

SADRŽAJ:

1. UVOD:	3
1.1. Ishodište doktorske disertacije.....	3
1.2. Značaj doktorske disertacije	3
1.3. Cilj doktorske disertacije.....	4
1.4. Pregled dosadašnjih istraživanja.....	4
1.5. Struktura rada	6
2. KOGENERACIJA.....	8
2.1. Razvoj kogeneracijskih termoenergetskih postrojenja	9
2.2. Zakonska regulativa za kogeneracijska postrojenja.....	9
2.3. Prednosti i prepreke kogeneracije.....	11
2.4. Podjela kogeneracijskih termoenergetskih postrojenja.....	11
2.4.1. Kogeneracijski sustav s parnom turbinom	13
2.4.2. Kogeneracijski sustav s plinskom turbinom.....	15
2.4.3. Kogeneracijski sustav s motorom s unutarnjim izgaranjem.....	17
2.4.4. Integrirani kogeneracijski sustav	18
2.4.5. Kogeneracijski sustav s gorivim ćelijama	18
2.4.6. Kogeneracijski sustav s magnetohidrodinamskim generatorom (MHD).....	19
2.5. Parne turbine.....	20
2.5.1. Energetska bilanca parne turbine.....	21
2.6. Strujanje kroz međulopatične kanale	28
2.6.1. Stacionarno strujanje kroz sapnice.....	28
2.6.2. Analiza jednodimenzijskog izentropskog strujanja	32
2.6.3. Konvergentna (sužavajuća) sapnica.....	33
2.6.4. Konvergentna-divergentna sapnica (Lavalova sapnica)	36
2.7. Promjenjivi režimi rada i regulacija parne turbine	38
2.7.1. Promjenjivi režimi rada parne turbine i konus potrošnje pare.....	38
2.7.2. Regulacija parnih turbina	41
2.7.2.1. Regulacija prigušivanjem.....	42
2.7.2.2. Regulacija grupom sapnica.....	45
2.7.2.3. Kombinirana regulacija	48
2.7.2.4. Regulacija kondenzacijske turbine s oduzimanjem industrijske pare.....	48
3. KOGENERACIJSKO PARNO-TURBINSKO POSTROJENJE SNAGE 6,2 MW: ..52	52
3.1. Tehnički opis	52
3.1.1. Postrojenje za proizvodnju pare.....	53
3.1.2. Parna turbina.....	54
3.1.3. Turbinski kondenzator.....	56
3.1.4. Sustav vakuuma	57
3.1.5. Rashladni sustav.....	58
3.1.6. Postrojenje za proizvodnju električne energije.....	58
3.1.7. Upravljačko nadzorni sustav	59
3.2. Opis rada parno turbo-generatorskog postrojenja.....	59
4. POGONSKA ANALIZA PARNO-TURBINSKOG POSTROJENJA.....61	61
4.1. Pogonska stanja parne turbine	63
4.1.1. Unutarnji stupanj korisnosti turbine.....	67
4.1.2. Stupanj korisnosti parno-turbinskog postrojenja	71
4.1.3. Specifični utrošak pare i topline	74
5. MATEMATIČKI MODEL TURBINE U PROMJENJIVIM UVJETIMA RADA..77	77
5.1. Proračun režima rada visokotlačnog dijela parne turbine	78

5.1.1. Relativni protok pare kroz visokotlačni dio	78
5.1.2. Relativni tlakovi u komori regulacijskog stupnja	78
5.1.3. Relativni protoci pare kroz grupu sapnica.....	79
5.1.4. Relativni protoci pare kroz regulacijske ventile	79
5.1.5. Relativni protoci pare kroz napojne grupe sapnica pri djelomično otvorenim ventilima.....	79
5.1.6. Relativni tlakovi iza regulacijskih ventila	80
5.1.7. Protoci pare i relativni tlakovi	80
5.1.8. Protok pare kroz potpuno otvorene ventile	81
5.1.9. Protok pare kroz djelomično otvorene ventile.....	81
5.1.10. Entalpija pare u komori regulacijskog stupnja	82
5.1.11. Toplinski pad visokotlačnog stupnja.....	82
5.1.12. Unutarnji koeficijent korisnosti neregulacijskih stupnjeva	83
5.1.13. Unutarnja snaga visokotlačnog dijela turbine.....	84
5.2. Proračun režima rada niskotlačnog dijela parne turbine	85
5.2.1. Relativni protok pare kroz niskotlačni dio	85
5.2.2. Tlak ispred sapnica prvog stupnja niskotlačnog dijela	85
5.2.3. Raspoloživi toplinski padovi niskotlačnog dijela	85
5.2.4. Unutarnji koeficijent korisnosti niskotlačnog dijela	86
5.2.5. Unutarnja snaga niskotlačnog dijela turbine	87
5.3. Konstrukcija dijagrama režima rada	89
6. EKSPERIMENTALNO ISTRAŽIVANJE TURBINE U PROMJENJIVIM UVJETIMA RADA	92
6.1. Mjerna mjesta i opis mjerene opreme	92
6.2. Režimi rada.....	94
7. ANALIZA REZULTATA	107
7.1. Analiza promjenjivih režima rada.....	108
7.2. Analiza električne snage.....	113
7.3. Korekcijski faktori	114
8. ZAKLJUČAK.....	117

1. UVOD:

1.1. Ishodište doktorske disertacije

U skladu sa svjetskim trendovima u poticanju zajedničke proizvodnje toplinske i električne energije s ciljem povećanja efikasnosti te smanjenja troškova proizvodnje i utjecaja na okoliš, izvršiti će se analiza rada s eksperimentalnim istraživanjima parnoturbinskog postrojenja. Navedeno postrojenje, snage 6,2 MW, je instalirano u Rafineriji nafte Rijeka, na lokaciji Mlaka, sa svrhom opskrbe rafinerijskih postrojenja toplinskom i električnom energijom.

Iz iskustva autora ove disertacije, ukazala se potreba za detaljnom analizom rada u realnim pogonskim uvjetima ovakvog postrojenja, zbog potrebe za dobivanjem detaljnog uvida rada kondenzacijske turbine s oduzimanjem pare tijekom promjene opterećenja. Dobivenim rezultatima bit će dan doprinos poboljšanju predstavljenog matematičkog modela s ciljem njegova usklađivanja s eksperimentalno dobivenim vrijednostima.

Uslijed učestalih promjena režima rada rafinerijskih postrojenja, parnoturbinsko postrojenje mora biti sposobno da u potpunosti ispuni zahtjeve za pouzdanom opskrbom s toplinskom i električnom energijom u svim promjenjivim uvjetima. Na promjenjive uvjete rada utječu slijedeći čimbenici: dinamika opskrbe tržišta s proizvodima, nabavke sirovina i repromaterijala, dnevno opterećenje rada rafinerije (dnevni režim rada, noćni režim rada, režim rada vikendom), utjecaj vremenskih prilika te godišnjih doba. Iz navedenih razloga se režimi rada postrojenja mijenjaju u skladu s potrebama rafinerijskih postrojenja te je, sa stanovišta efikasnosti, ekonomičnosti i zaštite okoliša važno izvršiti detaljnu analizu kako bi se utvrdili utjecajni faktori za postizanje optimalnih režima rada.

Danas se u svijetu sve više organizacija bavi promicanjem i implementacijom kogeneracije, odnosno istovremene proizvodnje toplinske i električne energije. U skladu s tim osnovana je 2001. godine u Briselu Europska organizacija za promicanje kogeneracije, (The European association for The Promotion of Cogeneration skraćeno EDUCOGEN). Osnovna zadaća ove organizacije je kreiranje prvog Europskog znanstvenog alata s ciljem povećanja energetske učinkovitosti kogeneracijskih postrojenja. Temeljem iznesenoga izdan je 2001. godine „Kogeneracijski vodič“ [1]. Kroz svjetsku i europsku praksu koja se prenosi i na nas, Ministarstvo gospodarstva, rada i poduzetništva donosi Pravilnik o korištenju obnovljivih izvora energije i kogeneracije [2] koji je stupio na snagu 01.01.2006. Republika Hrvatska je 22. ožujka 2007. godine donijela tarifni sustav „Za proizvodnju električne energije iz obnovljivih izvora energije i kogeneracije“ [3], koji je stupio na snagu 01. srpnja 2007. godine, a kojim se subvencionira proizvodnja električne energije u kogeneracijskim postrojenjima te postrojenjima na obnovljive izvore energije.

1.2. Značaj doktorske disertacije

S obzirom na promjenu opterećenja, potrebno je izvršiti detaljnu analizu rada parnoturbinskog postrojenja u različitim režimima rada. Dobiveni rezultati biti će korišteni u postrojenju gdje je izvršeno istraživanje, a moguće ih je primjeniti u drugim sličnim kogeneracijskim termoelektranama (parno-turbinskim postrojenjima). Na primjer:

- *u industrijskom sektoru:* rafinerije nafte, tvornice papira, tekstilna industrija, šećerane, cementare, prehrambena industrija, drvoprerađivačka industrija, kemijska industrija, petrokemijska industrija, željezare, farmaceutska industrija, pivovare i dr.;
- *u javnom sektoru:* stambeni objekti, poslovni objekti, turistički objekti, zdravstveni centri, škole i sveučilišni centri, trgovački centri, sportski i rekreativni centri, vojni objekti, aerodromi, poljoprivredna dobra i dr.

Poseban značaj ovom radu daje činjenica da je ispitivano postrojenje instalirano u središtu Rijeke koja se opskrbljuje toplinom iz gradskih toplana, bez istovremene proizvodnje toplinske i električne energije. Postoje mogućnosti da uz pravilno vođenje i optimizaciju rada navedeno postrojenje isporučuje toplinsku energiju u sistem gradskoga toplovoda, a električnu energiju u distributivnu mrežu. Na taj način bi predmetna kogeneracijska elektrana postala prva riječka elektrana-toplana.

1.3. Cilj doktorske disertacije

Matematički modeli režima rada parnih turbina s reguliranim oduzimanjem pare još uvijek nisu dovoljno razvijeni, te se ovdje nameće zadatak da se eksperimentalnim istraživanjem verificira teoretski model. Cilj istraživanja je utvrđivanje relevantnih korekcijskih faktora specifičnog utroška pare i električne snage u promjenjivim pogonskim uvjetima radi usklađivanja matematičkim modelom izračunatih vrijednosti s eksperimentalno izmjerenim veličinama. U skladu s tim, cilj je provjeriti i prilagoditi matematički model s eksperimentalno dobivenim korekcijskim faktorima u realnim uvjetima pogona.

1.4. Pregled dosadašnjih istraživanja

S razvojem parnih turbina došlo se do spoznaje o značaju optimalnog rada a s ciljem zadovoljavanja potreba potrošača toplinske i električne energije. Pri eksploataciji došlo se do saznanja da su potrebne količine za toplinskom i električnom energijom različite, tj. dolazi do učestalih promjena u konzumu iz čega se ukazala potreba za promjenom u regulaciji rada parnoturbinskih postrojenja. Uslijed potrebe za promjenjivim količinama navedene energije razvijena su tri osnovna tipa regulacije rada parnih turbina, i to;

- *regulacija prigušivanjem,*
- *količinska regulaciju i*
- *kombinirana regulacija.*

Regulacija prigušivanjem je jednostavna i svodi se na upravljanje ulaznim prigušnim ventilom na način da se toplinski pad kroz turbinu smanjuje prigušivanjem ulazne pare.

Ako se snaga regulira promjenom količine pare, onda se takvo podešavanje snage naziva količinska regulacija. Kod količinske regulacije mlaznice se grupiraju u segmente do kojih se para dovodi kroz regulacione ventile. Otvaranje i zatvaranje ventila mora biti u skladu s opterećenjem turbine.

Stodola [4], je definirao zakon promjene protočne količine pare s protutlakom kod konstantnog broja okretaja i zadanog ulaznog tlaka a prikazan je tzv. konusom potrošnje pare.

Kada je početno stanje na ulaznoj sapnici definirano, onda se krajnje stanje za određenu količinu pare po Zerkowitz'u [5] može odrediti iz dva uvjeta: iz jednadžbe kontinuiteta i iz jednadžbe očuvanja energije.

Za protutlak, koji je veći od kritičnog tlaka koristi se Bendenmannova jednadžba [6] koja daje ovisnost odnosa protoka i tlakova u podzvučnom području kod strujanja pare kroz sapnicu.

Korišteni matematički model se temelji na promjeni unutarnje snage turbine pri promjeni količine svježe protočne pare i oduzimne pare. Navedeni model opisao je Šćeglajev [7].

Sustavne metode za kontrolu multivarijabilnih procesa razvijaju se s početkom 1960-tih godina, a vezane su uz dinamičke procese postrojenja kao što je promjena protočne količine pare kroz turbinu. Navedeni modeli [8] temeljeni su na prediktivnom upravljanju.

Kontroler za proporcionalno-integralnu-derivaciju [9] temelji se na generički reguliranoj petlji s povratnom vezom te je široku primjenu našao u industrijskim podsustavima, a s tim za regulaciju promjene opterećenja parnih turbina.

Metoda određivanja indicirane snage turbine, po Bloch-u [10], zasniva na promjeni ulazne količine svježe pare i oduzimne količine pare u zavisnosti o indiciranoj snazi parne turbine.

Konstruiranje dijagrama režima rada za određene tipove parnih turbina s oduzimanjem pare prikazao je Aldrich [11].

Kako današnji visoki doseg provođenja numeričkih simulacija predstavlja ozbiljnu alternativu skupim i često vremenski dugotrajnim laboratorijskim ispitivanjima, numerička modeliranja strujanja fluida postala su osnovni alat u inženjerskim analizama i simulacijama. Matematički modeli za strujanje plinova u sapnicama su vrlo složeni i temelje se na Eulerovom modelu. Nelinearne karakteristike Eulerovog modela o rubnim uvjetima zbog iznimno velikih brzina propagacije zvučnih valova, glavne su teškoće numeričkog modeliranja matematičkih modela u praktične svrhe.

