená. Pri prechode napájacej vody týmto okruhom je generovaná syta para. Táto je následne z napájacej nádrže odvádzaná do odplyňovača, kde sa využije na predohrev kondenzátu a jeho termické odplynenie. V prípade, ak pre termické odplynenie kondenzátu je potrebné väčšie množstvo pary (napr. ak je teplota vratného kondenzátu príliš nízka), bude možné pre odplynenie využiť aj redukovanú NT admisnú paru. Napájacia voda bude z napájacej nádrže vedená potrubím na saní napájacích čerpadiel. Kapacita napájacej nádrže bude dostatočná pre zabezpečenie napájania VT a NT parovodného okruhu po dobu sedem minút v prípade poruchy na strane dopĺňania nádrže kondenzátom.[11]

Napájacia nádrž bude navrhnutá ako horizontálna tlaková nádoba opatrená prielezovým uzáverom, nevyhnutnými meraniami hladiny a tlaku. Voči nedovolenému stúpnutiu tlaku je nádrž chránená zabezpečovacím zariadením (poistný ventil). Termický odplyňovač bude navrhnutý pre zníženie koncentrácie O_2 na úroveň < 7 ppb

Hlavný komín

Vychladené spaliny budú z kotla vyvedené hlavným komínom do atmosféry. Hlavný komín je riešený ako trojzložkový (nosný plášť + vnútorný izolácia + nerezová vložka), jednoprieduchový, samonosný. Nosnou časťou komína je vonkajší oceľový plášť. Vnútorná časť komína (sopúch) je tvorená nerezovou vložkou. Medzi nerezovou vložkou a vonkajším nosným plášťom je tepelná izolácia. Hrúbka izolácie je navrhovaná s ohľadom na maximálnu teplotu spalin a maximálnu dovoľenú teplotu vonkajšieho povrchu plášťa (t.j. max. $50^{\circ}C$ pri teplote okolia $20^{\circ}C$). Komín je po výške delený na niekoľko dielov navzájom spojených zoskrutkovaním prírub. Dilatácia nerezovej vložky voči plášťu je pri každom diely riešená samostatne. V spodnej časti je komín ukončený pätkou, cez ktorú je pomocou kotviacich

skrutiek priskrutkovaný k betónovému základu. Kotviace skrutky spolu s kotviacou šablónou alebo kotviacim košom sú súčasťou dodávky komína. Medzi spodnou hranou sopúcha a kotviacou pätkou je umiestnený revízny otvor a zberná nádoba kondenzátu.[11]

Kotol na odpadné teplo ďalej pozostáva z nasledovných zariadení a konštrukčných celkov:

- Prepojovacie potrubia
- Nábehový expandér, prevádzkový expandér
- Schody a plošiny

Pre technickú špecifikáciu boli použité podklady spoločnosti Istroenergo Group, a.s

4.3 Parná turbína

4.3.1 Charakteristika a rozdelenie

Parné turbíny sú lopatkové rotačné stroje, v ktorých sa tepelná energia pary mení na mechanickú energiu. Para preteká medzi lopatkovými kanálmi, expanduje a jej tepelná energia sa mení na kinetickú, ktorá sa odvádza ako mechanická energia.[1] Podľa tlaku v medzere medzi rozvážacím a obežným kolesom delíme turbíny so stupňami:

- rovnotlakové (akčné stupne)
- pretlakové (reakčné stupne)
- špeciálny typ rovnotlakového pracovného stupňa (stupeň s niekoľkými radami obežných lopatiek) - Curtisovým kolesom

Ďalšie rozdelenie parných turbín je podľa typu turbíny:

- kondenzačná turbína
- protitlaková turbína
- turbína z odberom pary

Kondenzačná turbína

Takto sa volá turbína, za ktorou po realizácii parného obehu nasleduje kondenzátor. Minimálne teploty kondenzácie v prípade vody sa pohybujú už od 15 °C. Táto teplota závisí na lokalite a na spôsobe chladenia kondenzátora. Tlak za turbínou býva približne 0,002 MPa,

preto sa zvykne hovoriť, že para expanduje do vákua. Pri takýchto nízkych hodnotách môžeme povedať, že výstupná para nie je vhodná na dodávku tepla. Pri nutnosti dodávky tepla môže byť turbína opatrená regulovanými odberovými miestami.

Protitlaková turbína

Protitlaková turbína je vhodná tam, kde okrem elektrickej energie potrebujeme aj tlakovú paru na technologické procesy (chemický, potravinársky priemysel) a na vykurovanie. Dodávané teplo má nízke parametre. Ak je ale požiadavka na kvalitnejšiu paru, turbína musí byť opatrená regulovanými odberovými miestami. V tomto prípade to má za následok znižovanie výroby elektrickej energie. Nemôžeme dodávať iba tepelnú energiu alebo len elektrickú energiu.

4.3.2 Popis turbíny

Pri výbere parnej turbíny som musel vychádzať z faktu, že počas zimných mesiacov bude odoberať paru na vykurovanie. Turbínu bude možné prevádzkovať v širokom rozsahu od plného kondenzačného režimu, kedy turbína nebude odvádzať žiadnu paru, resp. žiadne teplo na iné účely, až po maximálny odberový režim, kedy bude kondenzačnou časťou turbíny pretekať približne 18% prietoku pary.

Turbínová skriňa

Parná turbína je z jednej turbínovej skrine, ktorá je pripojená na generátore. V turbíne je použitý vodou chladený kondenzátor. Kryty turbíny sú rozdelené horizontálnou rovinou v hornej a dolnej polovici. Svorníky sú vyrobené z tepelne odolnej legovanej ocele. Predná vysokotlaková časť skrine je vyrobená z liatej ocele. Vstupná časť turbíny je dvojplášťová konštrukcia, kde vnútorný plášť je vyrobený z ocele. Vonkajší plášť je vyrobený z oceľových plechov, na ktorých je umiestnený výfuk. Výfuková vetva má obdĺžnikový tvar. Predná časť skrine turbíny je pripojená cez výstupky v horizontálnej rovine na predný ložiskový podstavec. Montáž v horizontálnej rovine zaisťuje, že akékoľvek rozšírenie vzhľadom na tepelné účinky má neutrálny vplyv na rotor a stator. Vnútorný plášť sa montuje vo vodorovnej rovine vonkajšieho plášťa. Centrovanie v axiálnom smere je zaistené vodiacimi čapmi na prednej a zadnej časti krytu. Výfukový priestor je vybavený vstrekovacím chladiacim systémom, ktorý sa používa ak množstvo pary prechádzajúcej zadnou časťou je nízke a teplota na lopatkách sa nám zvyšuje na cca 90 °C.

Rotor turbíny

Rotor turbíny je vyrobený z pevného kovania, alebo je zo zváraných blokov, ktoré zahŕňajú prírubovú spojku na spojenie ku generátoru. Pripojenie tuhej spojky a generátora je pomocou skrutiek. Spojka je navrhnutá tak aby odolala skratu a kritickým otáčkam. Rotor je vybavený impulzným typom lopatiek. Rotujúce stupne sú vybavené valcovým profilom. Posledné stupne používajú skrútený profil. Rotujúce lopatky sú namontované na rotore do písmena „T“ upnutými na päte lopatky alebo vidlicou kľbovej päty. Rotujúce lopatky sú zviazané v zväzkoch lopatkovej bandáže. Posledné rotujúce lopatky sú voľne stojace a sú opatrené protikoróznou ochranou, ktorá je dosiahnutá kalením počas výroby lopatiek.

Nízkotlaková turbína

Turbínová skriňa nízkotlakovej časti turbíny je dvojprúdová a je z dvojplášťovej konštrukcie. Vonkajší a vnútorný plášť je zváraný. Steny vonkajšieho plášťa nízkotlakovej časti tvoria obdĺžnikové odsávače pary. Dolná polovica krytu je privarená na výfukový krk. Výfukové pary sú odvádzané do vodou chladeného kondenzátoru. Na okraji vonkajšieho plášťa sú privarené držiaky, ktorými je kryt pripevnený na základovú dosku. Extrakčné vetvy sa nachádzajú v dolnej polovici vnútornej skrine turbíny a sú vedené cez kondenzačné hrdlo a priechodnú stranu skrine turbíny.

Trysky a membrány

Komory trysiek sú umiestnené v prednej časti turbínovej skrine. Segmenty trysiek sú fixované v parnej skrini. Membrány sú vyrobené z ocele a na nich sú privarené tryskové kaskády. Membrány sú rozdelené vo vodorovnej osi pravidelne v hornej aj dolnej polovici.

4.3.3 Návrh turbogenerátora

Parný turbogenerátor je navrhnutý s cieľom zabezpečiť optimálnu premenu tepelnej energie generovanej v spalínových kotloch (vo forme VT a NT prehriatej pary) na elektrickú prácu. Parná turbína turbogenerátora bude navrhnutá ako jednotelesová, kondenzačná, s jedným regulovaným odberom alebo prívodom pary. Turbínu bude možné prevádzkovať v širokom rozsahu výkonov od plne kondenzačného režimu až po maximálny odberový režim. Pri plne kondenzačnom režime bude elektrický výkon na svorkách generátora 122 836 kW pri teplote okolia 0 °C. Pri maximálnom odberovom režime, kedy turbínou preteká 20 % prietoku pary bude elektrický výkon na svorkách generátora 76 293 kW pri teplote okolia 0 °C.

Parametre VT (admisnej) pary 69,82 bar(a) / 484°C boli zvolené s ohľadom na maximalizáciu termickej účinnosti paroplynového cyklu. Do vstupnej časti VT dielu turbíny nám bude privádzané zo spaľovacieho kotla množstvo pary 196 t/h pri teplote okolia 0 °C. Pri plnej kondenzácii za rovnakých okolitých podmienok môžeme spracovať ešte navyše 67 t/h pary, ktorý je privedený na NT diel turbíny. Množstvo pary odoberané z turbíny pri maximálnej odberovej prevádzke bude limitované minimálnym dovoleným prietokom pary cez výstupnú (kondenzačnú) časť parnej turbíny (cca 15%). Z vypočítaných tepelných bilancií bloku bude možné pri maximálnom odbere pary pokryť potrebu tepla pri teplotnom spáde sieťovej vody 70 / 130°C v zimných mesiacoch a 50/90 °C v jarných a jesenných mesiacoch. Výstupná mokrá para je odvádzaná z parnej turbíny do vodného kondenzátora.