Zbog visokih zahtjeva koji se postavljaju na točnost numeričkih modela, posebna pažnja se mora obratiti na odabir numeričkih metoda. Tako s razvojem računala sve većih snaga razvijeni su matematički modeli na bazi linearnog ili nelinearnog programiranja, genetskih algoritama ili neuronskih mreža (fuzzy modeli). (Na primjer:)

Veliki broj znanstvenika bavio se analizom rada kogeneracijskih parno-turbinskih postrojenja te je temeljem toga razvijen matematički model, Generalized Reduced Gradient (GRG2) koji se temelji na nelinearnoj metodi optimiranja.

Za termodinamičke karakteristike u promjenjivim uvjetima rada, X. Luo sa suradnicima [12], razvio je nelinearni matematički model na temelju energetske bilance i termodinamičkih zakonitosti. Temeljem ovog modela kompleks turbine se dijeli na nekoliko jednostavnih turbina koje čine visokotlačni dio (dio do oduzimanja pare) i niskotlačni (dio od oduzimanja do ispuha pare). Usporedbom simulacijskog modela sa sedam različitih pogonskih stanja utvrđena je greška matematičkog modela u odnosu na realne pogonske uvjete.

J. Martin Medina-Flares i M. Picon-Nunez [13] opisali su termodinamički model predviđanja radnih veličina protutlačne parne turbine s jednim ili više oduzimanja pare u promjenjivim uvjetima rada. Navedeni model uzima u obzir promjene radnih veličina (količina protočne pare, tlakova i temperature) u različitim uvjetima opterećenja.

Danas su razvijeni softverski paketi za simulaciju i optimizaciju rada kogeneracijskog postrojenja kao što su ThermoFlex, ProSimplus. Simpleks metoda, koja se temelji na linearnom programiranju, prikladana je za optimiranje rada parno-turbinskih postrojenja.

1.5. Struktura rada

Prvo poglavlje, kao uvodni dio, definira ishodište doktorske disertacije koje proizlazi iz potrebe za optimalnim vođenjem kogeneracijskog parnoturbinskog postrojenja, instaliranog za potrebe opskrbe rafinerijskih potrošača toplinskom i električnom energijom, u promjenjivim režimima rada. Cilj doktorske disertacije je da se eksperimentalnim istraživanjem verificira matematički model. Osim navedenog, u prvom poglavlju opisan je značaj doktorske disertacije s pregledom dosadašnjih istraživanja te strukturom rada.

Tehnološko-tehnički razvoj kogeneracijskih postrojenja praćen zakonskom regulativom dan je u drugom poglavlju pod nazivom Kogeneracija. Tu su prikazani pojedini tipovi kogeneracijskih postrojenja, opisan je proces pretvorbe energije u parnom postrojenju s energetsom bilancom. Posljednji dio opisuje regulaciju parnih turbina te prikaz strujanja pare kroz sapnicu.

Tehnički opis te princip rada parnoga turbo-generatorskog postrojenja obuhvaćen je trećim poglavljem pod nazivom Kogeneracijsko parnoturbinsko postrojenje snage 6,2 MW. Tehničkim opisom prikazani su osnovni dijelovi referentnog postrojenja s posebnim naglaskom na turbinsko postrojenje.

Četvrtim poglavljem, pogonska analiza parnoturbinskog postrojenja, prikazane su termodinamičke veličine kondenzacijske parne turbine sa dva oduzimanja (jednim reguliranim i jednim nereguliranim). Na osnovu izmjerenih veličina izvršena je termodinamička analiza rada.

U petom poglavlju definiran je matematički model proračuna promjenjivih uvjeta rada parne turbine. Empirijskim putem određene su relacije pomoću kojih se određuje snaga parne turbine u različitim pogonskim uvjetima.

Šesto poglavlje, eksperimentalna istraživanja promjenjivih uvjeta rada, daje detaljan prikaz izvršenih eksperimentalnih istraživanja u promjenjivim uvjetima pogona parnoturbinskog postrojenja.

U sedmom poglavlju, analiza dobivenih rezultata, utvrđena su odstupanja veličina specifičnih utrošaka pare i ostvarene električne snage dobivenih matematičkim modelom te eksperimentalno izmjerenim veličinama. Rezultati dobiveni matematičkim modelom prilagođeni su pomoću korekcijskih faktora eksperimentalno izmjerenim veličinama. Navedenim faktorima dat je prilog proračunu parne turbine u kogeneracijskom sustavu s promjenjivim uvjetima pogona.

Osmo poglavlje, iznosi komentar rezultata, zaključke i znanstveni doprinos dobivenih rezultata. Znanstveni doprinos je provjera rezultata dobivenih matematičkim modelom s eksperimentalno dobivenim veličinama u realnim pogonskim uvjetima. Iz te usporedbe, izvedeni su pripadajući korekcijski faktori koji bi se mogli smatrati relevantnim za parno-turbinska kogeneracijska postrojenja sličnih konstrukcijskih izvedbi i pogonskih parametara.

Uvodna riječ nam kazuje da su promjenjivi režimi rada, kondenzacijske parne turbine s reguliranim oduzimanjem pare, matematičkim modelima i numeričkim metodama već opisani. S druge strane, pregled dosadašnjih istraživanja i objavljena literatura, ne daju detaljan uvid u eksperimentalna ispitivanja realnih pogonskih uvjeta. To je zato jer su takva

ispitivanja veoma skupa, te nije jednostavno prilagoditi potrebe za toplinskom i električnom energijom krajnih korisnika, eksperimentalnim ispitivanjima ili obrnuto. Poseban je doprinos disertacije to što se ona temelji na eksperimentalnom ispitivanju u realnim pogonskim uvjetima.

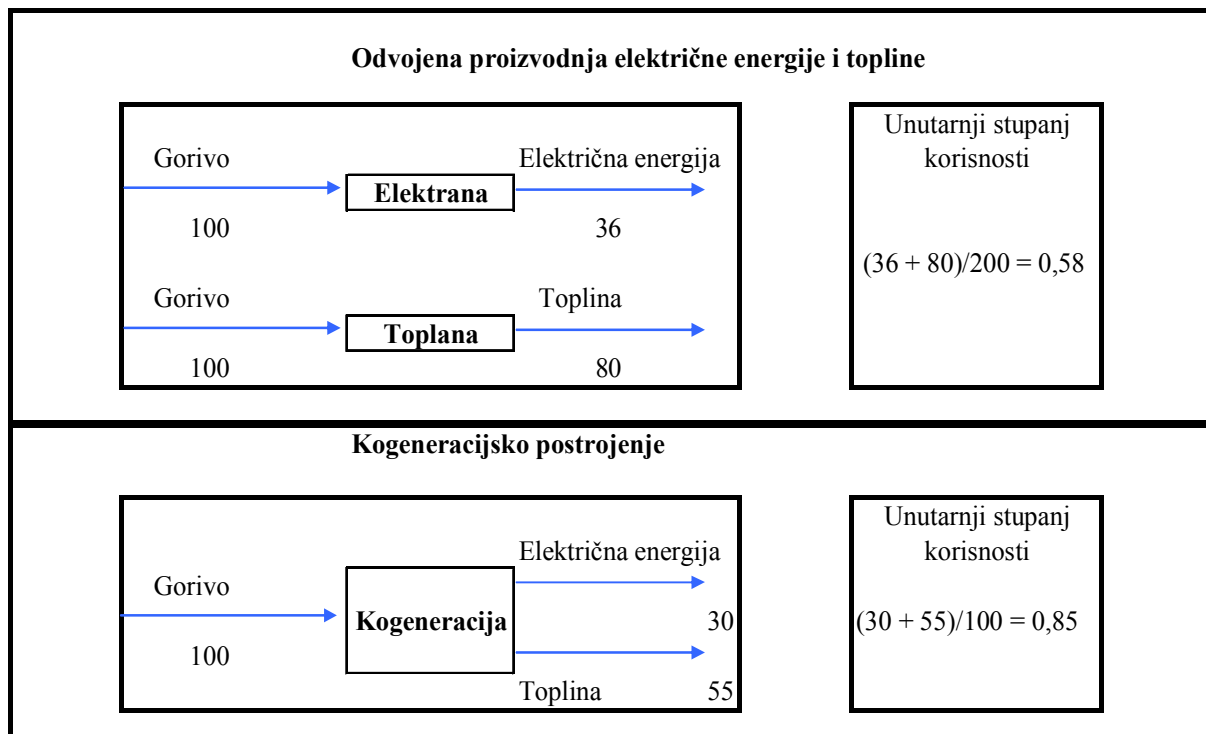
2. KOGENERACIJA

Zajednička proizvodnja električne i toplinske energije ili kogeneracija predstavlja jedan od ključnih načina racionalnog gospodarenja energijom. Kogeneracijska postrojenja daju znatno bolju energetske efikasnost, odnosno uštedu fosilnih goriva, čime se ujedino smanjuje zagađenje okoliša u odnosu na odvojenu proizvodnju električne energije u termoelektranama i toplinske energije u kotlovnica.

Kao jedan od najracionalnijih načina korištenja fosilnih goriva, kogeneracija se primjenjuje pod nazivima [14]:

- „Kraftwärmekopplung“ (KWK) u njemačkom govornom području,
- „Cogeneration Plant“ pretežno u američkom govornom području,
- „Combined Heat and Power Plant“ (CHP) pretežno u engleskom govornom području,
- „Production combinee de chaleur et d`energie electrique“ u francuskom govornom području i
- „Produzione combinata di calore e di energia elettrica“ u talijanskom govornom području.

Proizvodnja toplinske energije se može koristiti u tehnološkim procesima, procesima grijanja te u procesima hlađenja kada govorimo o trigeneraciji. Prednosti kogeneracijskih postrojenja, u odnosu na klasične sustave s odvojenom proizvodnjom električne i toplinske energije, vidljive su ako se međusobno usporede gubici koji nastaju pri proizvodnji energije u oba promatrana sustava. Takva usporedba kogeneracijske i odvojene proizvodnje energije sa stajališta stupnja iskoristivosti dana je na slici 2.1.



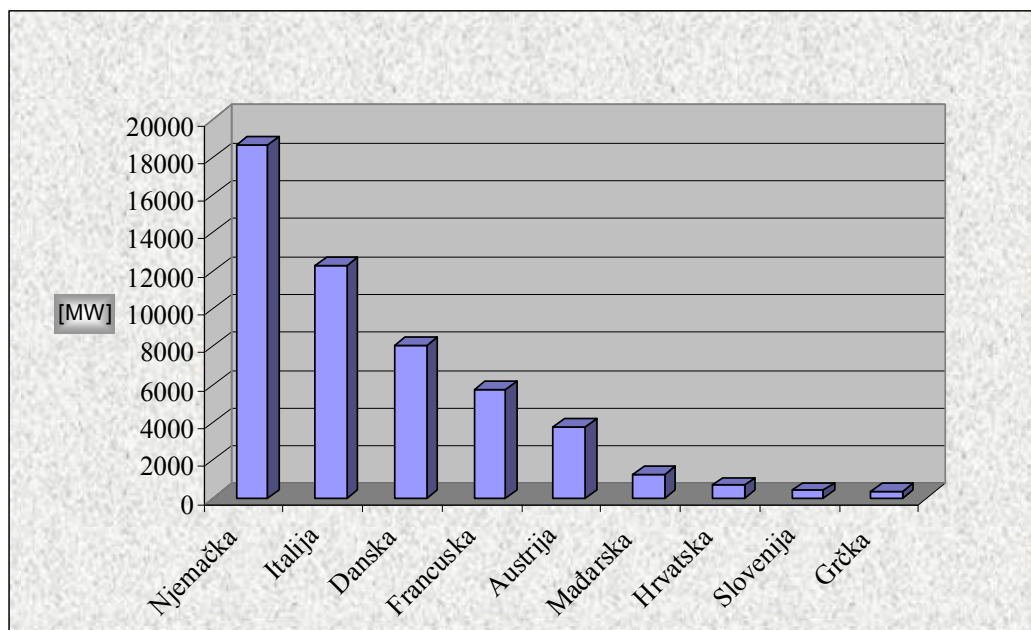
Slika 2.1. Usporedba kogeneracijske i odvojene proizvodnje energije

Iz slike je vidljivo da je za istu količinu goriva iskoristivost kogeneracije i do 30 % veća od iskoristivosti kod odvojene proizvodnje toplinske i električne energije. Treba napomenuti da je ovakav stupanj iskoristivosti kogeneracijskog postrojenja svojstven režimu rada pri kojem se utroši sva toplinska energija proizvedena u sustavu.

2.1. Razvoj kogeneracijskih termoenergetskih postrojenja

Nagli porast cijena goriva izazvao je potrebu za razvijanjem energetskih tehnologija i povećanjem stupnja iskoristivosti postrojenja. Istovremeno dolazi i do spoznaje o sve siromašnijim izvorima energije, koje prati i naglo jačanje ekološke svijesti. Sve je to omogućilo kogeneracijskim postrojenjima, kao sustavima s visokim stupnjem iskoristivosti i mogućnosti iskorištenja otpadne topline, značajniju ulogu u proizvodnji električne energije.

Prosječan udio električne energije proizvedene u kogeneracijskim postrojenjima danas iznosi oko 10 % i ima trend rasta. Tako postoje zemlje s izrazito razvijenom kogeneracijom poput Danske, gdje se cca. 40 % električne energije proizvede iz kogeneracijskih postrojenja. Kao suprotni primjer zemlje s nerazvijenom kogeneracijom možemo uzeti Francusku, s izrazito razvijenom nuklearnom energetikom, gdje samo 2 % proizvedene električne energije potječe iz kogeneracijskih postrojenja. Na slici 2.2. prikazana je instalirana snaga kogeneracijskih postrojenja u pojedinim državama Europe.



Slika 2.2. Instalirana snaga kogeneracijskih postrojenja

U Hrvatskoj je instalirana snaga kogeneracijskih postrojenja oko 675 MW, što čini oko 14 % ukupnih proizvodnih kapaciteta u elektroenergetskom sustavu Hrvatske.

2.2. Zakonska regulativa za kogeneracijska postrojenja

Sve do 70-tih godina prošlog stoljeća, do prve svjetske energetske krize, nije pravno bila regulirana distribucija energije proizvedene u kogeneracijskim postrojenjima. Usljed velikog

porasta cijene sirove nafte na svjetskom tržištu, 1978. godine Američki kongres je donio Zakon o javnoj potrošnji energije, [15] Public Utility Regulatory Policy Act (PURPA).

Osnovna zadaća ovog zakona bila je reduciranje potrošnje uvozne nafte, te promicanje korištenja alternativnih izvora energije uz povećanje efikasnosti i diversifikaciju proizvodnje električne energije. Osim navedenog, važna zadaća ovog zakona je i stvaranje tržišta električnom energijom proizvedenom u kogeneracijskim postrojenjima. Navedenim zakonom regulirana je mogućnost kupnje električne energije od nezavisnih kompanija, koje bi uz električnu energiju distribuirale i toplinsku energiju, te na taj način smanjile jediničnu cijenu proizvedene električne energije i povećale stabilnost opskrbe krajnjih korisnika potrebnom energijom.

Stalnim porastom potrošnje električne i toplinske energije, te uslijed optužbi da PURPA ne osigurava dovoljnu zaštitu i potporu kogeneracijskim postrojenjima zbog sve veće konkurencije na energetsom tržištu, 1992. godine, od strane Nacionalne Energetske Regulatorne Agencije, donešen je Zakon, Energy Policy Act, koji omogućava prodaju na veliko svim proizvođačima električne i toplinske energije. Zakonom je omogućena konkurentnost svih proizvođača električne i toplinske energije na osnovu tržišnih cijena.

Dana 11. veljače 2004. godine donesen je važan dokument europskog energetskeg zakonodavstva - Direktiva 2004/8/EC Europskog parlamenta i Vijeća o promicanju kogeneracije na temelju potrošnje korisne energije na unutarnjem tržištu energije.

Svrha ove Direktive je:

- promocija visokoučinkovite kogeneracije temeljene na učinkovitoj toplinskoj potrošnji (ušteda primarne energije najmanje 10 posto u odnosu na odvojenu proizvodnju toplinske i električne energije),
- smanjenje gubitaka u mreži i
- smanjenje emisije stakleničkih plinova.

U skladu s tim, Ministarstvo gospodarstva, rada i poduzetništva u Uredbi o minimalnom udjelu električne energije proizvedene iz obnovljivih izvora energije i kogeneracije čija se proizvodnja potiče odredilo je cilj da se do 31. prosinca 2010. godine u ukupnoj potrošnji električne energije u Republici Hrvatskoj postigne minimalni udio od 2 posto proizvedene električne energije u kogeneracijskim postrojenjima. Temeljem članka 14. Zakona o energiji (N. N. br. 68/2001 i 177/2004.), Ministarstvo gospodarstva, rada i poduzetništva donosi Pravilnik o korištenju obnovljivih izvora energije i kogeneracije koji je stupio na snagu 01.01.2006. godine. Također, temeljem članka 28. stavka 3. Zakona o energiji (N. N. br. 68/2001 i 177/2004.), Vlada Republike Hrvatske je na sjednici održanoj 22. ožujka 2007. godine donijela Tarifni sustav za proizvodnju električne energije iz obnovljivih izvora energije i kogeneracije [16] kojim se određuje pravo povlaštenih proizvođača električne energije na poticajnu cijenu električne energije koju operater tržišta plaća za isporučenu električnu energiju proizvedenu iz postrojenja koja koriste obnovljive izvore energije i kogeneracijskih postrojenja sukladno članku 26. stavku 5. Zakona o energiji.

Hrvatska, kao kandidat za EU, koristi kapital prepristupnih fondova kao pomoć pri otklanjanju ratnih posljedica i potporu za daljnji razvoj. Na taj način financira se niz projekata s ciljem unapređenja svih sektora djelatnosti i dostizanja standarda potrebnih da bi postali punopravna članica. U tu svrhu aktivno je i više projekata na području energetskeg sektora

koje financiraju pretpristupni fondovi CARDS i PHARE, tj. IPA, novi, jedinstveni pretpristupni fond za razdoblje od 2007. do 2013. Hrvatskoj je trenutačno dostupan i program CIP, čiji potprogram IEE (Inteligentna energija u Europi) je namijenjen tehnološkim aktivnostima na području energetike i poticanju akcija na temu obnovljive energije i unapređenja energetske učinkovitosti. Temeljni ciljevi su povećanje učinkovitosti i racionalno korištenje energije, korištenje novih, obnovljivih izvora pri proizvodnji električne i toplinske energije, racionalno korištenje energetske resursa u svrhu prometa te, u okvirima energetike, suradnja država članica EU i onih koje još nemaju taj status.

2.3. Prednosti i prepreke kogeneracije

Primjena kogeneracijskih sustava se prvenstveno razmatra zbog njihove visoke energetske efikasnosti, te zbog ekonomskih i ekoloških prednosti koje one donose. Energetski stupanj koristivosti nekih kogeneracijskih postrojenja može iznositi i do 90 %, a najčešće se kreće od 70 do 85 %. Kogeneracijska postrojenja imaju i manju emisiju štetnih ispušnih plinova (na primjer, CO_2 , SO_2 i NO_x) po jedinici proizvedene energije.

Najznačajnije prednosti kogeneracije, u odnosu na odvojenu proizvodnju električne energije u klasičnoj elektrani i toplinske energije u kotlovnici, jesu:

- uštede primarne energije,
- kvalitetnija opskrba energijom i veća pouzdanost, što je od velike važnosti za potrošače osjetljive na prekide opskrbe,
- smanjenje štetnog utjecaja na okoliš zbog veće energetske iskoristivosti i smanjenja potrošnje primarnog energenta i
- veća isplativost postrojenja.

Kogeneracije imaju značajnu ulogu i kao distribuirani izvor energije zbog pozitivnih učinaka:

- manji gubici u mreži,
- smanjenje zagušenja u prijenosu,
- povećanje kvalitete napona i povećanje pouzdanosti opskrbe električnom energijom i
- smanjenje štetnog utjecaja na okoliš.

2.4. Podjela kogeneracijskih termoenergetskih postrojenja

Koncept kogeneracije se zasniva na istovremenoj proizvodnji toplinske i električne energije iz jednoga energetske izvora. Danas se koriste različiti koncepti kogeneracijskih postrojenja s tim da srce svakog postrojenja čini pogonski stroj (eng. prime mover) koji kemijsku ili toplinsku energiju transformira u mehaničku energiju tj. snagu. Najčešće upotrebljavani su motori sa unutarnjim izgaranjem, plinske i parne turbine. Pogonski strojevi se grade sa snagama od nekoliko stotina W do više stotina MW. Slijedeća tabela daje prikaz najzastupljenijih tipova kogeneracijskih postrojenja.

Tabela 2.1. Prikaz kogeneracijskih postrojenja

Pogonski stroj	Gorivo	Snaga, MW	Odnos toplinske i električne energije	Električna efikasnost	Ukupna efikasnost	Medij za prijenos toplinske energije
Kondezacijska parna turbina sa oduzimanjem	Svako fosilno gorivo	1 do 500 +	3:1 do 8:1	do 40 %	Iznad 70 %	Vodena para
Protutlačna parna turbina	Svako fosilno gorivo	0,5 do 150 +	3:1 do 10:1	do 80%	Iznad 80%	Vodena para
Plinska turbina	Prirodni plin, Bio plin, plinsko ulje, ukapljeni naftni plin,	3 do 30 +	1:1 do 3:1	35 do 40%	60 do 80%	Vodena para, topla voda
Motor s unutarnjim izgaranjem	Plin, benzin, dizelska goriva	0,03 do 20 +	0,5:1 do 3:1	35 do 45%	65 do 90%	Vodena para, topla voda

Kogeneracijska postrojenja također možemo podijeliti prema gorivu koje najčešće koriste:

- prirodni plin,
- ugljen,
- loživo ulje i
- biomasu.

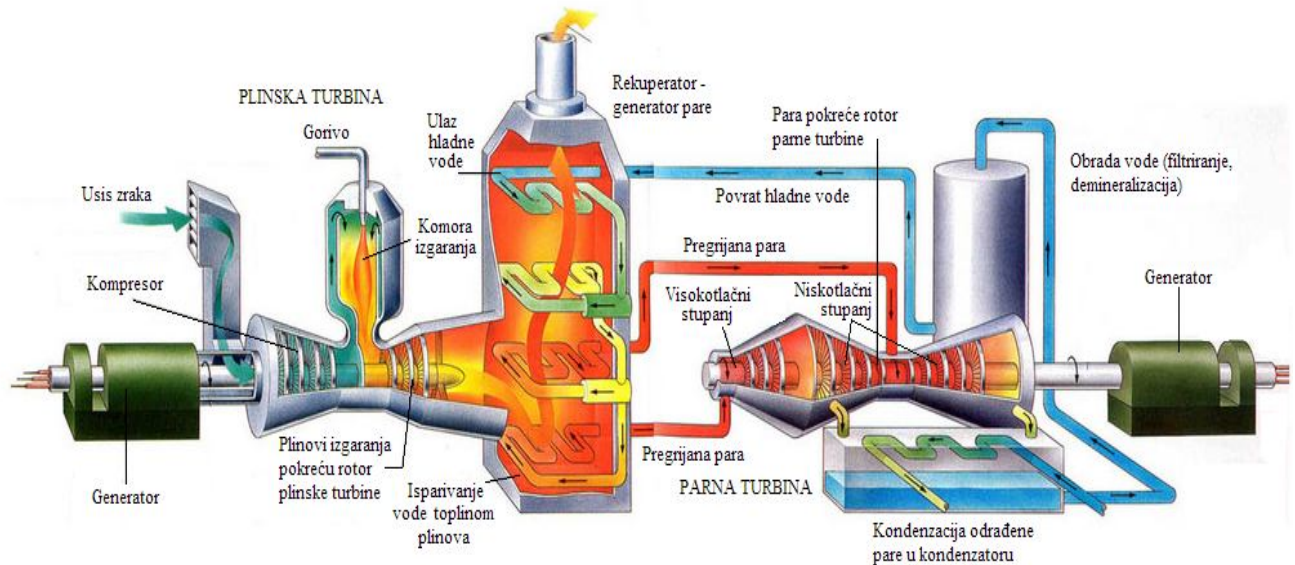
Kogeneracijska postrojenja možemo prema namjeni podijeliti na tri kategorije:

- industrijske termoelektrane,
- termoelektrane – toplane (TE-TO) i
- mala postrojenja.

Kogeneracijska postrojenja možemo podijeliti na više tipova:

- Kogeneracijski sustav s parnom turbinom,
 - protutlačnom
 - kondenzacijskom s oduzimanjima
- Kogeneracijski sustav s plinskom turbinom,
 - bez dodatnog loženja
 - s dodatnim loženjem
- Kogeneracijski sustav s motorom s unutarnjim izgaranjem,
 - bez dodatnog loženja
 - s dodatnim loženjem
- Integrirani kogeneracijski sustav,
- Kogeneracijski sustav s gorivim ćelijama i
- Kogeneracijski sustav s magnetohidrodinamskim (MHD) generatorom.

U posljednje vrijeme, odgovarajući na visoku cijenu goriva i visoke zahtjeve za očuvanje čovjekova okoliša, posebno značajan razvoj postigla su kombinirano plinsko-parna turbinska postrojenja za proizvodnju električne energije, slika 2.3. Taj razvoj im je omogućio da su ona danas postala najekonomičnija i najperspektivnija postrojenja za opskrbu električnom energijom.



Slika 2.3. Kombinirano plinsko-parno turbinsko postrojenje

Mnoge zemlje u svijetu, a posebice one koje imaju dovoljno zemnog plina, za razvoj svoje energetike odabrale su kombinirana plinsko-parna turbinska postrojenja. Za hrvatsku su energetiku kombinirano plinsko-parna turbinska postrojenja također jedno od najprihvatljivijih rješenja. Plinska i parna turbinska postrojenja moguće je spojiti u kombi-procese na različite načine. S obzirom na način spajanja plinskoturbinskog i parnoturbinskog postrojenja, do danas izgrađene kombi-procese moguće je svrstati u ove osnovne skupine:

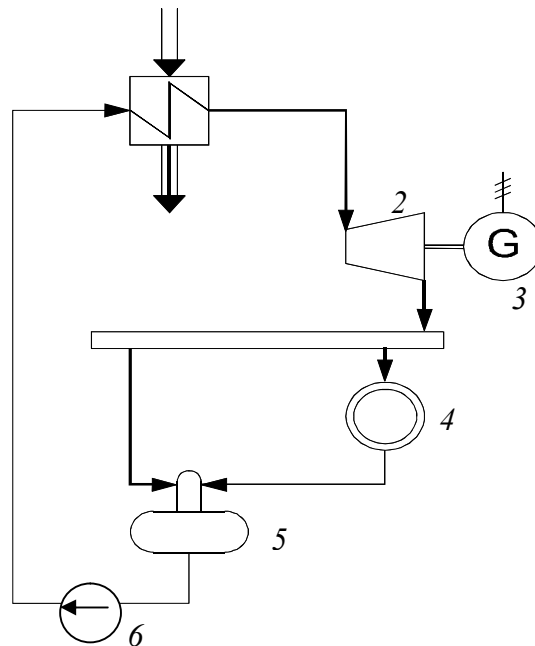
- kombi-procesi s kotlom utilizatorom,
- kombi-procesi s dodatnim izgaranjem goriva u parnom kotlu,
- kombi-procesi s izmjenjivačem topline za grijanje napojne vode,
- kombi-procesi s kotlom utilizatorom za paralelnu proizvodnju vodene pare s klasičnim parnim kotlom,
- kombi-procesi sa zajedničkim ložištem parnog kotla pod tlakom i komorom izgaranja,
- kombi-procesi s plinifikacijom ugljena i
- kombi-procesi s parnim kotlom za izgaranje goriva u fluidiziranom sloju.