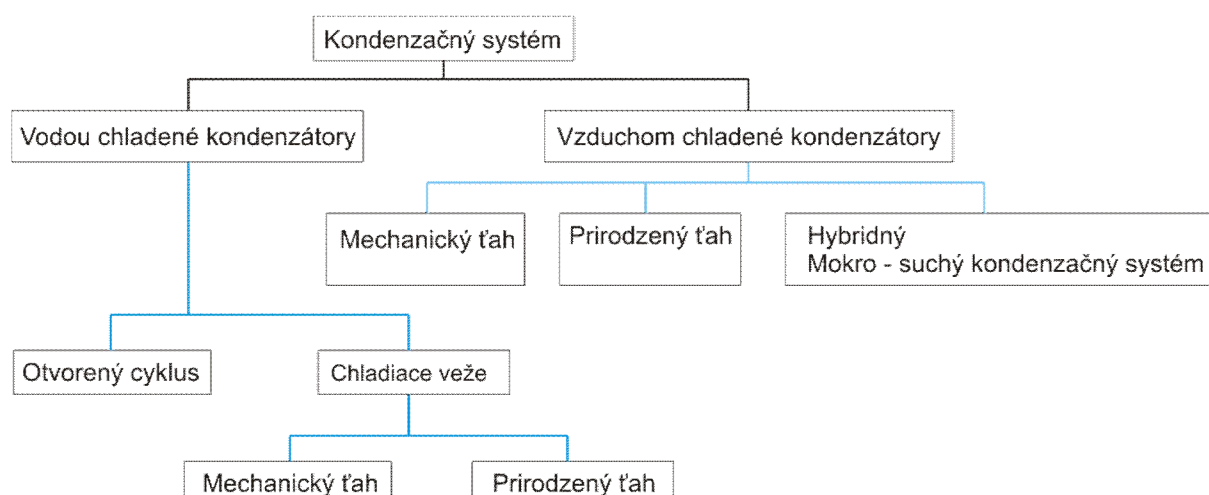
4.4 Kondenzačná časť

4.4.1 Charakteristika a rozdelenie

Odstránenie veľkého množstva tepla obsiahnutého v pare, ktorá vystupuje z parnej turbíny sa uskutočňuje v kondenzačnom systéme. Množstvo tepla, ktoré musí kondenzátor odstrániť v závislosti na technológii udáva Tab. 11.

	Konvenčné elektrárne	Paroplynový kombinovaný cyklus	
	Qrej v zhl'adom na celkový výkon (%)	Qrej v zhl'adom na celkový výkon (%)	Qrej v zhl'adom na výkon parnej turbíny (%)
Malá elektráreň (cca. 25 MW)	200	80	250
Veľká elektráreň (cca.500MW)	100	60	165

Tab.11. Príklad množstva odstráneného tepla v kondenzátore



Obr. 28. Rozdelenie kondenzačných systémov

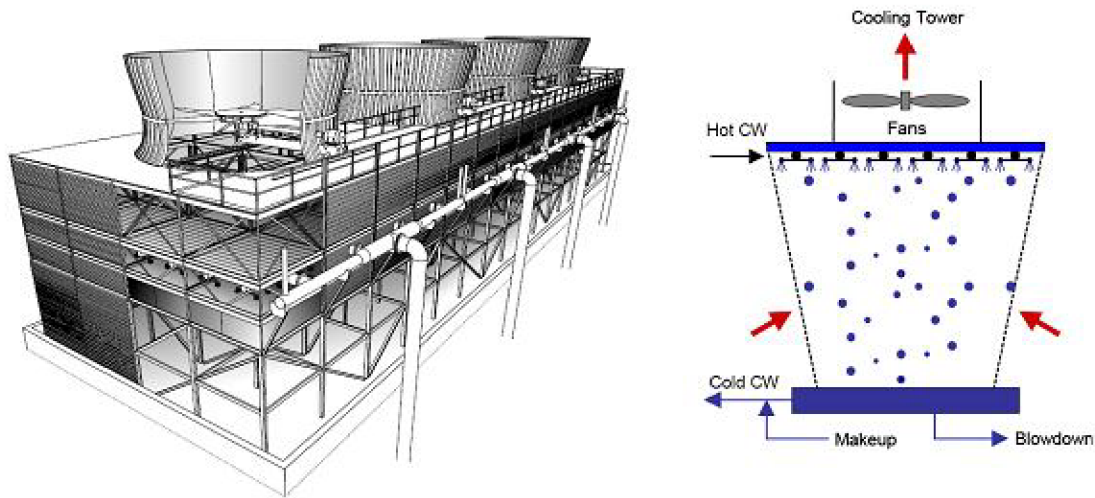
Voľba kondenzačného systému je podmienená hlavne dostupnosťou vody a klimatickými podmienkami v mieste inštalácie. Ďalej je potreba prihliadať na investičné náklady, množstvo doplňujúcej vody a jej cenu, formovanie stĺpca hmloviny nad chladiacou vežou, veľkosť zastavanej plochy. Určenie kondenzačného systému je veľmi dôležitá úloha už pri prvých návrhových etapách.

Mokrú chladiacu vežu s núteným ťahom

Mokrú chladiacu vežu s núteným ťahom bude navrhnutá pre miestne klimatické pomery za účelom zabezpečenia odvodu nízko potenciálneho tepla z chladiaceho okruhu kondenzátora parnej turbíny. Navrhovaný typ chladiacej veže pozostáva z niekoľkých článkov, pričom v každom článku je inštalovaný jeden axiálny ventilátor chladiaceho vzduchu.

Princíp činnosti

Chladiaca voda je po ohriatí v kondenzátore parnej turbíny privádzaná potrubím chladiacej vody na vstup chladiacej veže, odkiaľ je následne vnútorným distribučným potrubným rozvodom privádzaná k rozstrekovacím tryskám. Pomocou trysiek sa chladiaca voda rozstrekuje na povrch chladiacej výplne, ktorá je obtekaná prúdom chladiaceho média, t.j. atmosférického vzduchu. [11] V kanálikoch chladiacej výplne dochádza k priamemu kontaktu medzi chladiacou vodou a atmosférickým vzduchom. Ochladená chladiaca voda steká z chladiacej výplne a je zberaná v bazéne, odkiaľ je prečerpávaná hlavnými chladiacimi čerpadlami do kondenzátora. Na Obr. 19. je znázornená principiálna schéma mokrej chladiacej veže z núteným ťahom.



Obr. 19. Principiálna schéma mokrej chladiacej veže s núteným ťahom

Proces ochladenia vody je založený na dvoch fyzikálnych princípoch:

- pri obtekaní kvapôčok chladiacej vody studeným vzduchom dochádza k prenosu tepla konvekciou,
- časť chladiacej vody sa pri kontakte s chladiacim vzduchom odparuje; príslušné výparné teplo je odvádzané do chladiaceho vzduchu, pričom odparená voda zároveň spôsobuje nasycovanie chladiaceho vzduchu vodnou parou (relatívna vlhkosť vzduchu na výstupe z chladiacej veže $RH = 1$).

V prípade mokrých chladiacich veží výrazne prevažuje druhý spôsob prenosu tepla. Chladenie vody sa teda uskutočňuje na úkor odparenia časti chladiacej vody. Ďalšie straty chladiacej vody vznikajú v dôsledku vynášania neodparených kvapôčok vody prúdom chladiaceho vzduchu mimo chladiacu vežu (tzv. straty úletom). Pri prevádzke chladiacej veže je teda potrebné straty chladiacej vody (t.j. straty odparom a úletom) kontinuálne dopĺňať. [11]

4.5. Systém ohrevu sieťovej vody

Ohrev sieťovej vody v mojom prípade bude zabezpečovať výmenníková stanica (para/sieťová voda). Para, ktorá je odvedená z parnej turbíny bude ohrievať pomocou výmenníkovej stanice sieťovú vodu na požadované hodnoty 70/130 °C a 50/90 °C.

Výmenníková stanica

Výmenníková stanica bude súčasťou technologického zariadenia strojovne parnej turbíny. Je navrhnutá pre ohrev sieťovej vody pri teplotnom spáde 70 / 130°C. Ako zdroj vykurovacej pary bude použitá prednostne prehriata para vyrábaná v NT parovodnom okruhu spalínového kotla. V prípade, ak potreba pary na ohrev sieťovej vody bude vyššia ako výkon NT spalínového kotla, časť vykurovacej pary bude odoberaná z neregulovaného odberu parnej turbíny. Výmenníková stanica bude pozostávať z dvoch dvanásť kusových rúrkových parných ohrievačov sieťovej vody, s integrovaným chladičom kondenzátu. Výmenníky budú navrhnuté pre inštaláciu v horizontálnej polohe. Tepelný výkon ohrievača bude regulovaný prietokom vykurovacieho média (odberovej pary) v závislosti na požadovanej výstupnej teplote sieťovej vody.[11]

Popis funkcie

Sieťová voda (ohrievané médium) prúdi rúrkovým zväzkom umiestneným v plášti tepelného výmenníka. Para (vykurovacie médium) je privedená do plášťa tepelného výmenníka, prúdi medzi rúrkovým priestorom, kde sa ochladzuje a kondenzuje. Výška hladiny vo výmenníku sa reguluje kontrolovaným prietokom odvádzaného kondenzátu z výstupu výmenníka. V prípade prekročenia maximálnej dovolenej výšky hladiny (poruchový stav), dochádza k havarijnému odstaveniu prívodu vykurovacej pary, pomocou rýchlo uzatváracej klapky. Plášť výmenníka je opatrený poistnou armatúrou. Na Obr.20 je príklad inštalácie horizontálneho rúrkového parného ohrievača sieťovej vody.



Obr. 20. Horizontálny rúrkový parný ohrievač sieťovej vody

5. Výsledky návrhu energetického bloku

5.1. Plynová turbína

Základná požiadavka od investora (zákazníka Seversteelu) je využitie nízko-výhrevných plynov v maximálnej možnej miere pri najvyššej dosiahnutej účinnosti. S ohľadom na tieto požiadavky som zvolil ako základný prvok v kombinovanom cykle priemyselnú spaľovacu turbínu od General Electric Frame 9E.

Plynová turbína 9171E má spoľahlivú prevádzku a minimálnu údržbu. Vo svete je v prevádzke viac ako 600 jednotiek, ktoré majú už 23 miliónov hodín prevádzky. Má veľmi flexibilnú schopnosť spracovania paliva, a schopnosť prepnúť z jedného plynu na druhý počas behu pod záťažou.

Výber plynovej turbíny som robil z väčšieho množstva plynových turbín z ponúk Alstumu, Siemensu, General Electric. GE 9171E som vybral, pretože podľa skúseností a prevádzkových hodín bola jedna z najspoľahlivejších a najefektívnejších plynových turbín. Má výbornú účinnosť, flexibilné rozmery, ktoré poskytujú flexibilné umiestnenie v továrni. Pri rozhodovaní výberu turbíny zohral veľkú úlohu pomer výkonu a ceny.

Samotné prevedenie je jednoradielové. Na jednom hriadeli sa nachádza samostatná plynová turbína aj s generátorom, taktiež kompresor na plyny (palivo). Táto konfigurácia má rôzne výhody. Z nich najhlavnejšia je účinnosť celej sústavy aj s palivovým systémom.

Požadovaný tlak na vstupe do plynovej turbíny pre zemný plyn je cca 24,1 bar a pre ostatné plyny okolo 21 bar. Takáto požiadavka tlakov na vstupe je typická pre priemyselné typy plynových turbín. Pri nižších tlakoch je turbína schopná prevádzky, avšak pri klesajúcom tlaku plynu klesá aj výkon turbíny a aj účinnosť.