2.4.1. Kogeneracijski sustav s parnom turbinom

Kogeneracijski sustav s protutlačnom parnom turbinom je najklasičniji sustav za proizvodnju mehaničke i toplinske energije. U ovakvom sustavu para proizvedena u

generatoru pare ekspandira u protutlačnoj turbini te se dalje razvodi u sustav za korištenje toplinske energije, slika 2.4.

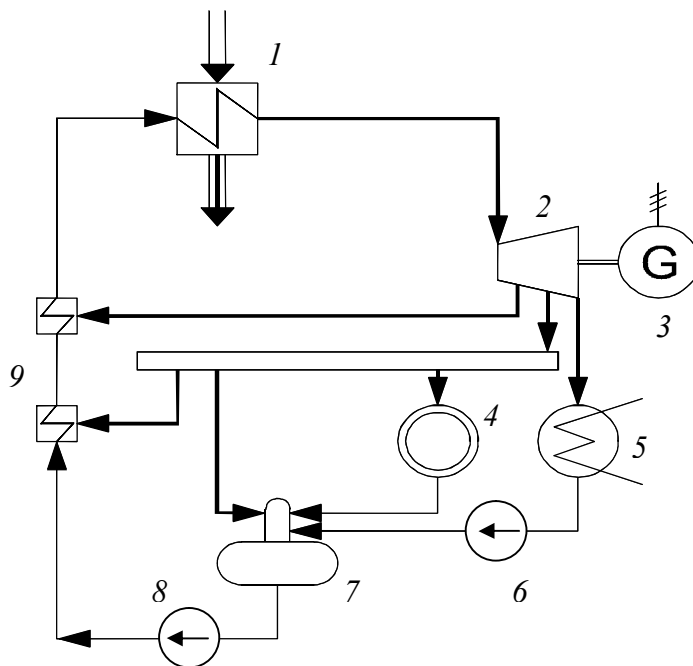
Kogeneracijsko parno-turbinsko postrojenje moguće je podijeliti u dva osnovna dijela od kojih jedan čini postrojenje za proizvodnju i dobavu pare (kotlovsko ili paro-generatorsko postrojenje) i turbinsko postrojenje u kojemu se unutarnja energija pare pretvara u kinetičku energiju, tj. u mehanički rad u obliku vrtnje rotora turbine. Osim navedanog, da bi parno-turbinsko postrojenje moglo funkcionirati potrebno je imati postrojenje za pripremu vode, postrojenje za pripremu i dobavu goriva, dobavu zraka i svu potrebnu opremu i armaturu.



Slika 2.4. Kogeneracijski sustav s protutlačnom parnom turbinom

1. generator pare, 2. parna turbina, 3. generator električne energije, 4. potrošač toplinske energije,
5. termički otplinjač, 6. napojna pumpa

Ovakav sustav prikladan je za ugradnju u energane većih industrijskih pogona koji troše mnogo pare za grijanje i kao takav je najekonomičniji i najjednostavniji za upravljanje i održavanje. Najveći nedostatak ovog sustava je nemogućnost proizvodnje električne energije ako se istodobno ne troši i odgovarajuća količina pare za zagrijavanje, koja bi ekspanzijom u turbini proizvela tu energiju. Proces se obično podešava da zadovolji potrebe u toplinskoj energiji, a generator električne energije se paralelno spaja s vanjskom mrežom. U slučaju manjka električne energije potrebne za rad sustava ona se uzima iz mreže, a u slučaju viška predaje se mreži.



Slika 2.5. Kogeneracijski sustav s kondenzacijskom turbinom s oduzimanjem pare

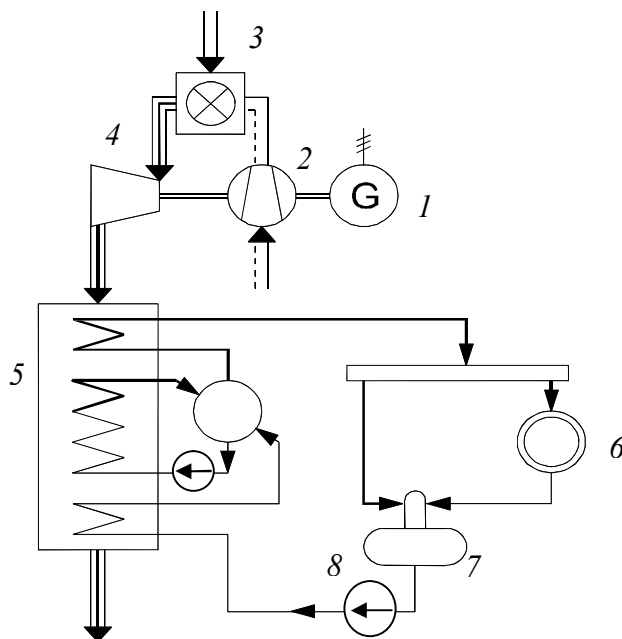
1. generator pare, 2. parna turbina, 3. generator električne energije, 4. potrošač toplinske energije, 5. parni kondenzator, 6. pumpa kondenzata, 7. termički otplinjač, 8. napojna pumpa, 9. regenerativni zagrijači napojne vode

Kogeneracijski sustav s kondenzacijskom turbinom s oduzimanjem pare najčešće je primjenjiv tamo gdje je zbog osiguranja stalne i sigurne opskrbe električnom energijom, pored proizvodnje toplinske energije, nužan autonoman izvor, kao npr. u rafinerijskim, petrokemijskim i sličnim procesnim pogonima koji su vrlo osjetljivi na prekide u opskrbi energijom. Osnovna shema takvog postrojenja prikazana je na slici 2.5.

Iz slike je vidljivo da se dio oduzimate pare odvodi za toplinske potrošače odnosno za potrebe odvijanja nekog tehnološkog procesa. Dio oduzimate pare koristi se za regenerativno zagrijavanje kondenzata. Preostali dio pare kroz posljednje stupnjeve turbine odvodi se u kondenzator. Ovakva postrojenja imaju manju toplinsku iskoristivost od postrojenja s protutlačnim turbinama iz razloga što dodavanjem kondenzacijskoga djela nastaje gubitak izlazeće pare u kondenzatoru kojeg kod protutlačnih turbina nema.

2.4.2. Kogeneracijski sustav s plinskom turbinom

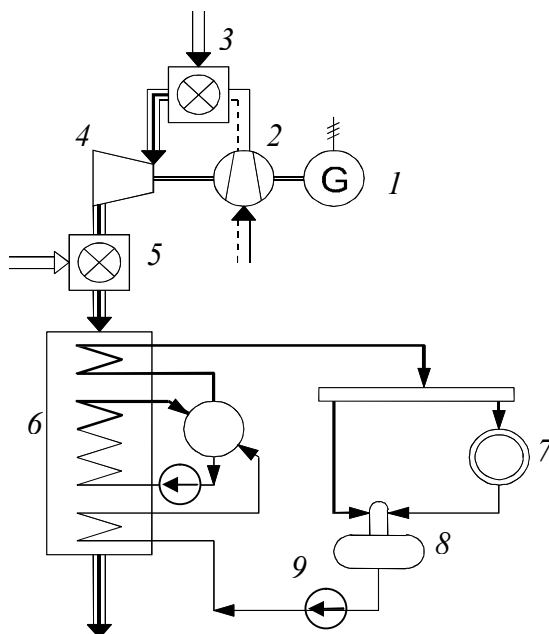
Kogeneracijski sustav s plinskom turbinom u sprezi je s generatorom pare na ispušne plinove. Pojednostavljena shema prikazana je na slici 2.6. Iz plinskih turbina se ispušnim plinovima zbog njihove visoke temperature (do 600 °C) ispušta i velika količina topline. Ta toplina se pomoću generatora pare-utilizatora može rekuperirati, odnosno iskoristiti za grijanje ili za razne tehnološke potrebe u procesnoj industriji.



Slika 2.6. Kogeneracijski sustav s plinskom turbinom

1. generator električne energije, 2. kompresor, 3. komora izgaranja, 4. plinska turbina, 5. kotao na otpadnu toplinu
6. potrošač toplinske energije, 7. termički otplinjač, 8. napojna pumpa

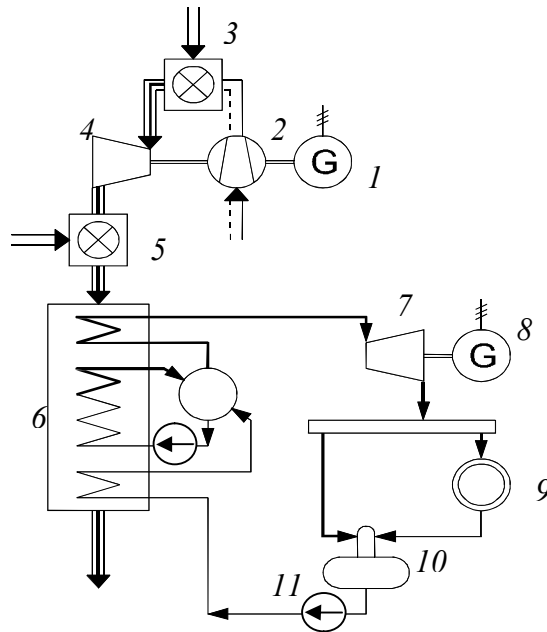
Povećanje učina sustava postiže se uvođenjem dodatnog loženja kod generatora pare na ispušne dimne plinove, kao što je prikazano na slici 2.7. Osim povećanja učina omogućuje se i reguliranje sustava kao i potpuna autonomnost sustava za proizvodnju električne i toplinske energije, ovisno o potrebama korisnika.



Slika 2.7. Kogeneracijski sustav s plinskom turbinom i generatorom pare na ispušne dimne plinove uz dodatno loženje

1. generator električne energije, 2. kompresor, 3. komora izgaranja, 4. plinska turbina, 5. sustav dodatnog loženja, 6. kotao na otpadnu toplinu s dodatnim loženjem, 7. potrošač toplinske energije, 8. termički otplinjač, 9. napojna pumpa

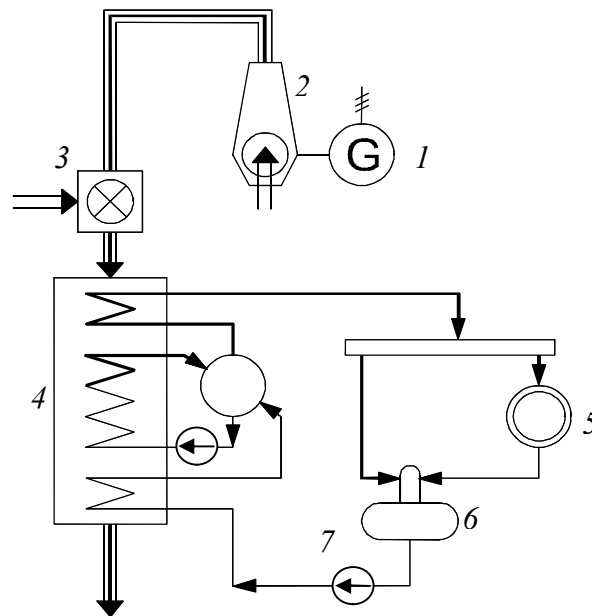
Energetski sustav može biti još djelotvorniji kada se para proizvedena u generatoru pare na ispušne dimne plinove koristi za proizvodnju električne energije u protutlačnom turbogeneratoru. Taj sustav je shematski prikazan na sljedećoj slici:



Slika 2.8. Kogeneracijski sustav s plinskom i protutlačnom parnom turbinom s dodatno loženim generatorom pare na ispušne dimne plinove

1. generator električne energije, 2. kompresor, 3. komora izgaranja, 4. plinska turbina, 5. sustav dodatnog loženja, 6. kotao na otpadnu toplinu s dodatnim loženjem, 7. parna turbine, 8. generator električne energije, 9. potrošač toplinske energije, 10. termički otplinjač, 11. napojna pumpa

2.4.3. Kogeneracijski sustav s motorom s unutarnjim izgaranjem



Slika 2.9. Kogeneracijski sustav s dizelskim motorom i loženim generatorom pare na ispušne dimne plinove

1. generator električne energije, 2. dizelski motor, 3. sustav dodatnog loženja, 4. kotao na otpadnu toplinu s dodatnim loženjem, 5. potrošač toplinske energije, 6. termički otplinjač, 7. napojna pumpa

Kogeneracijski sustav s motorom s unutarnjim izgaranjem je jednostavniji i investicijski povoljniji kogeneracijski sustav od sustava s plinskom turbinom. Nedostatak im je nemogućnost proizvodnje pare višeg tlaka i temperature zbog niže temperature ispušnih dimnih plinova. Mogu biti u kombinaciji s neloženim ili loženim generatorom pare na ispušne dimne plinove. Na predhodnoj slici shematski je prikazan sustav s dizelskim motorom u kombinaciji s loženim generatorom pare na ispušne dimne plinove. Takvi se sustavi danas najčešće primjenjuju za brodske pogone, a može ih se susresti i u stacionarnim postrojenjima.