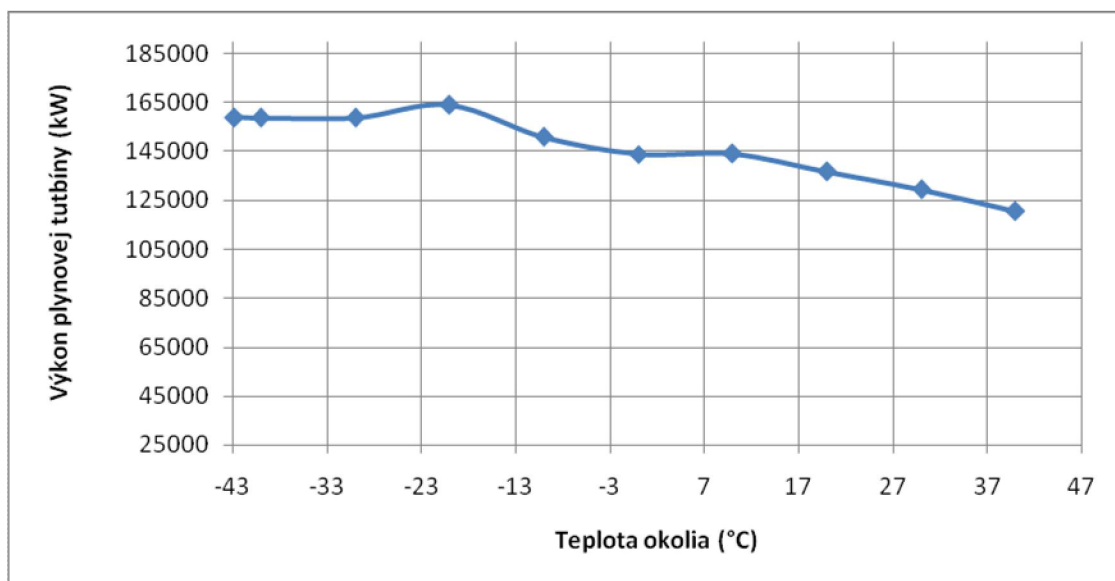
Medzi dvoma plynovými kompresormi sú umiestnené dva stupne medzichladienia, ktoré slúžia na znižovanie teploty plynu z dôvodu účinnosti kompresora. Do plynovej turbíny môže vstupovať plyn o max. teplote 240°C a preto sme sa rozhodli regulovať našu teplotu plyného paliva v rozmedzí teplôt od 225 – 235 °C.

V zimných mesiacoch pri teplotách okolia -9°C až 5 °C je potrebné prevádzkovať tzv. anti-icing systém, t.j. prihrievať vstupný vzduch, aby sa zabránilo zamrznutiu vody obsiahnutej vo vzduchu na kryštalické častičky. To by mohlo mať dopad na bezpečnú prevádzku plynovej turbíny, konkrétne časti kompresora. Pri teplotách okolia, teplotách vzduchu nižších ako -29 °C je taktiež potrebné ohrievať vstupný vzduch na teplotu -29 °C. Dôvodom je dizajnová teplota zariadenia (všetkých súčastí plynovej turbíny) na -29°C.

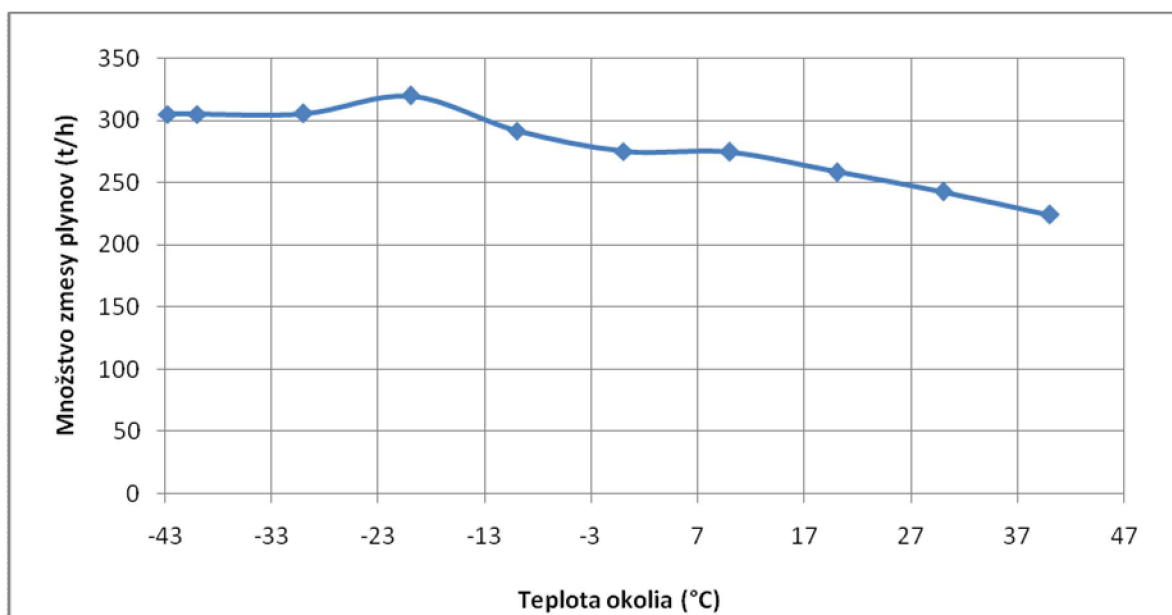
Case	Jednotky										
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Telota okolia	[°C]	-42,7	-40	-30	-20	-10	0	10	20	30	40
Merná spotreba tepla	[kJ/kWh]	9427	9427	9428	9427	9629	9733	9705	9833	9993	10221
Hrubý výkon plynovej turbíny	[kW]	158904	158901	158900	163942	151012	143844	144066	136826	129527	120604
Hrubá účinnosť plynovej turbíny	[%]	38,19	38,19	38,18	38,19	37,39	36,99	37,09	36,61	36,03	35,22
Parametre spalín											
Prietok spalín	[t/h]	1944,3	1944,3	1944,2	1961,5	1817,5	1741,8	1738,9	1660,8	1580,9	1493,9
Výstupná teplota spalín	[°C]	460,6	460,6	460,7	478,2	501	512,3	514,3	526,2	538,7	549
Elektrický generátor											
Výkon generátora	[KW]	158904	158901	158900	163942	151012	143844	144066	136826	129527	120603
Frekvencia generátora	[Hz]	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50
Palivový kompresor											
Vlastná spotreba kompresorov	[kW]	44464	44464	44473	46514	42552	40219	40138	37842	35637	32988

Tab.12. Základné parametre plynovej turbíny

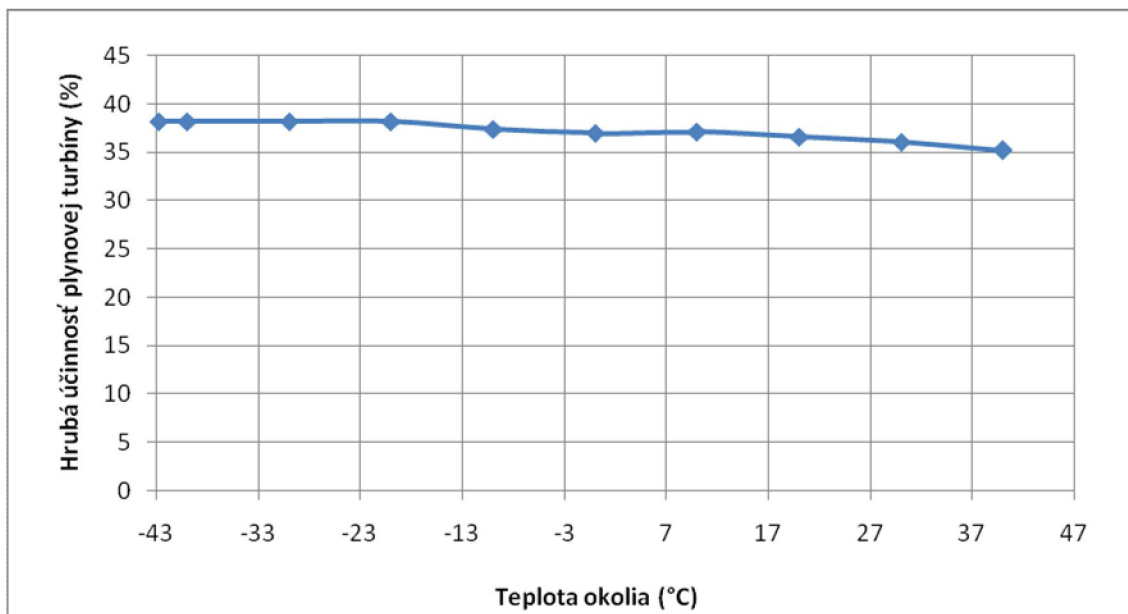
V tabuľke 12 je názorne ukázané ako sa menia jednotlivé parametre plynovej turbíny podľa zmeny okolitej teploty vzduchu. Je zrejmé, že najväčšie straty máme na palivových (plynových) kompresoroch. Výstupná teplota spalín sa nám postupne zvyšuje, čo nám hlavne ovplyvňuje teplota okolia. V nasledujúcich grafoch sú znázornené závislosti účinnosti turbíny, výkon turbíny, množstvo zmesi plynov, ktoré vstupujú do turbíny na zmenu okolitej teploty.



Obr.21 Graf závislosti teploty okolia na výkon plynovej turbíny



Obr.22 Graf závislosti teploty okolia na privádzané množstvo zmesi plynov do plynovej turbíny



Obr.23 Graf závislosti teploty okolia na hrubú účinnosť plynovej turbíny

Z obr.30 je vidno, že hrubá účinnosť plynovej turbíny klesá so vzrastajúcou teplotou okolia. Pri vyšších okolitých teplotách majú spaliny vychádzajúce z plynovej turbíny vyššiu teplotu, ale vplyvom závislosti hustoty vzduchu na teplote je prietok vzduchu turbínou nižší. Tým sa redukuje výkon turbíny.

5.2. Kotel na odpadné teplo (HRSG)

Kotel na odpadné teplo sa bude skladať z vysokotlakovej časti a z nízkotlakovej časti.

Vysokotlaková časť kotla (HP) sa skladá:

- dva prehrievače
- jeden výparník
- tri ekonomizéri

Výstupný tlak a teplota z prehrievača vysoko-tlakej časti kotla na parnú turbínu bude pri teplote okolia 0 °C teplota pary $T=484$ °C a tlak pary $P=69,82$ bar.

Zvolil som horizontálny kotel s prirodzenou cirkuláciou parovodnej zmesi.

Nízkotlaková časť kotla (LP) sa skladá:

- jeden prehrievač
- jeden výparník

- jeden ekonomizér

Nízkotlaková para sa privádza do medzi stupňa parnej turbíny medzi VT a NT diel. Teplota výstupnej pary z nízkotlakovej časti kotla LP do turbíny bude pri teplote okolia $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ teplota pary $T = 177\text{ }^{\circ}\text{C}$. Tlak výstupnej pary z nízkotlakovej časti kotla LP do turbíny bude približne $P = 4,77\text{ bar}$

Celý tlakový systém kotla je plne odvoditeľný a odvzdušniteľný z dôvodu neprípustného zvyšovania tlaku. V tab.13 sú zobrazené základné parametre kotla, ktoré sú závislé na výrobe a teplote spalín z plynovej turbíny.