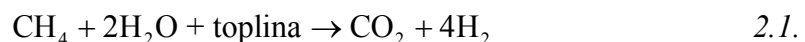
2.4.4. Integrirani kogeneracijski sustav

To je složeni sustav koji se najčešće primjenjuje u naftnoj, kemijskoj i petrokemijskoj industriji.

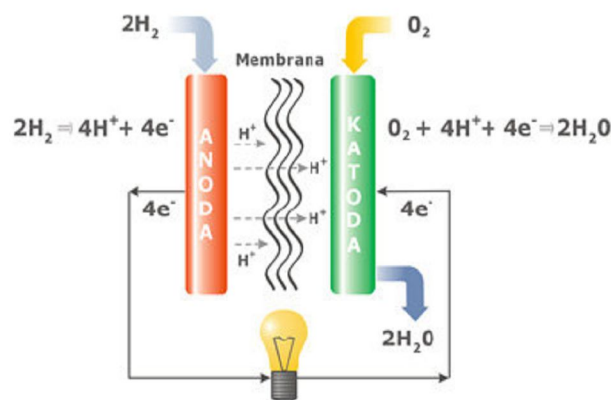
Električnu energiju je moguće proizvoditi pomoću generatora pokretanog plinskom ili parnom turbinom, gdje parna turbina može biti kondezacijskog tipa s jednim ili dva oduzimanja pare ili protutlačnog tipa. Električna energija se također može dobavljati iz vanjske mreže ili u nju po potrebi slati mogući višak električne energije. Takav sustav je vrlo elastičan s obzirom na vlastite proizvodne mogućnosti i vrlo siguran u opskrbi električnom energijom. Paru za potrebe turbogeneratora i za potrebe tehnološkog procesa može se proizvesti u visokotlačnim generatorima loženim kombinacijom tekućeg i plinovitog goriva. Srednjetlačna para proizvodi se u utilizatorima odnosno generatorima pare koji iskorištavaju osjetnu toplinu izlaznih dimnih plinova iz plinske turbine i procesnih peći.

2.4.5. Kogeneracijski sustav s gorivim ćelijama

Gorive ćelije su elektrokemijski uređaji koji omogućuju transformaciju kemijske energije goriva (plina) uz oksidacijsko sredstvo u istosmjernu električnu i toplinsku energiju elektrokemijskom reakcijom bez standardnog izgaranja goriva. Gorive ćelije se sastoje od anode, katode i elektrolita dok se energetska sustav sastoji od sklopa odgovarajućeg broja gorivih ćelija. Osim toga sastoji se i od sustava za dobivanje vodika iz prirodnog plina pomoću vodene pare, što se odvija prema jednadžbi:



Energetski sustav s gorivim ćelijama sadrži i pretvarač koji služi za pretvaranje dobivene istosmjerne struje u izmjeničnu i sustava za rekuperaciju toplinske energije odnosno za proizvodnju tople vode i vodene pare. Prikaz gorive ćelije dan je na slici 2.10.

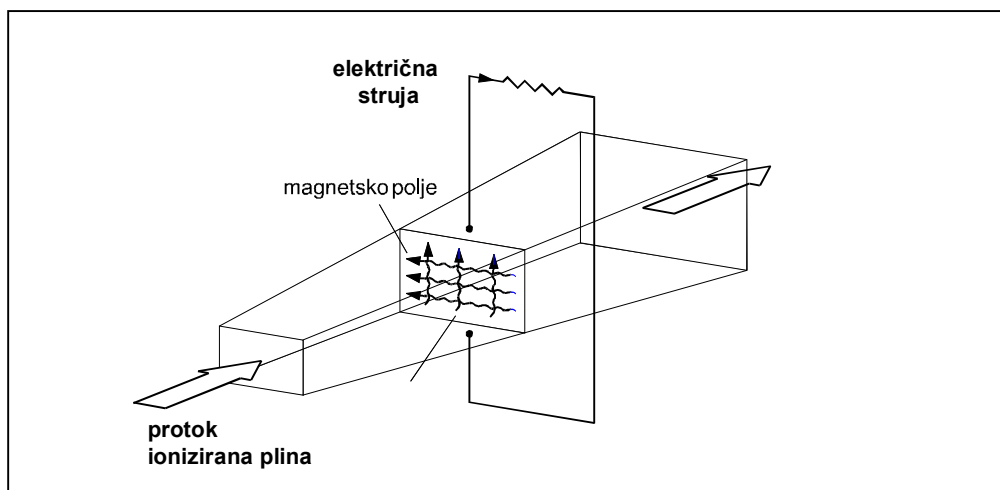


Slika 2.10. Sustav s gorivim ćelijama

Prednosti ovakvog sustava su visoka iskoristivost energije goriva (od 65-85 %), nema gubitaka zbog pokretnih i rotirajućih djelova, zanemariva buka i zanemarivo zagađenje okoliša. Kao nedostaci ovog sustava mogu se istaknuti visoka cijena po jedinici instalirane snage, tehnička izvedivost za male snage (do 500 kW), proizvodnja istosmjerne el. energije, usljed čega treba imati pretvarač, te to što je cijeli sustav još uvijek u fazi razvoja.

2.4.6. Kogeneracijski sustav s magnetohidrodinamskim generatorom (MHD)

Princip rada MHD generatora prikazan je na sljedećoj slici.



Slika 2.11. Princip rada MHD generatora

Energetski sustav s MHD gneratorom je još uvijek u fazi proučavanja i usavršavanja. Međutim kada se riješe tehnički problemi, omogućit će se pretvorba energije uz znatno poboljšanu termodinamsku iskoristivost u odnosu na postojeće konvencionalne sustave.

Rad sustava s MHD generatorom temelji se na direktnoj pretvorbi toplinske energije plina u istosmjernu električnu energiju djelovanjem magnetskog polja na strujni tok ioniziranog plina pod visokim temperaturama (2500 – 3000 °C). Iskoristivost procesa proizvodnje električne energije je oko 50 %, a zbog visoke izlazne temperature plinova potrebna je rekuperacija toplinske energije (kogeneracija) čime se dodatno povećava ukupna energetska iskoristivost.

Problemi ovog sustava su vrlo visoki radni parametri (temperatura) iz čega proizlazi i problem tehničko/komercijalne izvedivosti. Uz to MHD generator proizvodi istosmjernu struju pa je potrebna dodatna investicija u pretvarač za izmjeničnu struju. Također, za postizanje visokih temperatura potreban je kisik, a samim time i sustav za proizvodnju kisika. Uz sve to potreban je sustav za pospješenje ionizacije kao i razvoj supravodljivog magneta čime će se riješiti problem rada u visokotemperaturnom polju.

2.5. Parne turbine

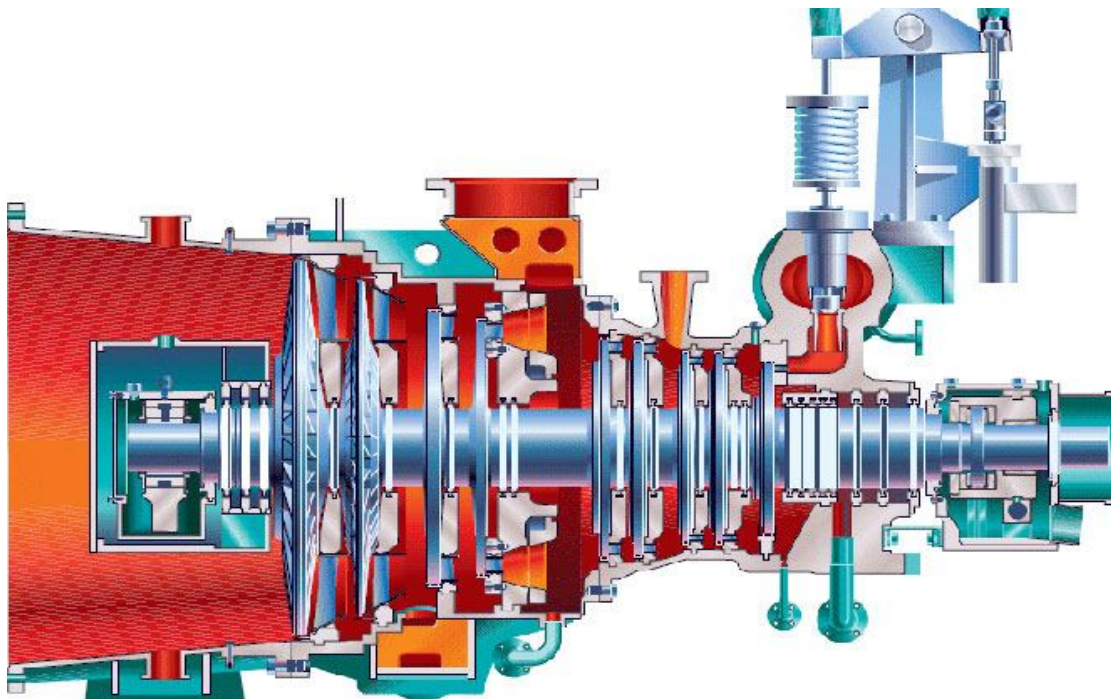
Parne su turbine pogonski strojevi koji toplinsku energiju pare pretvaraju u mehanički rad. Kao pogonski medij obično se rabi vodena para. Toplinska energija pare, koja je dobivena u parnom kotlu ili nuklearnom reaktoru, a očituje se kao povišenje parametara – tlaka i temperature – iznad stanja okoline, pretvara se u mehanički rad posrednim putem. Prva faza procesa pretvorbe energije je ekspanzija pare, tj. pad tlaka i temperature te porast obujma. Ekspanzijom toplinska se energija pretvara u kinetičku. U drugoj fazi te pretvorbe, kinetička energija parnog mlaza koristi se za stvaranje obodne sile na rotoru i njegovo okretanje, čime dobivamo mehanički rad.

Ekspanzija pare može se odvijati u ulaznim sapnicama, statorskim lopaticama, a dijelom u rotorskim lopaticama, te prema tome razlikujemo dva osnovna tipa parnih turbina, i to:

- akcijske parne turbine i
- reakcijske parne turbine.

Pretvorba energije putem kinetičke energije parnog mlaza velike brzine daje parnoj turbini jedno od osnovnih obilježja – veliku brzinu vrtnje rotora. Većina najvećih stacionarnih turbina ima brzinu vrtnje 3000 min^{-1} , dok brodske, industrijske i razni tipovi manjih jedinica imaju još veće brzine vrtnje. Gornja granica je oko 30000 min^{-1} .

Veličina parne turbine i njezina efektivna snaga mogu biti vrlo različite. Ovdje treba naglasiti, da se izrađuju jedinice snage od nekoliko stotina W, dok je istodobno u toku ugradnja gigantskih turbina snage 1500 MW i više.



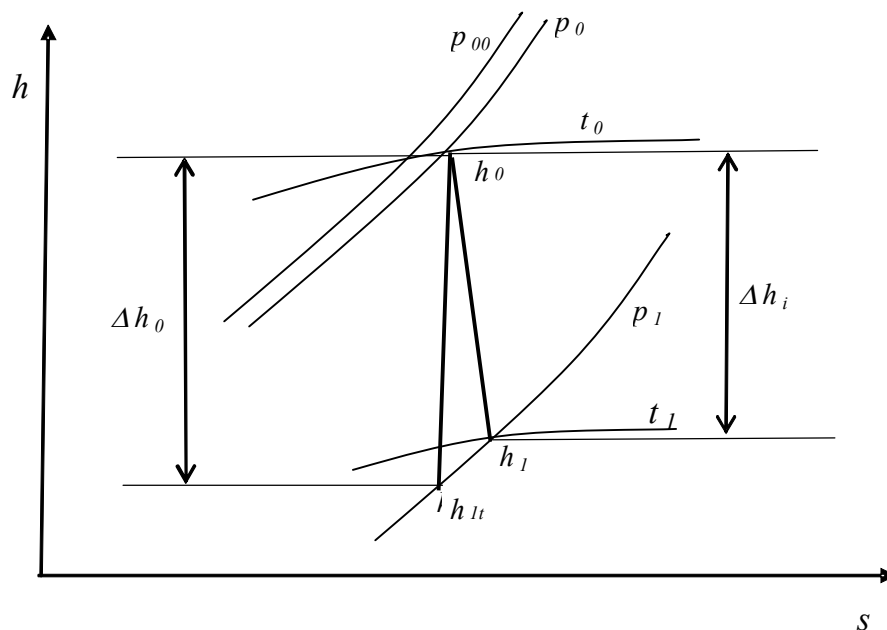
Slika 2.12. Parna turbina

S obzirom na visinu tlaka na kraju ekspanzije, razlikujemo kondenzacijske i protutlačne turbine. U kondenzacijskim turbinama iskorištava se para do tlaka kondenzata, koji je određen temperaturom rashladne vode, a u protutlačnim turbinama para ekspandira do tlaka znatno višeg od tlaka kondenzacije jer se para, koja je djelomično ekspandirala u parnoj turbini upotrebljava za grijanje ili za druge tehnološke procese. Protutlak na kraju ekspanzije u turbini ovisi u prvom redu o potrebnom tlaku pare za toplinske potrošače. Ovdje valja spomenuti i turbine s oduzimanjem. U turbinama s oduzimanjem, dio pare, koji je djelomično ekspandirao, odvodi se iz turbine između dva stupnja i najčešće se upotrebljava za razne tehnološke procese, a preostala para ekspandira do protutlaka ili tlaka kondenzacije. Tamo gdje se para koristi za regenerativno zagrijavanje vode turbine se izvode s nekoliko oduzimanja.