	Jednotky	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Case											
Teplota okolia	[$^{\circ}\text{C}$]	-42,7	-40	-30	-20	-10	0	10	20	30	40
Vysokotlaková časť kotla											
Množstvo pary na výstupe	[t/h]	342,4	342,4	342,5	378	392,7	397,8	401,9	406,8	411,8	411,2
Tlak pary na výstupe	[bar]	69,82	69,82	69,82	69,82	69,82	69,82	69,82	69,82	69,82	69,82
Teplota pary na výstupe	[$^{\circ}\text{C}$]	455	455,1	455,1	466	471,2	471,2	471,2	471,2	471,2	471,2
Entalpia	[kJ/kg]	3301	3302	3302	3328	3341	3341	3341	3341	3341	3341
Nízkotlaková časť kotla											
Množstvo pary na vstupe	[t/h]	102,8	102,9	102,8	91,14	68,16	57,24	60,87	55,76	50,62	42,97
Tlak pary na vstupe	[bar]	4,77	4,77	4,77	4,77	4,77	4,77	4,77	4,77	4,77	4,77
Teplota pary na vstupe	[$^{\circ}\text{C}$]	177,5	177,5	177,5	177,5	177,5	177,5	177,5	177,5	177,5	177,5
Entalpia	[kJ/kg]	2806,4	2806,4	2806,4	2806,4	2806,4	2806,4	2806,4	2806,4	2806,4	2806,4
Kominová časť											
Teplota spalín do kominá	[$^{\circ}\text{C}$]	131,7	131,7	131,7	131,2	130,5	130,2	130,2	129,8	129,4	134,2

Tab.13 Základné parametre kotla na odpadné teplo

5.3. Parná turbína pri plne kondenzačnom režime

Voľba parnej turbíny bola podmienená skutočnosťou, že počas zimných a jesenných mesiacov sa bude časť pary vyrobenej v kotly na odpadné teplo využívať na vykurovacie účely. Zvolená parná turbína pracuje v širokom rozsahu od plne kondenzačného režimu až po maximálny odberový režim. Parná turbína sa skladá z vysokotlakovej a nízkotlakovej časti.

Vstupné parametre pre vysokotlakovú časť sú: - teplota vstupu pary $484\text{ }^{\circ}\text{C}$

- tlak vstupnej pary $69,82\text{ bar}$

Vstupné parametre pre nízkotlakovú časť sú: - teplota vstupu pary $177\text{ }^{\circ}\text{C}$

- tlak vstupnej pary $4,77\text{ bar}$

(vyššie spomenuté hodnoty sú pri plne kondenzačnom režime parnej turbíny)

Z veľkého množstva turbín bola vybraná turbína od spoločnosti Škoda typu MTD 70. Je to viactelesová turbína, ktorá má možnosť aplikácie regulovaného odberu pary. Za

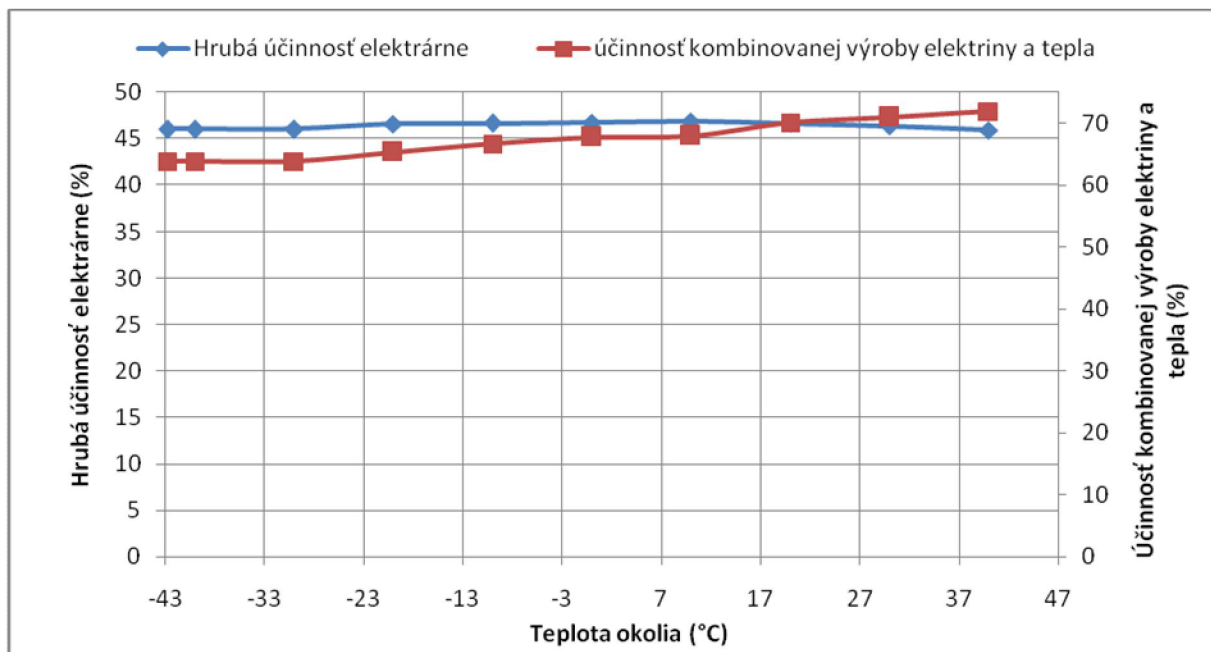
turbínou/kondenzátorom bude umiestnená mokrá chladiaca veža s núteným ťahom. Mokrú chladiacu vežu je navrhnutá pre miestne klimatické podmienky za účelom zabezpečenia odvodu nízko potenciálneho tepla z chladiaceho okruhu kondenzátora. Chladiaca veža bude v zimných mesiacoch podľa okolitých teplôt zatvárať svoje axiálne ventilátory chladiaceho vzduchu, aby sa zabránilo zamrznutiu vody a tým pádom zhoršovaniu alebo úplnému zastaveniu chladiaceho okruhu.

Parný turbogenerátor je navrhnutý s cieľom zabezpečiť optimálnu premenu generovanej tepelnej energie v spalinovom kotly na elektrickú energiu. V tabuľke 13 sú znázornené vybrané hodnoty z parnej turbíny pri plne kondenzačnom režime.

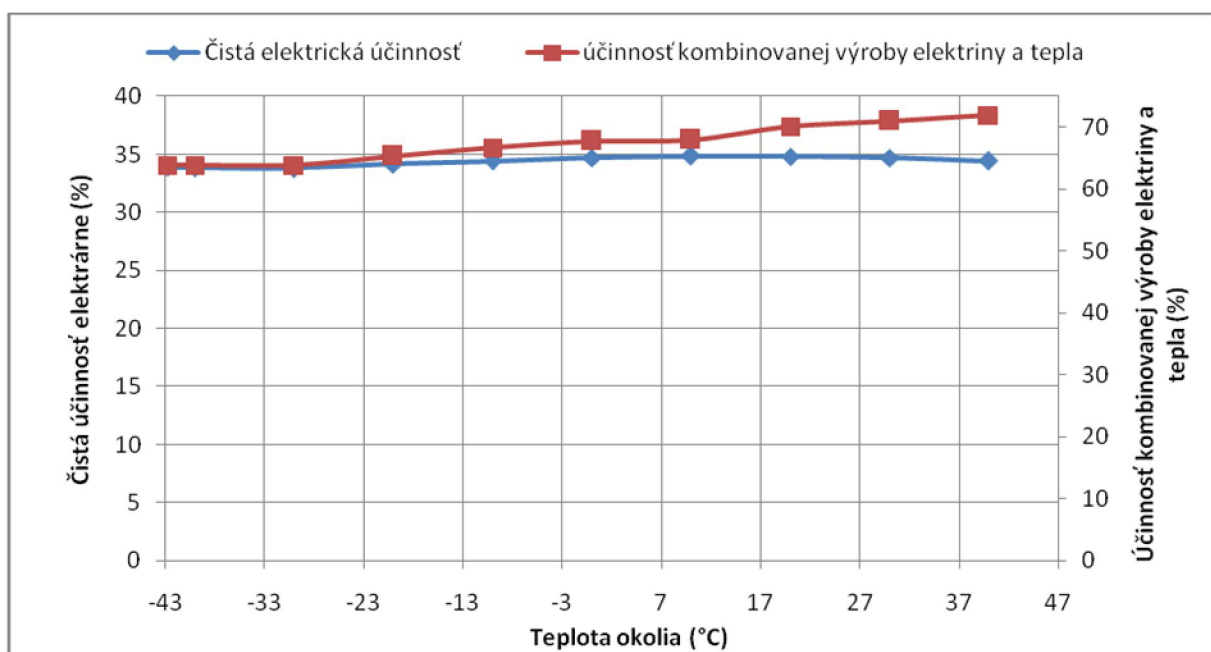
Case	Jednotky										
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Teplota okolia	[°C]	-42,7	-40	-30	-20	-10	0	10	20	30	40
Výkon turbíny	[kW]	114928	114939	114985	125345	127136	127048	124510	120771	117292	110821
Účinnosť parnej turbíny	[%]	91,13	91,13	91,14	91,34	91,43	91,43	91,43	91,43	91,43	91,43
Množstvo pary do turbíny	[t/h]	342,4	342,4	342,5	378	392,7	397,8	401,9	406,8	411,8	411,2
Tlak pary do turbíny	[bar]	69,82	69,82	69,82	69,82	69,82	69,82	69,82	69,82	69,82	69,82
Teplota pary do turbíny	[°C]	455	455,1	455,1	466	471,2	471,2	471,2	471,2	471,2	471,2
Entalpia pary do turbíny	[kJ/kg]	3301	3302	3302	3328	3341	3341	3341	3341	3341	3341
Množstvo pary do kondenzátora	[t/h]	443,2	443,2	443,3	466,9	458,5	452,7	460,3	460,1	460	451,7
Tlak pary do kondenzátora	[bar]	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,06	0,09	0,13	0,205
Teplota pary do kondenzátora	[°C]	28,98	28,98	28,98	28,98	28,98	28,98	36,18	43,79	51,06	60,62
Entalpia pary do kondenzátora	[kJ/kg]	2210,6	2210,6	2210,6	2216,2	2218	2217,3	2252,5	2288,5	2322,5	2366,6
Množstvo chladiacej vody	[t/h]	24000	24000	24000	24000	24000	24000	24000	24000	24000	24000
Teplota chladiacej vody do kondenzátora	[°C]	6,045	6,053	6,085	6,13	6,164	8,9	18,23	27,57	36,95	46,38
Teplota chladiacej vody z kondenzátora	[°C]	15,25	15,26	15,29	15,86	15,72	18,33	27,85	37,27	46,63	55,88

Tab. 14 Základné parametre parnej turbíny pri plne kondenzačnom režime

V tabuľke 14 je výkon turbíny na maximálnych hodnotách aké mi vie parná turbína vyrobiť pri množstve pary, ktoré vystupujú z kotla na odpadné teplo. Pri navrhovaní som musel vychádzať zo základných parametrov pre parnú turbínu. V mojom prípade to bol hlavne tlak a teplota vstupnej pary do turbíny.



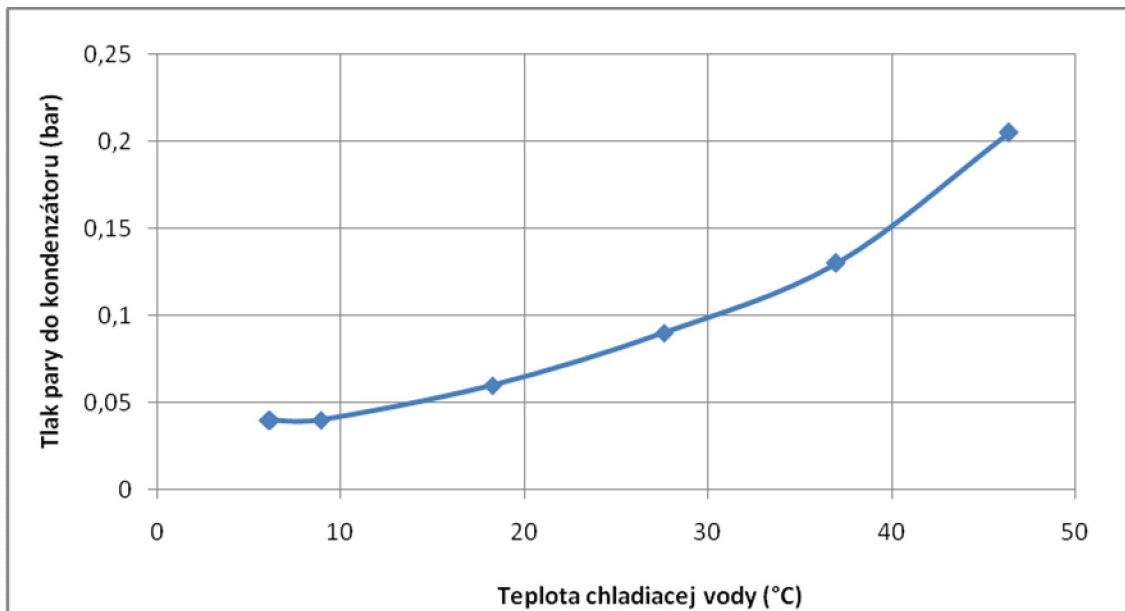
Obr.24 Graf závislosti účinnosti kombinovanej výroby elektriny a tepla a hrubej účinnosti elektrárne na teplote okolia pri kondenzačnom režime



Obr.25 Graf závislosti účinnosti kombinovanej výroby elektriny a tepla a čistej účinnosti elektrárni na teplote okolia pri kondenzačnom režime

Z týchto dvoch grafov je vidno ako nám klesá čistá účinnosť oproti hrubej účinnosti. Obidva stavy sú pri plne kondenzačnom režime. Účinnosť kombinovanej výroby elektrickej energie

a tepla je počas celého roka vyššia ako čistá účinnosť elektrárne. Iný prípad nám nastáva pri hrubej účinnosti elektrárni kedy je účinnosť vyššia až k letným mesiacom, kedy pri teplote okolia 20 °C nám začne účinnosť klesať.



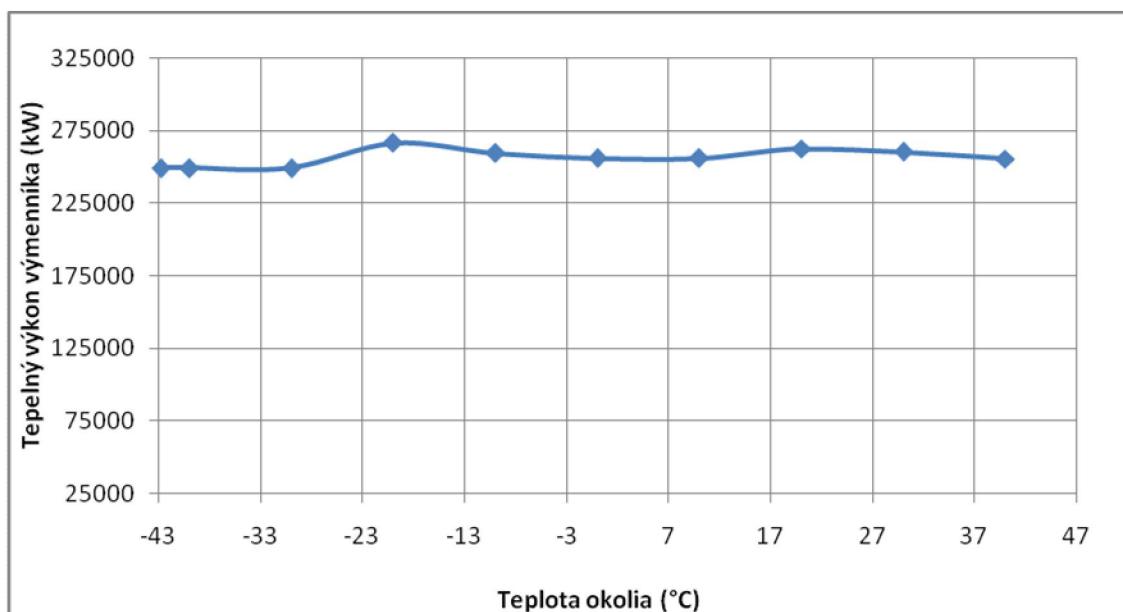
Obr.26 Graf závislosti teploty chladiacej vody na tlaku pary do kondenzátora pri plne kondenzačnom režime

5.4. Parná turbína pri odberovom režime

Odber tepla na účely vykurovania (tepl. spád 130/70) sa bude uskutočňovať pri okolitých teplotách nižších ako 10 °C. Počas letných mesiacov bude odber tepla používaný na ohrev TUV (tepl. spád 90/50). Množstvo odoberanej pary na ohrev TUV je limitované minimálnym množstvom pary do turbíny, do kondenzačnej časti. Tento limit je približne 15 – 18% z maximálneho množstva pary. (tento údaj sa vzťahuje na tento typ turbíny od výrobcu Škoda). V tabuľke 14 sú znázornené vybrané hodnoty z parnej turbíny pri odberovom režime. Ako je v tabuľke vidieť máme veľkú spotrebu energie na tepelnom výmenníku, ktorý nám dohrieva vodu na vykurovanie na požadované hodnoty.

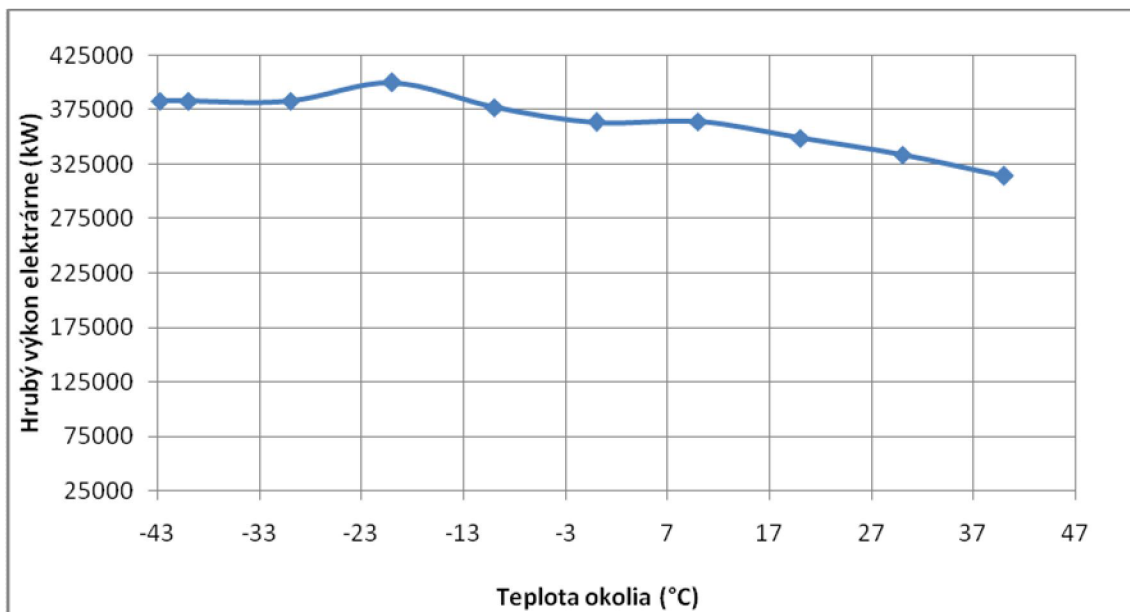
Case	Jednotky										
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Teplota okolia	[°C]	-42,7	-40	-30	-20	-10	0	10	20	30	40
Výkon turbíny	[kW]	65271	65281	65327	72012	75197	75842	76016	75338	74780	73364
Účinnosť parnej turbíny	[%]	32,17	32,15	32,12	32,46	32,68	32,94	33,09	33,02	32,92	32,65
Množstvo pary do turbíny	[t/h]	342,4	342,4	342,6	378,1	392,7	397,8	401,9	406,8	411,9	411,1
Tlak pary do turbíny	[bar]	69,82	69,82	69,82	69,82	69,82	69,82	69,82	69,82	69,82	69,82
Teplota pary do turbíny	[°C]	455,1	455,1	455,1	466	471,2	471,2	471,2	471,2	471,2	471,2
Entalpia pary do turbíny	[kJ/kg]	3302	3302	3302	3328	3341	3341	3341	3341	3341	3341
Množstvo pary do kondenzátoru	[t/h]	91,72	91,74	91,84	91,58	93,44	92,34	95	92,28	89,88	87,05
Tlak pary do kondenzátoru	[bar]	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,045	0,075	0,12	0,185
Teplota pary do kondenzátoru	[°C]	24,1	24,1	24,1	24,1	24,1	24,1	31,03	40,32	49,45	58,41
Entalpia pary do kondenzátoru	[kJ/kg]	2175,6	2175,6	2175,7	2184,8	2189,8	2189,8	2223,8	2267,4	2310,6	2352,5
Množstvo chladiacej vody	[t/h]	12000	12000	12000	12000	12000	12000	12000	12000	12000	12000
Teplota chladiacej vody do kondenzátoru	[°C]	5,946	5,95	5,967	5,987	6,009	8,7	18,23	27,57	36,63	45,63
Teplota chladiacej vody z kondenzátotu	[°C]	7,836	7,841	7,86	7,883	7,948	10,62	20,21	29,5	38,51	47,44
Odoberané množstvo pary do výmenníka	[t/h]	3550	3550	3550	3800	3700	3650	3650	5650	5600	5500
TUV dodávka	[°C]	130	130	130	130	130	130	130	90	90	90
TUV vratka	[°C]	70	70	70	70	70	70	70	50	50	50
Tepelný výkon výmenníka	[kW]	249265	249265	249265	266818	259797	256286	256286	262624	260300	255652

Tab.15 Základné parametre parnej turbíny pri odberovom režime

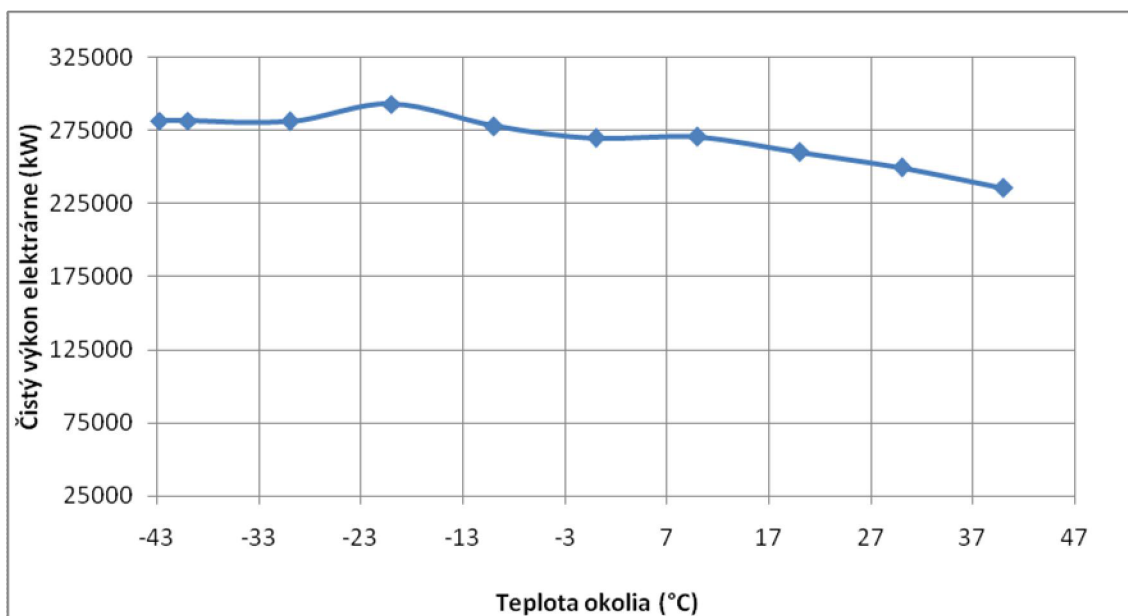


Obr.27 Graf závislosti teploty okolia na tepelný výkon výmenníka pri odberovom režime

V grafe je vidieť, že tepelný výmenník má skoro po celý rok rovnaký tepelný výkon. V období keď teplota okolia bude okolo teploty $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ je tepelný výmenník najviac zaťažený na ohrev vody na požadované hodnoty.