2.5.1. Energetska bilanca parne turbine

Pri realnoj transformaciji energije u turbini se javljaju gubici radne sposobnosti fluida i rada, koji su posljedica nepovrativosti procesa [17]. Tehnički rad kojeg para pri stvarnoj ekspanziji kroz turbinu preda rotoru turbine, svedeno na jedinicu mase – dakle 1 kg pare, naziva se specifični, ili jedinični unutarnji rad turbine, l_i . Da bi se ocijenila energetska efikasnost transformacije energije u turbini, potrebno je ovaj stvarno dobiveni unutarnji rad turbine usporediti s nekim teorijskim, uobičajno izentropskim, unutarnjim radom turbine l_0 , koji bi se dobio u slučaju povratne izentropske ekspanzije kroz turbinu. Ovako definiran odnos spomenutih radova se naziva unutarnji ili indicirani stupanj korisnosti turbine η_i .

Pretvorba energije u turbini može se pratiti pomoću h - s dijagrama, kao na slici 2.13., gdje je prikazan teoretski i stvarni toplinski pad koji se ostvaruje usljed ekspanzije pare u turbini.



Slika 2.13. Prikaz ekspanzije pare u turbini

Na ulazu u turbinu svježa para ima parametre p_0 i t_0 , [18], koji su nešto niži od parametara na izlazu iz generatora pare p_{00} i t_{00} . Tlak pare pred turbinom obično je za oko 5%

niži od tlaka na izlazu iz generatora pare. Taj gubitak tlaka uvjetovan je otporima ulaznog parovoda i armature između generatora pare i turbine. Pad temperature za 3 do 10 °C nastaje zbog gubitaka topline u okoliš kroz izolaciju parovoda. Veličina pada temperature ovisi o dužini cjevovoda, stanju i brzini pare te o karakteristikama toplinske izolacije cjevovoda. Tlak i temperatura pare pred turbinom određuju i specifičnu entalpiju pare koju označavamo sa h_0 .

Od stanja pare s entalpijom h_0 započinje proces pretvorbe energije u turbini, a parametri pare u toj točki određuju gornju energetska razinu pri toj pretvorbi. Donja energetska razina određena je tlakom na izlazu iz turbine p_1 , koji ovisi o vrsti pogona, tj. o tome dali je turbina izvedena s kondenzacijom ili s protutlakom. Prema tome, sama turbina nema utjecaj na parametre pare ispred nje, ni na tlak iza nje. To su parametri koji su definirani projektom te izvedbom energetskog postrojenja.

U teorijskom slučaju, tijekom ekspanzije pare u turbini od tlaka p_0 do tlaka p_1 mogao bi teći izentropski, tj. po liniji $s = \text{konst.}$, pri čemu se pretpostavlja ekspanzija pare bez gubitaka. U takvom bi se slučaju u mehanički rad mogao pretvoriti toplinski pad po jednom kilogramu pare:

$$\Delta h_0 = h_0 - h_{1t} \quad 2.1.$$

Razlika specifičnih entalpija Δh_0 je izentropski ili teorijski toplinski pad.

Stvarno odvijanje pretvorbe energije u turbini razlikuje se od teorijskog zbog gubitaka koji nastaju pri strujanju pare kroz protočni dio turbine. Izentropska ekspanzija ne može se postići, jer realni proces u turbini teče po nekoj politropi te ekspanzija završava u točki h_1 . Razlika entalpija između točke h_0 i točke h_1 zove se unutarnji toplinski pad:

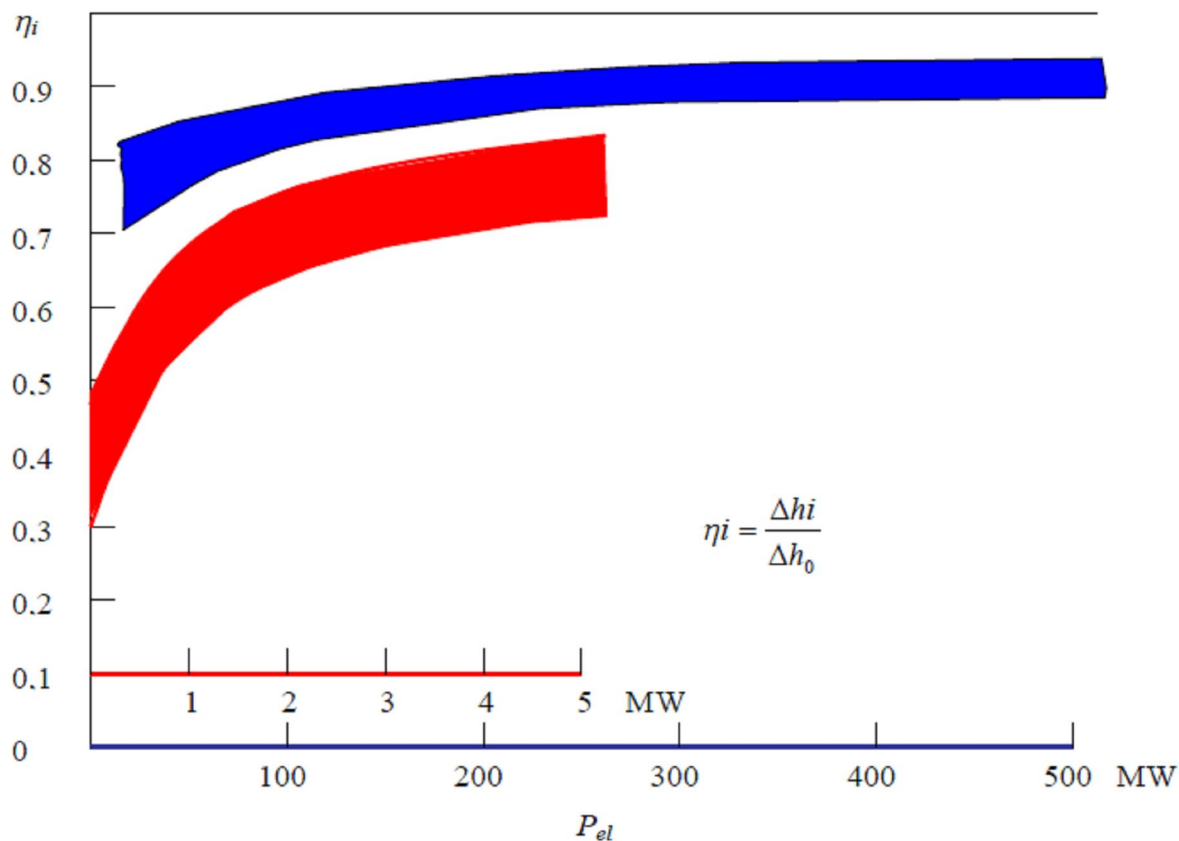
$$\Delta h_i = h_0 - h_1 \quad 2.2.$$

Ako kroz sve stupnjeve turbine protiče ista masa pare u jedinici vremena, onda se unutarnja i izentropska snaga turbine, kao i unutarnja korisnost mogu izračunati kako slijedi:

$$\begin{aligned} P_i &= m_0 \cdot \Delta h_i \\ P_t &= m_0 \cdot \Delta h_0 \\ \eta_i &= \frac{P_i}{P_t} \end{aligned} \quad 2.3.$$

Vrijednost unutarnje korisnosti kreće se do 0,91 kod dobro izvedenih velikih jedinica, dok se kod malih turbina spušta do 0,5 ili još niže. Na slici 2.14. dane su vrijednosti za unutarnju korisnost u zavisnosti od snage turbogeneratora.

Pored unutarnjih gubitaka, koji u turbini nastaju zbog nepovrativosti realnog procesa ekspanzije pare, i koji su opisani unutarnjim stupnjem korisnosti turbine, u turbini se javljaju i određeni vanjski ili mehanički gubici, kakvi su na primjer gubici u ležajevima, potrošnja energije za pogon pomoćnih uređaja (uljne pumpe), gubitak u reduktoru.



Slika 2.14. Unutarnja korisnost turbine u zavisnosti o snazi turboagregata [18]

Zbog toga je snaga na spojnici turbine, takozvana efektivna snaga P_e , manja od unutarnje snage P_i . Kvaliteta turbine u transformaciji energije, po osnovi mehaničkih gubitaka, se ocjenjuje prema vrijednosti mehaničke korisnosti turbine η_m , a kvaliteta po osnovi svih navedenih gubitaka zajedno prema vrijednosti efektivne korisnosti turbine η_e , odnosno:

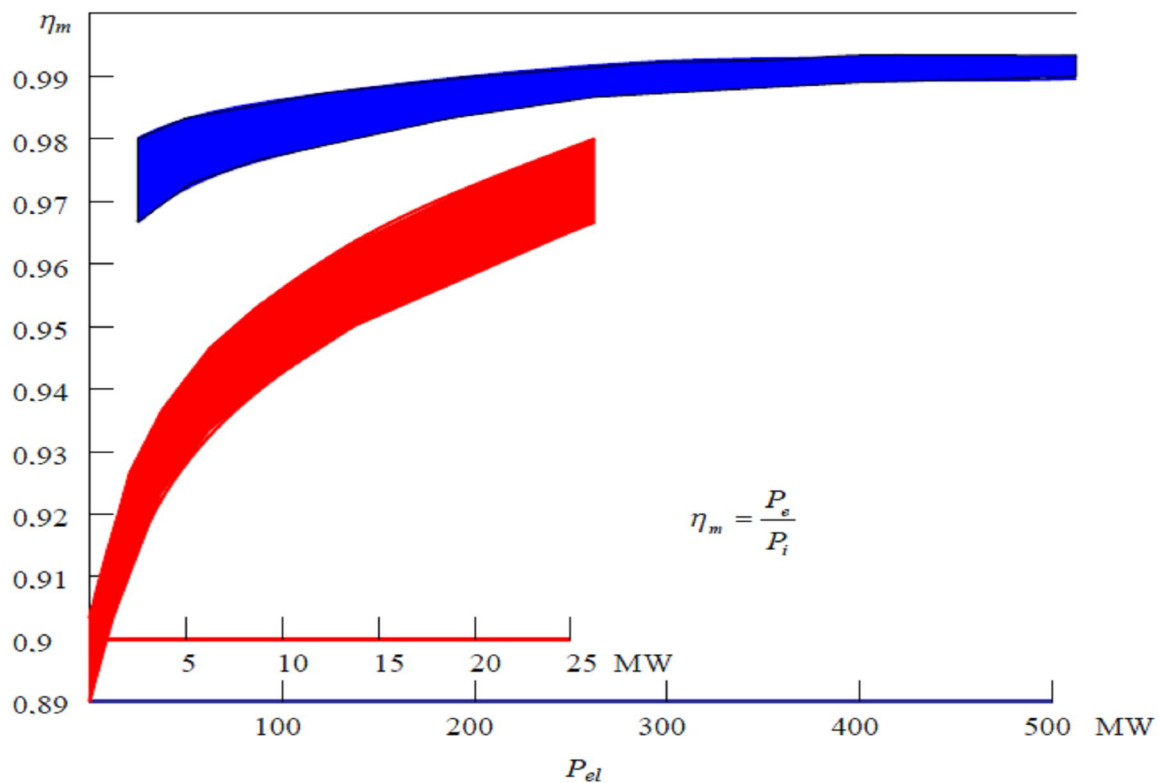
$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} \quad 2.4.$$

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$$

Mehanička korisnost parne turbine je relativno velika. Najmanje jedinice, s ugrađenim reduktorom, imaju vrijednost $\eta_m = 0,86$, dok se kod velikih jedinica mogu postići i veće od 0,99, slika 2.15.

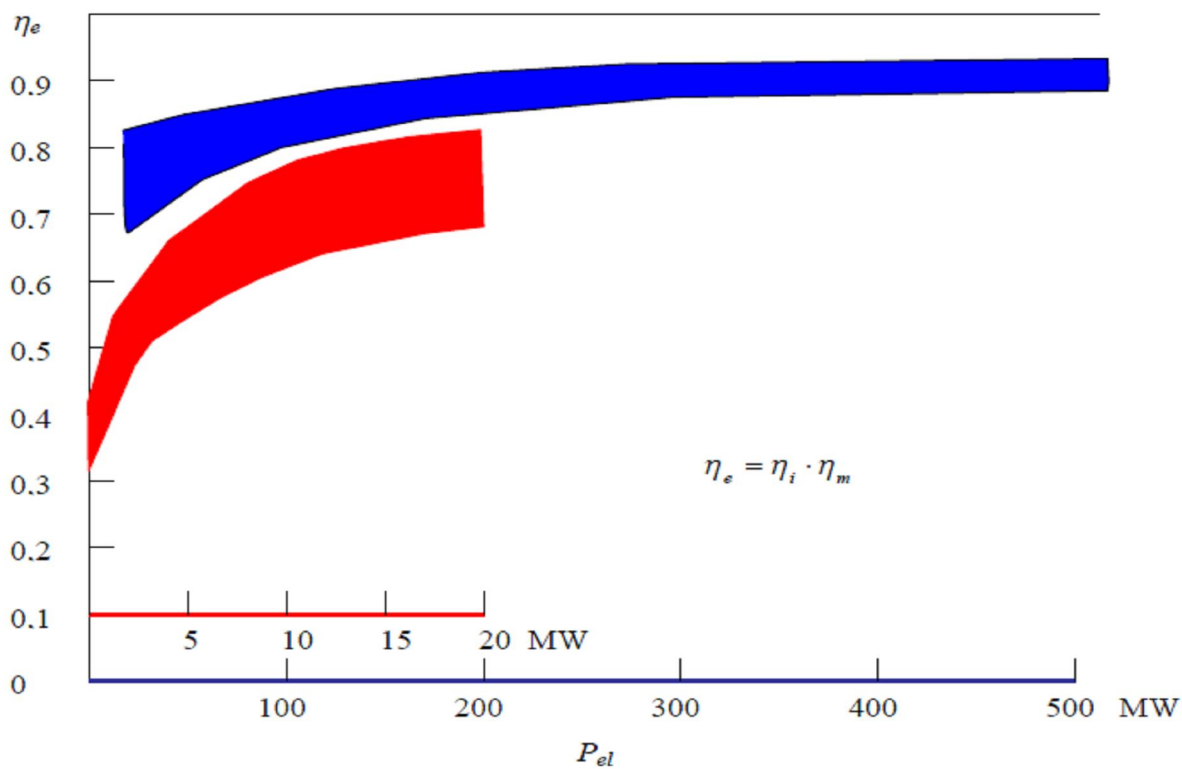
S pomoću mehaničke korisnosti možemo odrediti snagu potrebnu za savladavanje mehaničkih gubitaka na sljedeći način:

$$P_m = (1 - \eta_m) \cdot P_i \quad 2.5.$$



Slika 2.15. Mehanička korisnost turbine u zavisnosti o snazi turboagregata [18]

Na slici 2.16. dijagramski su prikazane vrijednosti efektivne korisnosti u zavisnosti o snazi turboagregata.