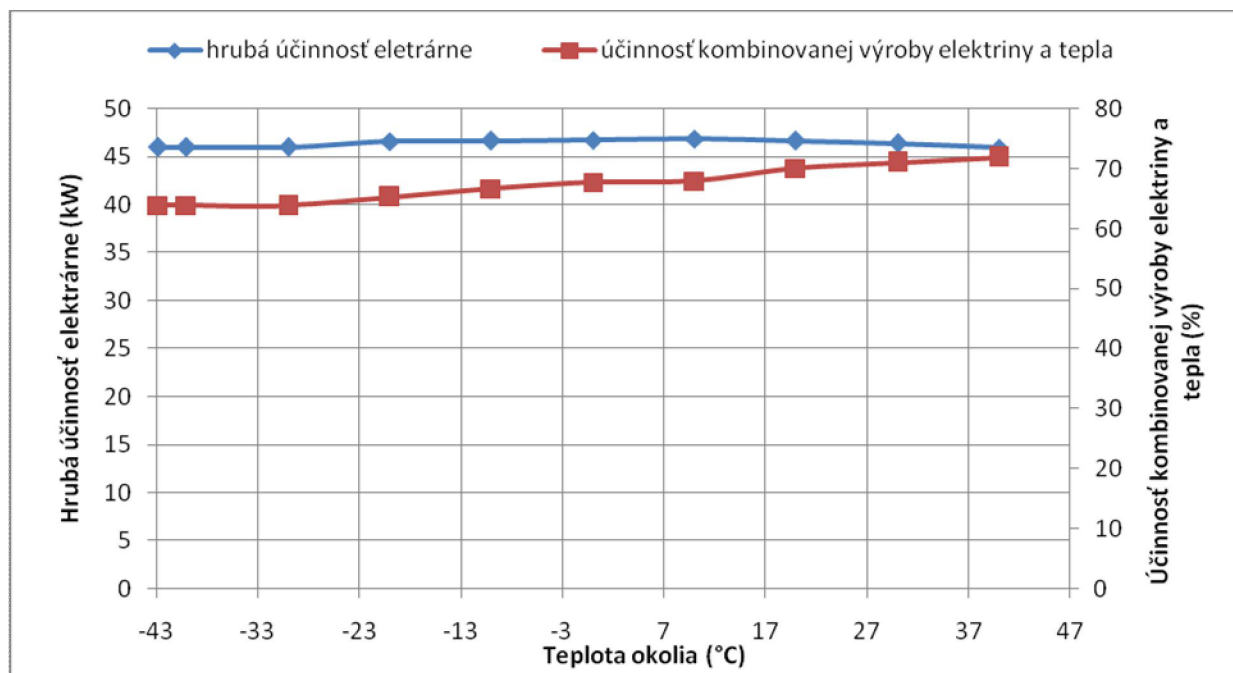


Obr.28 Graf závislosti teploty okolia na hrubý výkon elektrárne pri odberovom režime

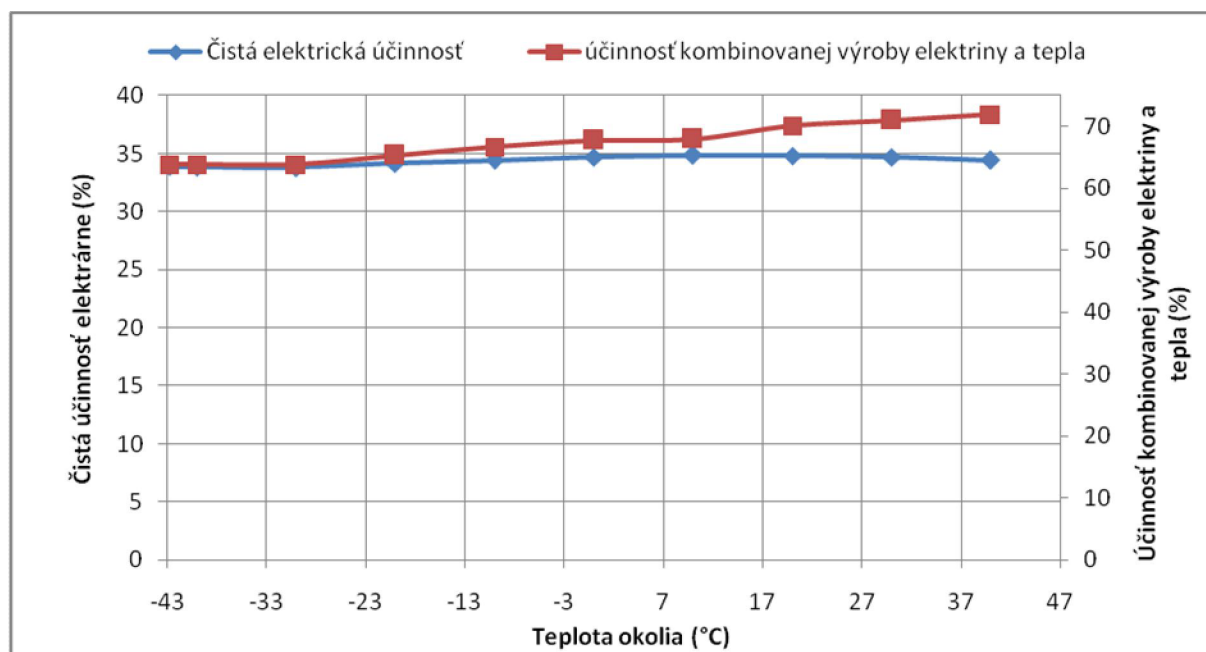


Obr.29 Graf závislosti teploty okolia na čistý výkon elektrárne pri odberovom režime

Čistý výkon elektrárne je asi o 100 MW nižší ako je hrubý výkon elektrárne pri odberovom režime. Veľké množstvo energie sa spotrebuje na vlastnú spotrebu elektrárne, čo nie je dost' výhodné. Najväčšiu vlastnú spotrebu majú plynové kompresory a pri odberovom režime aj tepelný výmenník.



Obr.30 Graf závislosti hrubej účinnosti elektrárne a účinnosti kombinovanej výroby elektriny a tepla na teplote okolia pri odberovom režime



Obr.31 Graf závislosti čistej účinnosti elektrárne a účinnosti kombinovanej výroby elektriny a tepla na teplote okolia pri odberovom režime

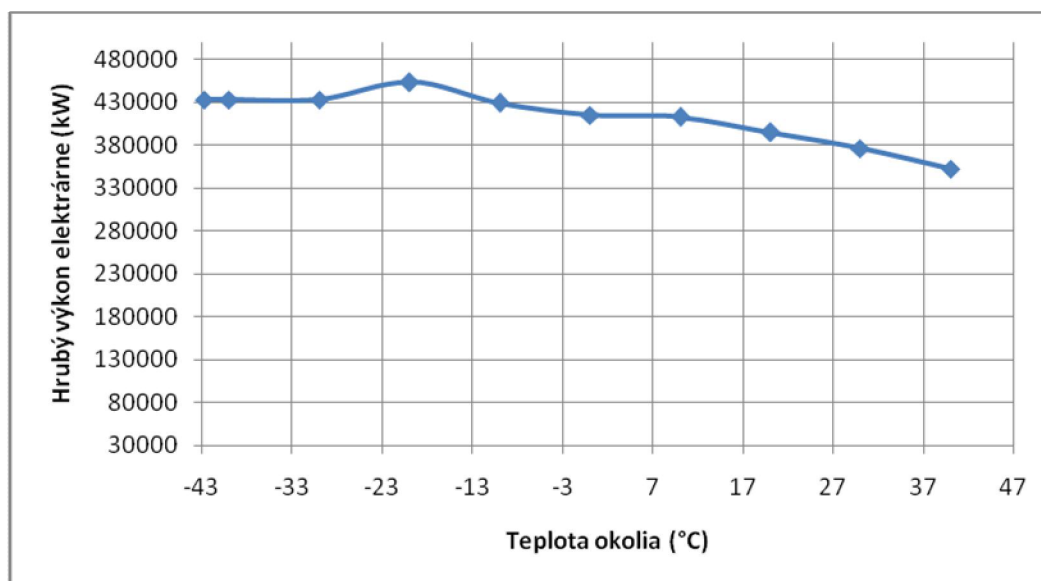
5.5 Kompletizácia parametrov paroplynovej elektrárni