Slika 2.16. Efektivna korisnost turbine u zavisnosti o snazi turboagregata [18]

Izraz za efektivnu snagu možemo proširiti, pa dobivamo:

$$P_e = \dot{m}_0 \cdot \Delta h_0 \cdot \eta_i \cdot \eta_m \quad 2.6.$$
$$P_e = \dot{m}_0 \cdot \Delta h_0 \cdot \eta_e$$

Potrošnja pare može se, uz zadanu efektivnu snagu, poznatu korisnost i parametre pare, izračunati s pomoću formule:

$$\dot{m}_0 = \frac{P_e}{\Delta h_0 \cdot \eta_e} \quad 2.7.$$

Karakteristike turbine ne mogu utjecati na vrijednost Δh_0 , jer je teorijski toplinski pad zadan s pogonskim veličinama, tj. toplinskim ciklusom. Međutim, unutarnja i mehanička korisnost, a time i efektivna, zavise o vrsti, veličini i izvedbi turbine, te o drugim njezinim karakteristikama.

Zbog gubitaka u generatoru, koji se mogu iskazati na osnovu vrijednosti stupnja korisnosti generatora η_g , ukupna je snaga na stezaljkama generatora P_{el} manja od efektivne snage na spojci turbine. Gubici u generatoru, kao što su;

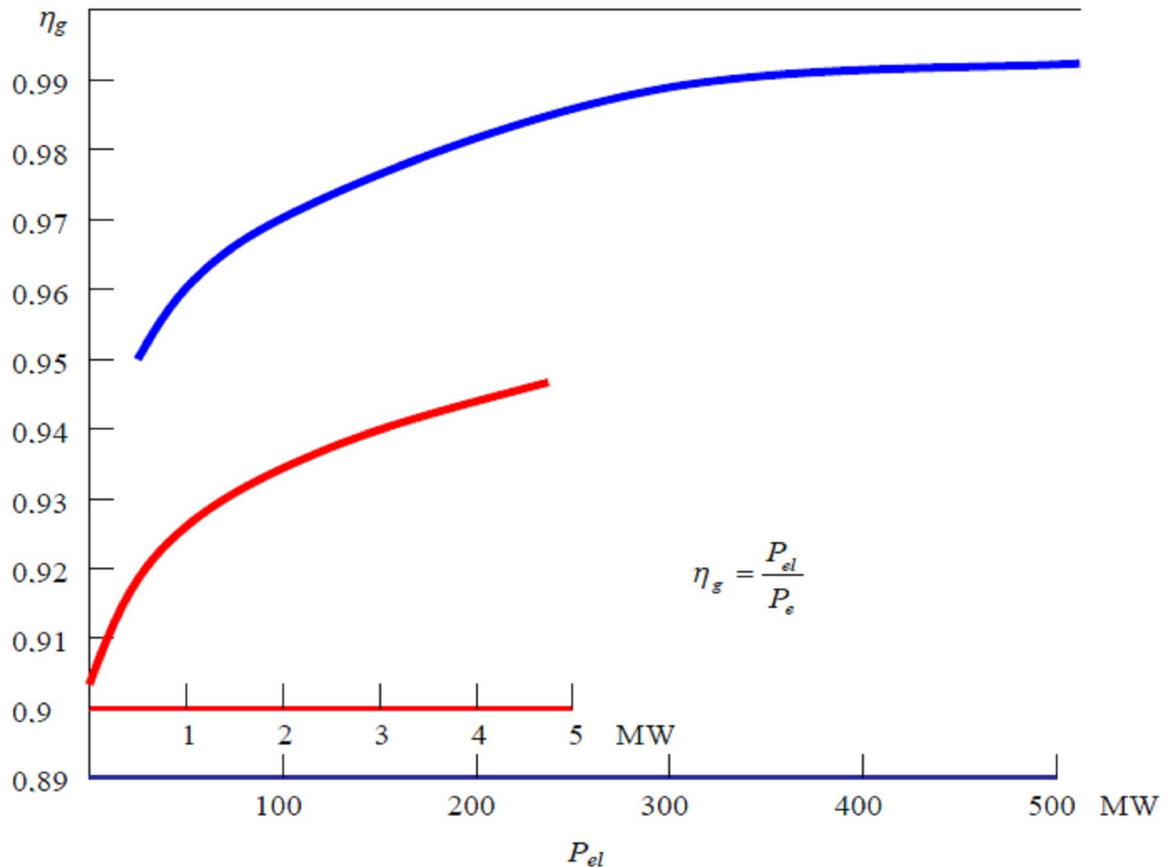
- trenja u ležajevima generatora,
- potrošnje energije za rad uzбудnika,
- gubici u bakrenim i željeznim dijelovima statora i
- potrošnja energije za hlađenje namotaja generatora.

i gubici u turbini zajedno određuju vrijednost korisnosti turbogeneratora η_{el} , koji predstavlja odnos ukupne snage na stezaljkama generatora i ukupne, teorijski raspoložive – dakle izentropske snage turbine. Na osnovu prethodnog vrijedi:

$$\eta_g = \frac{P_{el}}{P_e} \quad 2.8.$$
$$\eta_{el} = \frac{P_{el}}{P_t} = \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_g$$

Općenito je korisnost generatora bolja u većih generatora te se postižu vrijednosti do 0,99. Kod malih generatora mogu se postići relativno velike vrijednosti, iznad 0,90. Vrijednosti na slici 2.17. dane su za generatore koji su do kojih 50 MW hlađeni zrakom, od 50 do 200 MW vodikom, a iznad 200 MW vodikom i vodom.

Prosječne vrijednosti iz prakse daje slika 2.17.



Slika 2.17. Korisnost generatora električne energije u zavisnosti o snazi [18]

Izraz se može proširiti pa sljedi:

$$P_{el} = \eta_g \cdot P_e$$

$$P_{el} = m_0 \cdot \Delta h_0 \cdot \eta_g \cdot \eta_e \quad 2.9.$$

$$P_{el} = m_0 \cdot \Delta h_0 \cdot \eta_{el}$$

Iz navedenih izraza možemo odrediti protok pare kroz turbinu u ovisnosti o električnom učinku generatora:

$$m_0 = \frac{P_{el}}{\Delta h_0 \cdot \eta_g \cdot \eta_e} \quad 2.10.$$

$$m_0 = \frac{P_{el}}{\Delta h_0 \cdot \eta_{el}}$$

Ukupni stupanj korisnosti parnoturbinskog postrojenja η , predstavlja odnos ukupne snage na stezaljkama generatora i ukupne topline koja se u jedinici vremena dovodi u ciklus. To je osnovni pokazatelj ekonomičnosti turbinskog postrojenja u sprezi s generatorom. Ako se zanemari rad pumpe, vrijedi:

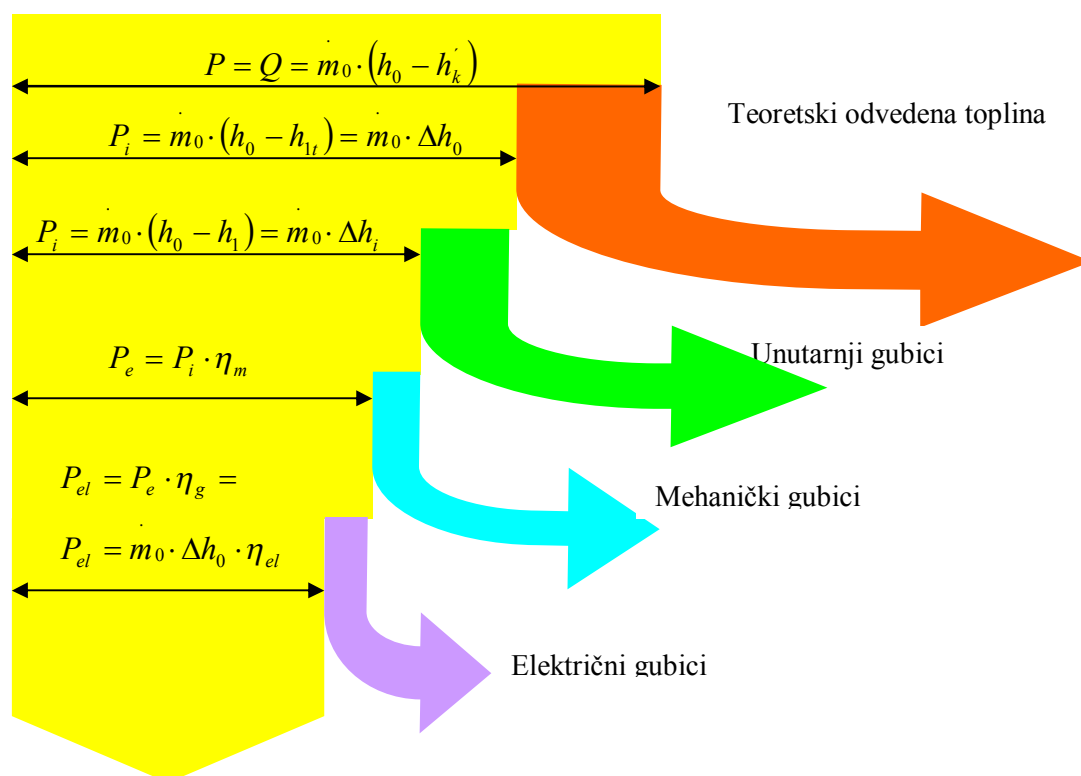
$$\eta = \frac{P_{el}}{m_0 \cdot q_{dov.}} = \eta_k \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_g = \eta_k \cdot \eta_{el} \quad 2.11.$$

Sa povišenjem energetske razine, tj. tlaka i temperature pare na ulazu u turbinu i snižavanjem energetske razine pare na izlazu, tj. snižavanjem tlaka ispušne pare, povećava se termodinamička korisnost turbinskog procesa.

Dijagram bilance energije, slika 2.18., daje prikaz odnosa ulazne topline u zavisnosti o proizvedenoj električnoj energiji. Što su manji energetske gubici u turbo-generatorskom postrojenju tim je odnos ulazne topline i proizvedene električne energije povoljniji. To bi dalje značilo da se za istu količinu ulazne topline proizvede veća količina električne snage.

Od gubitaka koji ulaze u energetske bilancu turbo-generatorskog postrojenja, pri određivanju bilance energije najznačajniji su:

- gubitak teoretski odvedene topline,
- unutaršnji gubici parne turbine,
- mehanički gubici i
- električni gubici ili gubici električnog generator.



Slika 2.18. Dijagram bilance energije

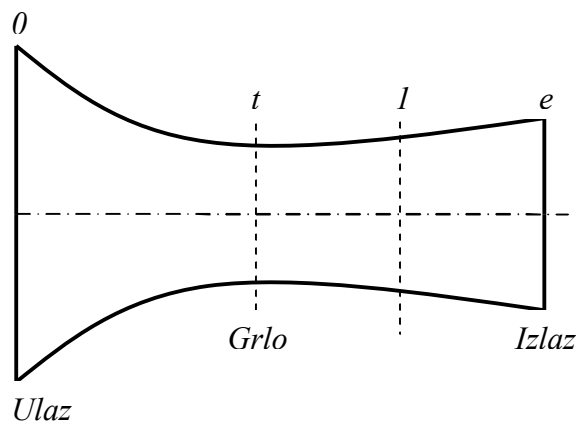
2.6. Strujanje kroz međulopatične kanale

Statorski i rotorski međulopatični kanali obično su konstruirani tako da uzrokuju povećanje ili smanjenje brzine (kinetičke energije) fluida koji struji kroz njih. Sapnica je strujni kanal koji uzrokuje ubrzanje fluida, dok je difuzor strujni kanal koji uzrokuje usporavanje fluida.

U svakom turbostroju koji proizvodi mehaničku energiju, statorski međulopatični kanali obično djeluju kao sapnice, kako u akcijskom tako i u reakcijskom stupnju. Dodatno, rotorski međulopatični kanali u reakcijskim stupnjevima turbina također djeluju kao sapnice. Difuzorsko se djelovanje javlja u rotorskim i statorskim strujnim kanalima reakcijskih stupnjeva turbostrojeva koji troše mehaničku energiju.

2.6.1. Stacionarno strujanje kroz sapnice

Promatra se strujanje kroz kovergentno-divergentnu de Lavalovu sapnicu (mlaznicu) prikazanu na slici 2.19. Pretpostaviti će se da je strujanje kroz sapnicu stacionarno bez dovođenja topline i odvođenja mehaničke energije.