Navrhnuté parametre bloku sumarizuje nasledujúca tabuľka

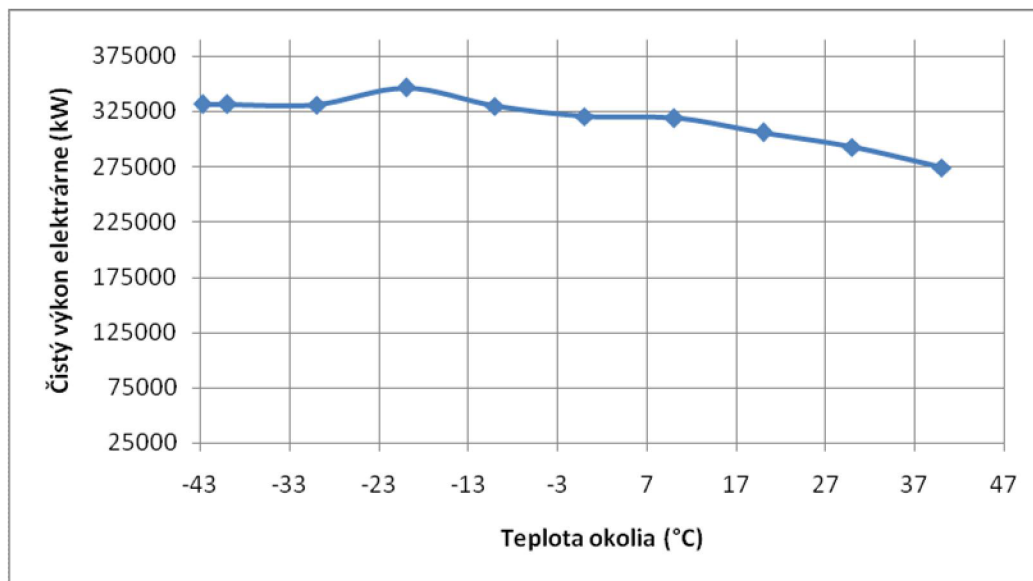
Case	Jednotky	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Telota okolia	[°C]	-42,7	-40	-30	-20	-10	0	10	20	30	40
vlhkosť vzduchu	[%]	79	79	79	79	79	79	79	79	79	79
Plynová turbína											
Merná spotreba tepla	[kJ/kWh]	9427	9427	9428	9427	9629	9733	9705	9833	9993	10221
Hrubý výkon plynovej turbíny	[kW]	158904	158901	158900	163942	151012	143844	144066	136826	129527	120604
Hrubá účinnosť plynovej turbíny	[%]	38,19	38,19	38,18	38,19	37,39	36,99	37,09	36,61	36,03	35,22
Parametre spalín											
Prietok spalín	[t/h]	1944,3	1944,3	1944,2	1961,5	1817,5	1741,8	1738,9	1660,8	1580,9	1493,9
Výstupná teplota spalín	[°C]	460,6	460,6	460,7	478,2	501	512,3	514,3	526,2	538,7	549
Elektrický generátor											
Výkon generátora	[kW]	158904	158901	158900	163942	151012	143844	144066	136826	129527	120603
Frekvencia generátora	[Hz]	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50
Palivový kompresor											
Vlastná spotreba kompresorov	[kW]	44464	44464	44473	46514	42552	40219	40138	37842	35637	32988
Vysokotlaková časť kotla											
Množstvo pary na výstupe	[t/h]	342,4	342,4	342,5	378	392,7	397,8	401,9	406,8	411,8	411,2
Tlak pary na výstupe	[bar]	69,82	69,82	69,82	69,82	69,82	69,82	69,82	69,82	69,82	69,82
Teplota pary na výstupe	[C]	455	455,1	455,1	466	471,2	471,2	471,2	471,2	471,2	471,2
Entalpia	[kJ/kg]	3301	3302	3302	3328	3341	3341	3341	3341	3341	3341
Nízkotlaková časť kotla											
Množstvo pary na vstupe	[t/h]	102,8	102,9	102,8	91,14	68,16	57,24	60,87	55,76	50,62	42,97
Tlak pary na vstupe	[bar]	4,77	4,77	4,77	4,77	4,77	4,77	4,77	4,77	4,77	4,77
Teplota pary na vstupe	[°C]	177,5	177,5	177,5	177,5	177,5	177,5	177,5	177,5	177,5	177,5
Entalpia	[kJ/kg]	2806,4	2806,4	2806,4	2806,4	2806,4	2806,4	2806,4	2806,4	2806,4	2806,4
Kominová časť											
Teplota spalín do komína	[°C]	131,7	131,7	131,7	131,2	130,5	130,2	130,2	129,8	129,4	134,2
Parná turbína pri plne kondenzačnom režime											
Výkon turbíny	[kW]	114928	114939	114985	125345	127136	127048	124510	120771	117292	110821
Účinnosť parnej turbíny	[%]	91,13	91,13	91,14	91,34	91,43	91,43	91,43	91,43	91,43	91,43
Množstvo pary do turbíny	[t/h]	342,4	342,4	342,5	378	392,7	397,8	401,9	406,8	411,8	411,2
Tlak pary do turbíny	[bar]	69,82	69,82	69,82	69,82	69,82	69,82	69,82	69,82	69,82	69,82
Teplota pary do turbíny	[°C]	455	455,1	455,1	466	471,2	471,2	471,2	471,2	471,2	471,2
Entalpia pary do turbíny	[kJ/kg]	3301	3302	3302	3328	3341	3341	3341	3341	3341	3341
Množstvo pary do kondenzátoru	[t/h]	443,2	443,2	443,3	466,9	458,5	452,7	460,3	460,1	460	451,7
Tlak pary do kondenzátoru	[bar]	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,06	0,09	0,13	0,205
Teplota pary do kondenzátoru	[°C]	28,98	28,98	28,98	28,98	28,98	28,98	36,18	43,79	51,06	60,62
Entalpia pary do kondenzátoru	[kJ/kg]	2210,6	2210,6	2210,6	2216,2	2218	2217,3	2252,5	2288,5	2322,5	2366,6
Množstvo chladiacej vody	[t/h]	24000	24000	24000	24000	24000	24000	24000	24000	24000	24000
Teplota chladiacej vody do kondenzátora	[°C]	6,045	6,053	6,085	6,13	6,164	8,9	18,23	27,57	36,95	46,38
Teplota chladiacej vody z kondenzátora	[°C]	15,25	15,26	15,29	15,86	15,72	18,33	27,85	37,27	46,63	55,88

Parná turbína pri odberovom režime											
Výkon turbíny	[kW]	65271	65281	65327	72012	75197	75842	76016	75338	74780	73364
Účinnosť parnej turbíny	[%]	32,17	32,15	32,12	32,46	32,68	32,94	33,09	33,02	32,92	32,65
Množstvo pary do turbíny	[t/h]	342,4	342,4	342,6	378,1	392,7	397,8	401,9	406,8	411,9	411,1
Tlak pary do turbíny	[bar]	69,82	69,82	69,82	69,82	69,82	69,82	69,82	69,82	69,82	69,82
Teplota pary do turbíny	[°C]	455,1	455,1	455,1	466	471,2	471,2	471,2	471,2	471,2	471,2
Entalpia pary do turbíny	[kJ/kg]	3302	3302	3302	3328	3341	3341	3341	3341	3341	3341
Množstvo pary do kondenzátoru	[t/h]	91,72	91,74	91,84	91,58	93,44	92,34	95	92,28	89,88	87,05
Tlak pary do kondenzátoru	[bar]	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,045	0,075	0,12	0,185
Teplota pary do kondenzátoru	[°C]	24,1	24,1	24,1	24,1	24,1	24,1	31,03	40,32	49,45	58,41
Entalpia pary do kondenzátoru	[kJ/kg]	2175,6	2175,6	2175,7	2184,8	2189,8	2189,8	2223,8	2267,4	2310,6	2352,5
Množstvo chladiacej vody	[t/h]	12000	12000	12000	12000	12000	12000	12000	12000	12000	12000
Teplota chladiacej vody do konden	[°C]	5,946	5,95	5,967	5,987	6,009	8,7	18,23	27,57	36,63	45,63
Teplota chladiacej vody z kondenz	[°C]	7,836	7,841	7,86	7,883	7,948	10,62	20,21	29,5	38,51	47,44
Odoberané množstvo pary do vým	[t/h]	3550	3550	3550	3800	3700	3650	3650	5650	5600	5500
TUV dodávka	[°C]	130	130	130	130	130	130	130	90	90	90
TUV vratka	[°C]	70	70	70	70	70	70	70	50	50	50
Tepelný výkon výmenníka	[kW]	249265	249265	249265	266818	259797	256286	256286	262624	260300	255652
Celkový výkon paroplynového bloku											
Hrubý výkon elektrárne	[kW]	432756	432762	432806	453252	429179	414754	412664	394422	376348	352038
Čistý výkon elektrárne	[kW]	331205	331077	330801	346339	329768	320492	318940	305778	292494	273865
Hrubá účinnosť elektrárne	[%]	46,03	46,03	46,03	46,58	46,69	46,74	46,88	46,69	46,43	45,94
Čistá účinnosť elektrárne	[%]	33,86	33,84	33,81	34,16	34,41	34,7	34,86	34,8	34,71	34,45
Účinnosť kombinovanej výroby elektrickej energie a tepla	[%]	63,89	63,88	63,84	65,32	66,66	67,74	67,95	70,07	71,05	71,93
Hrubá merná spotreba tepla	[kJ/kWh]	7820	7821	7821	7729	7710	7702	7679	7711	7754	7837
Čistá merná spotreba tepla	[kJ/kWh]	9045	9049	9058	8925	8819	8737	8768	8800	8850	9004

Tab.16 Kompletizácia parametrov paroplynového bloku



Obr.32 Graf závislosti teploty okolia na hrubý výkon elektrárne



Obr.33 Graf závislosti teploty okolia na čistý výkon elektrárne

Z grafov je vidno, že pri plne kondenzačnom režime máme čistý výkon paroplynovej elektrárne nižší asi o 100MW, čo má za následok vlastná spotreba samotnej elektrárne.

V prílohách 1 až 10 je znázornený kompletný návrh paroplynového bloku pri plne kondenzačnom režime prevádzky. V prílohách 11 až 20 je znázornený kompletný návrh paroplynového bloku pri odberovom režime.

6. ZÁVER

Cieľom diplomovej práce bolo vypracovanie a návrh zdroja elektrickej energie pracujúceho na báze paroplynového cyklu so zameraním na spaľovanie hutníckych plynov (koksárenský, vysokopecný a konvertorový plyn) a zemný plyn. Spracované termodynamické modely elektrárne pomocou softvéru firmy ThermoFlow sú zobrazené v prílohách.

Ako bolo už spomenuté, ako základ sme si zvolili spaľovaciu turbínu od General Electric, priemyselný typ Frame 9E. Zvolili sme si konfiguráciu elektrárne 2+2+1, čo znamená, že inštalované by mali byť 2x spaľovacia turbína (ďalej len GT), 2x kotol na odpadné teplo (ďalej len HRSG) a jednu parnú kondenzačnú turbínu s odberom (ďalej len STG). Takáto konfigurácia prináša výhodu hlavne v prípade odstávky jednej GT, že stále môžeme prevádzkovať elektrárňu s druhou GT, a zároveň aj dodávať paru (a tiež elektrickú energiu). Pred každou spaľovacou turbínou je inštalovaný kompresor na stláčanie paliva (zmes plynov).

V takto zvolenej konfigurácii sa pohybujeme s dodávaným elektrickým výkonom až do 350MW (nett). Samozrejme, je to prevádzkovaný stav bez odberu pary, teda plne-kondenzačný režim. Na takomto výkone sa podieľajú 3 generátory. Každá spaľovacia turbína má svoj generátor a tretí generátor je v spojení s parnou turbínou.

Pri snahe dodať čo najviac tepelnej energie, t.j. tepla na vykurovanie a teplú úžitkovú vodu (TÚV) sme limitovaným minimálnym množstvom pary, ktorá musí prúdiť do kondenzačnej časti STG. V takých prevádzkových režimoch sa vyrobená elektrická energia pohybuje od 235 do 285 MW (nett).

Pri elektrickom výkone je dôležité podotknúť, že značnou mierou sa podpisuje vlastná spotreba samotnej elektrárne. Najväčší konzumer je kompresor na stláčanie plynu (paliva). Ak by sme pre porovnanie mali paroplynový kombinovaný cyklus (ďalej len CCPP) iba s palivom zemný plyn, tak by mohol byť maximálny výkon CCPP vyšší o cca 80MW. Toto však bohužiaľ nie je náš prípad. Pre viac detailov závislosti výroby elektrickej energie sú zobrazené v grafoch a tabuľkách v kapitolách 5.1 a 5.2.

Dodávka tepla na účely vykurovania a TÚV vody je v nami zvolenej konfigurácii CCPP aj parný ohrievač sieťovej vody (ďalej len DH vody), ktorý slúži na premenu energie z pary na teplo obsiahnuté a ďalej dodávané vo forme sieťovej DH vody.

(DH = z angličtiny District Heating). Parný ohrievač je paralelne inštalovaný k parnej turbíne STG. Časť energie pary je transformovaná na elektrickú energiu v STG a časť pary je premenená cez parný ohrievač na energiu v DH vode. Výkonovo je naša elektrárňa schopná dodávky tepla až do 267MW thermal. Približne by sme túto kapacitu mohli porovnať s polovičnou potrebou mesta Košice v zimných mesiacoch. Pre viac detailov: Závislosti výkonu, výroby a dodávky DH vody sú zobrazené v grafoch a tabuľkách v kapitole 5.4.

Jedným z hlavných kritérií na posudzovanie kvality diela CCPP je samozrejme účinnosť, ako elektrická, tak aj účinnosť kombinovanej výroby elektrickej energie a tepla. Hlavné parametre ktoré ovplyvňujú vypočítané účinnosti sú hlavne: nízka výhrevnosť jednotlivých palív a teda aj celej zmesi, s tým súvisiaca veľká (elektrická) spotreba kompresorov potrebných na stlačenie plynov pre GT a taktiež aj široká variabilita prevádzky STG, kde sa pohybujeme od plne kondenzačného režimu až po minimálne prietoky pary cez STG.

Napriek všetkým týmto spomenutým parametrom je CCPP navrhnutá tak, že je schopná dodávať elektrickú energiu pri účinnostiach od 39,8 do 41,2 % v režime prevádzky na plnú kondenzáciu, bez odberu tepla. Pri odbere tepla sa účinnosti pre elektrickú výrobu pohybujú od 33,84 do 34,86 %. V takto režime prevádzky, kedy sa dodáva do siete aj elektrická energia, a aj tepelná energia, tak je povinné uviesť aj účinnosť kombinovanej výroby elektriny a tepla, kde sa pohybujeme v rozmedzí 63,84 až 71,93 %. Klasické paroplynové elektrárne sa v súčasnosti pohybujú s nett účinnosťou okolo 52-53%, avšak pri spaľovaní zemného plynu. Napriek vyššie spomenutým číslam a argumentom, sú naše dosiahnuté výsledky, naše čísla vysoké pre takéto typy elektrární založených na spaľovaní hutníckych nízkovýhrevných plynov. Pre viac detailov závislosti účinností (nett aj gross) sú zobrazené v grafoch a tabuľkách v kapitole 5.5.

7. Zoznam bibliografických odkazov

1. Kadrnožka, J.-Skála, Z. 1981 *Paroplynové elektrárny a teplárny*. SNTL PRAHA
2. U.S. Department of Energy 2002, *The Wabash River Coal Gasification Repowering Project*, A-DOE Assessment, Netl, Pitzburg
3. Ganarpáthy V. 2003 *Industrial Boilers and Heat Recovery Steam Generators*, Marcell Dekter, NY
4. Omidvar, B. 2011 *Gas Turbine Inlet Air Cooling System*, PB Power Australia
5. www.sjf.tuke.sk
6. www.people.tuke.sk/jan.knizek
7. www.vsb.cz/ke/vyuka
8. www.actamont.tuke.sk
9. Škorpík, J. *Transformační technologie* [on line]
VUT v Brně, FSI, Energetický ústav, ISSN 1804–8293. Dostupné na:
www.oei.fme.vutbr.cz/jskorpik
10. www.ge-energy.cz
11. Podkady firmy Istroenergo s.r.o.
12. www.powergenworldwide.com
13. www.severstal.com
14. www.thermoflow.com

8. Zoznam obrázkov

- Obr. 1 Jednoduchý Rankinov cyklus v T-s diagrame
- Obr. 2 Rankinov cyklus s prihrievaním pary v T-s diagrame
- Obr. 3 Braytonov obeh v T-s diagrame
- Obr. 4 Paroplynový cyklus
- Obr. 5 Závislosť mernej spotreby tepla, výkonu, prietoku a teploty spalín priemyselných turbín na okolitej teplote
- Obr. 6 Závislosť mernej spotreby tepla, výkonu, prietoku a teploty spalín aeroderivátnych turbín na okolitej teplote
- Obr. 7 Integrovaný paroplynový cyklus
- Obr. 8 Energetická bilancia konvertorového plynu
- Obr. 9. Závislosť objemových podielov oxidu uhličitého φ_{CO_2} , oxidu uhličitého, súčiniteľa prebytku vzduchu (n) na dobe nasávania kyslíka
- Obr. 10. Bilančná schéma energetického bloku
- Obr. 11. Plynová turbína na spaľovanie hutníckych plynov z označením GE 9E
- Obr. 12 Zapojenie plynovej turbíny, generátora a olejovo-plynového kompresora
- Obr. 13 Medzi chladič vzduch – vzduch
- Obr. 14. Medzi chladič vzduch – voda
- Obr. 15. Kotel na odpadné teplo
- Obr. 16. Osadzovanie modulov spalínového kotla
- Obr. 17. Kotlové teleso (a - stredtlakového, b - zostava telesa)
- Obr. 18. Rozdelenie kondenzačných systémov
- Obr. 19. Principiálna schéma mokrej chladiacej veže s núteným ťahom
- Obr. 20. Horizontálny rúrkový parný ohrievač sieťovej vody
- Obr. 21 Graf závislosti teploty okolia na výkon plynovej turbíny
- Obr. 22 Graf závislosti teploty okolia na privádzané množstvo zmesi plynov do plynovej turbíny
- Obr. 23 Graf závislosti teploty okolia na hrubú účinnosť plynovej turbíny
- Obr. 24 Graf závislosti účinnosti kombinovanej výroby elektriny a tepla a hrubej účinnosti elektrárne na teplote okolia pri kondenzačnom režime
- Obr. 25 Graf závislosti účinnosti kombinovanej výroby elektriny a tepla a čistej účinnosti elektrárni na teplote okolia pri kondenzačnom režime
- Obr. 26 Graf závislosti teploty chladiacej vody na tlaku pary do kondenzátora pri plne kondenzačnom režime
- Obr. 27 Graf závislosti teploty okolia na tepelný výkon výmenníka pri odberovom režime
- Obr. 28 Graf závislosti teploty okolia na hrubý výkon elektrárne pri odberovom režime
- Obr. 29 Graf závislosti teploty okolia na čistý výkon elektrárne pri odberovom režime
- Obr. 30 Graf závislosti hrubej účinnosti elektrárne a účinnosti kombinovanej výroby elektriny a tepla na teplote okolia pri odberovom režime
- Obr. 31 Graf závislosti čistej účinnosti elektrárne a účinnosti kombinovanej výroby elektriny a tepla na teplote okolia pri odberovom režime
- Obr. 32 Graf závislosti teploty okolia na hrubý výkon elektrárne
- Obr. 33 Graf závislosti teploty okolia na čistý výkon elektrárne

Zoznam použitých symbolov a skratiek

h	$[\text{J.kg}^{-1}]$	merná entalpia
s	$[\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}]$	merná entropia
p	$[\text{bar(a)}]$	absolútny tlak
c_p	$[\text{J/kg.K}]$	merná tepelná kapacita
\dot{m}	$[\text{kg/s}]$	hmotnostný tok
T	$[\text{K}, \text{°C}]$	termodynamická teplota
P_e	$[\text{W}_e]$	elektrický výkon
Q_t	$[\text{W}_t]$	tepelný výkon
ΔH_r^0	$[\text{kJ.mol}^{-1}]$	reakčná entalpia
q_{in}	$[\text{J.kg}^{-1}]$	merné teplo do obehu privedené
q_{out}	$[\text{J.kg}^{-1}]$	merné teplo z obehu odvedné
w_{in}	$[\text{J.kg}^{-1}]$	merná (technická) práca do obehu privedená
u	$[\text{m.s}^{-1}]$	obvodová rýchlosť lopatiek parnej turbíny
c	$[\text{m.s}^{-1}]$	výstupná rýchlosť pary z díz
w	$[\text{m.s}^{-1}]$	relatívna vstupná rýchlosť pary
Δp	$[\text{bar}, \text{Pa}]$	tlaková strata
η_e	$[\%]$	účinnosť elektrická
η_t	$[\%]$	účinnosť tepelná
η_{HRSG}	$[\%]$	účinnosť spalínového kotla

Skratky

VT	vysokotlakový okruh
ST	stredotlakový okruh
NT	nízkotlakový okruh

Skratky prevzaté z anglickej literatúry

ORC	Organický Rankinov cyklus (Organic Rankine Cycle)
HRSR	Kotol na odpadné teplo (Heat Recovery Steam Generator)
IGCC	Integrované splyňovanie a kombinovaný cyklus (Integrated Coal Gasification Combined Cycle)

Zoznam príloh

1. Paroplynová elektrárň bez odvodu tepla pri teplote okolia $-42,7\text{ }^{\circ}\text{C}$
2. Paroplynová elektrárň bez odvodu tepla pri teplote okolia $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$
3. Paroplynová elektrárň bez odvodu tepla pri teplote okolia $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$
4. Paroplynová elektrárň bez odvodu tepla pri teplote okolia $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$
5. Paroplynová elektrárň bez odvodu tepla pri teplote okolia $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$
6. Paroplynová elektrárň bez odvodu tepla pri teplote okolia $0\text{ }^{\circ}\text{C}$
7. Paroplynová elektrárň bez odvodu tepla pri teplote okolia $10\text{ }^{\circ}\text{C}$
8. Paroplynová elektrárň bez odvodu tepla pri teplote okolia $20\text{ }^{\circ}\text{C}$
9. Paroplynová elektrárň bez odvodu tepla pri teplote okolia $30\text{ }^{\circ}\text{C}$
10. Paroplynová elektrárň bez odvodu tepla pri teplote okolia $40\text{ }^{\circ}\text{C}$
11. Paroplynová elektrárň z odvodu tepla pri teplote okolia $-42,7\text{ }^{\circ}\text{C}$
12. Paroplynová elektrárň z odvodu tepla pri teplote okolia $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$
13. Paroplynová elektrárň z odvodu tepla pri teplote okolia $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$
14. Paroplynová elektrárň z odvodu tepla pri teplote okolia $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$
15. Paroplynová elektrárň z odvodu tepla pri teplote okolia $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$
16. Paroplynová elektrárň z odvodu tepla pri teplote okolia $0\text{ }^{\circ}\text{C}$
17. Paroplynová elektrárň z odvodu tepla pri teplote okolia $10\text{ }^{\circ}\text{C}$
18. Paroplynová elektrárň z odvodu tepla pri teplote okolia $20\text{ }^{\circ}\text{C}$
19. Paroplynová elektrárň z odvodu tepla pri teplote okolia $30\text{ }^{\circ}\text{C}$
20. Paroplynová elektrárň z odvodu tepla pri teplote okolia $40\text{ }^{\circ}\text{C}$