Slika 2.19. De Lavalova konvergentno-divergentna sapnica

Prvi zakon termodinamike primijenjen na sapnicu od ulaznog (0) do proizvoljnog (1) presjeka sapnice uz zanemarivanje potencijalne energije daje:

$$h_0 + \frac{c_0^2}{2} = h_1 + \frac{c_1^2}{2} \quad 2.12.$$

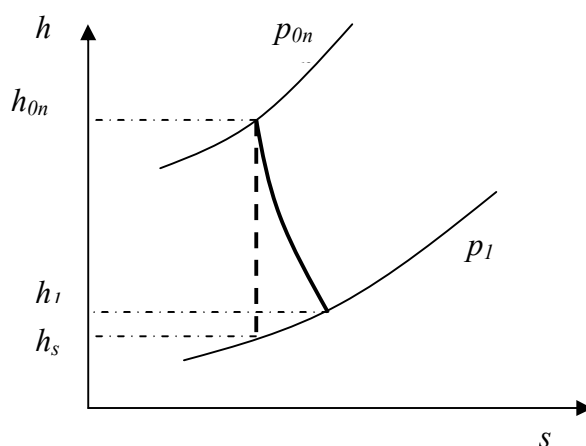
gdje je h_0 statička entalpija fluida na ulazu u sapnicu, c_0 brzina fluida na ulazu u sapnicu, h_1 statička entalpija fluida u presjeku l , a c_1 je brzina fluida u istom presjeku. Iz jednadžbe, (2.12.) slijedi brzina fluida u presjeku l :

$$c_1 = \sqrt{2(h_0 - h_1) + c_0^2} \quad 2.13.$$

odnosno

$$c_1 = \sqrt{2(h_{0n} - h_1)} \quad 2.14.$$

gdje je h_{0n} zaustavna entalpija (tj. entalpija računskog stanja mirovanja).



Slika 2.20. *h-s dijagram za sapnicu*

Jednadžbe (2.11.), (2.12.), i (2.13.) vrijede za adijabatsko strujanje (povrativo i nepovrativo) svih vrsta fluida. Potrebno je samo koristiti statičku entalpiju h_1 koja je rezultat stvarnog procesa koji se odvija u sapnici (slika 2.20.). Ako je strujanje kroz sapnicu izentropsko, statička entalpija h_1 je rezultat izentropske ekspanzije od statičkog tlaka p_{0n} do statičkog tlaka p_1 u promatranom presjeku l . Ako se izentropska (idealna) entalpija u presjeku l označi s h_s , onda je izentropska brzina fluida u tom presjeku:

$$c_s = \sqrt{2 \cdot (h_{0n} - h_s)} \quad 2.15.$$

Iskoristivost sapnice definirana je sljedećim izrazom:

$$\eta_n = \frac{h_{0n} - h_1}{h_{0n} - h_s} \quad 2.16.$$

Ako je zadan tlak u ulaznom i izlaznom presjeku sapnice (p_{0n} i p_1), moguće je odrediti ($h_{0n} - h_s$) i ako je zadana iskoristivost mlaznice može se onda izračunati ($h_{0n} - h_1$).

Za izentropsku ekspanziju (kompresiju) idealnog plina vrijedi sljedeća zakonitost:

$$\frac{p}{\rho^\kappa} = konst. \quad 2.17.$$

Eksperimentom je utvrđeno da je za pregrijanu vodenu paru $\kappa = 1.3$, a za vlažnu paru uz male razlike tlaka između ulaza i izlaza iz sapnice može se uzeti $\kappa = 1.035 + 0.1x$.

Primjenom jednadžbe $d_h = d_p/\rho$ i jednadžbe (2.17.), može se izračunati promjena statičke entalpije tijekom stacionarnog izentropskog procesa:

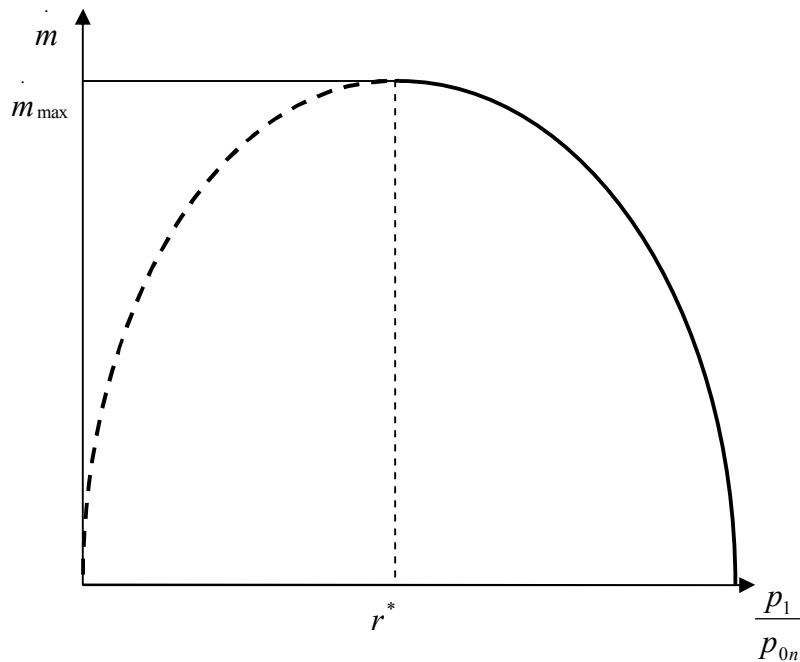
$$h_0 - h_s = \int_p^{p_1} \frac{dp}{\rho} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \left(\frac{p_0}{\rho_0} - \frac{p_1}{\rho_1} \right) = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{p_0}{\rho_0} \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \quad 2.18.$$

Na isti način se dobiva:

$$h_{0n} - h_s = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{p_{0n}}{\rho_{0n}} \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_{0n}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \quad 2.19.$$

Uvrštavanjem jednačbe (2.19.) u jednačbu (2.15.), dobiva se izraz za idealnu (izentropsku) brzinu u datom presjeku sapnice:

$$c_s = \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{p_{0n}}{\rho_{0n}} \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_{0n}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \quad 2.20.$$



Slika 2.21. Ovisnost masenog protoka kroz sapnicu o tlaku

Maseni protok kroz sapnicu u promatranom presjeku I :

$$m_0 = A \cdot \rho \cdot c_s = A \cdot \rho \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{p_{0n}}{\rho_{0n}} \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_{0n}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \quad 2.21.$$

gdje je A površina promatranog poprečnog presjeka sapnice. Ako se iz jednačbe (2.21.) eliminira ρ dobiva se:

$$m_0 = A \cdot \left(\frac{p_1}{p_{0n}} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot p_{0n} \cdot \rho_{0n} \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_{0n}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \quad 2.22.$$

Dijagram na slici 2.21. prikazuje ovisnost masenog protoka o omjeru tlakova na izlazu iz mlaznice p_1 / p_{0n} prema jednadžbi (2.22.). Kao što se može vidjeti maseni protok prvo raste da bi nakon postizanja kritičnog omjera tlakova $r^* = p^* / p_{0n}$ počeo padati do nultog masenog protoka kod $p_1 / p_{0n} = 0$. U stvarnosti maseni protok raste do postizanja kritičnog omjera tlakova r^* , te se daljnjim smanjenjem omjera tlakova zadržava postignuta maksimalna vrijednost masenog protoka.

Da bi se odredila vrijednost kritičnog omjera tlakova potrebno je derivirati jednadžbu (2.22.) po p_1 / p_{0n} i rezultat izjednačiti s nulom. Nakon toga se dobiva:

$$r^* = \left[\frac{2}{\kappa + 1} \right]^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad 2.23.$$

Tlak koji odgovara kritičnom tlaku naziva se kritični tlak, $p^* = r^* \cdot p_{0n}$, a presjek sapnice u kojem se postiže kritični tlak naziva se kritičan presjek.

Izotropska kritična brzina fluida u kritičnom presjeku dobiva se uvrštavanjem kritičnog omjera tlakova u jednadžbu (2.20.):

$$c^* = \sqrt{2 \frac{p_{0n}}{\rho_{0n}} \cdot \frac{\kappa}{\kappa + 1}} \quad 2.24.$$

Promjenom jednadžbe (2.23.) i jednadžbe za kritični omjer gustoća:

$$\frac{\rho^*}{\rho_{0n}} = \left[\frac{2}{\kappa + 1} \right]^{\frac{1}{\kappa - 1}} \quad 2.25.$$

može se pokazati da je

$$\frac{p_{0n}}{\rho_{0n}} = \frac{1}{2} (\kappa + 1) \cdot \frac{p^*}{\rho^*} \quad 2.26.$$

Sada se jednadžba (2.24.) može zapisati na sljedeći način:

$$c^* = \sqrt{\kappa \cdot \frac{p^*}{\rho^*}} \quad 2.27.$$

gdje je $\sqrt{\kappa \frac{p^*}{\rho^*}} = a^*$ lokalna brzina zvuka u promatranom kritičnom presjeku. Za idealni plin

možemo jednadžbu (2.27.) zapisati u sljedećem obliku, $c^* = \sqrt{\kappa RT}$. Omjer između brzine fluida c i lokalne brzine zvuka a naziva se Machov broj (M). Ako je Machov broj manji od jedan strujanje je dozvučno, a ako je Machov broj veći od jedan strujanje je nadzvučno. Strujanje je u sapnici dozvučno od ulaznog do kritičnog presjeka.

2.6.2. Analiza jednodimenzijuskog izentropskog strujanja

Jednadžba očuvanja mase za jednodimenzijusko strujanje kroz sapnicu glasi:

$$\rho \cdot c \cdot A = konst. \quad 2.28.$$

Diferenciranjem gornje jednadžbe dobiva se:

$$\frac{dA}{A} + \frac{d\rho}{\rho} + \frac{dc}{c} = 0 \quad 2.29.$$

Za stacionarno strujanje kroz mlaznicu bez dovođenja i odvođenja mehaničke energije vrijedi:

$$h + \frac{c^2}{2} = konst. \quad 2.30.$$

odnosno nakon diferenciranja:

$$dh + cdc = 0 \quad 2.31.$$

Ako se uzme u obzir da za izentropsku promjenu stanja vrijedi $dh = dp / \rho$, dobiva se:

$$cdc = -\frac{dp}{\rho} \quad 2.32.$$

Ako se jednadžba (2.32.) uvrsti u jednadžbu (2.29.) dobiva se:

$$\frac{dA}{A} = \frac{d\rho}{\rho} \cdot \left(\frac{\partial p}{\partial \rho} \frac{1}{v^2} - 1 \right) \quad 2.33.$$

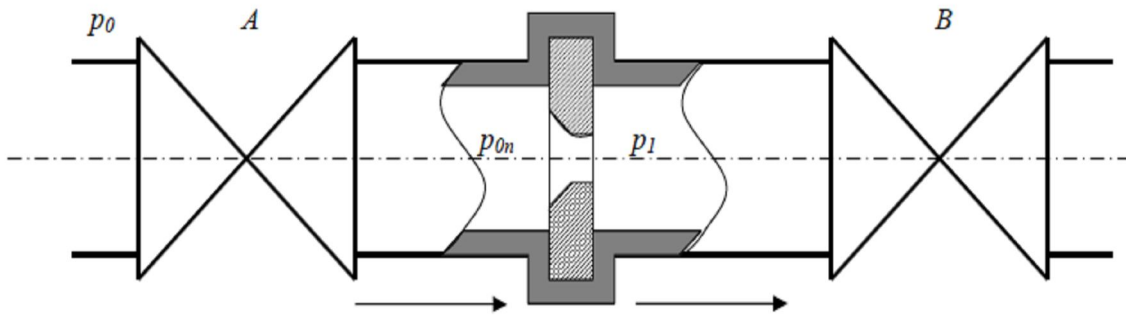
budući da je $\frac{\partial p}{\partial \rho} = a^2$, jednadžba (2.33.) se može zapisati u sljedećem obliku:

$$\frac{dA}{A} = \frac{d\rho}{\rho} \cdot \left(\frac{1}{M^2} - 1 \right) \quad 2.34.$$

gdje je M Machov broj. Sada se pomoću navedenih jednadžbi može analizirati strujanje u kanalu promjenjivog poprečnog presjeka. Prije toga treba uočiti da je veličina $\frac{\partial p}{\partial \rho}$ uvijek pozitivna što znači da smanjenjem tlaka uvijek dolazi do smanjenja gustoće.

2.6.3. Konvergentna (sužavajuća) sapnica

Da bi se razmotrilo kako se mijenja protok pare kroz konvergentnu sapnicu [19], [20], kod istovremene promjene tlaka na ulazu i izlazu, u tu svrhu je u parovod ugrađena sapnica, slika. 2.22. Promjer parovoda je velik tako da se brzina dovoda pare u sapnicu c_0 zanemaruje. Protok pare kroz sapnicu regulira se pomoću dva ventila ugrađena u parovodu, A i B . Para iz ventila B ide u kondenzator u kojem mu je tlak blizak nuli.



Slika 2.22. Shema ugradnje sapnice u parovod

Ako se kod konstantnog otvora ventila B postepeno otvara ventil A , protok pare kroz sapnicu će se povećavati, također i tlak pare pred sapnicom p_{0n} će se povećavati. Kod otvorenog ventila B tlak iza sapnice jednak je tlaku u kondenzatoru, tj. blizak nuli. Odnos tlakova $\varepsilon = p_1/p_{0n} \approx 0$. U tom slučaju protok pare kroz sapnicu odgovara kritičnom protoku:

$$m_{kr} = 0,667 \cdot \mu \cdot A \cdot \sqrt{\frac{p_{0n}}{v_{0n}}} \quad 2.35.$$

Kod potpunog otvorenog ventila A tlak pred sapnicom $p_{0n} = p_0$, tome tlaku će odgovarati maksimalni kritični protok m_0 . Odnos kritičnog protoka pare odgovarajućeg tlaka p_{0n} i maksimalnog kritičnog tlaka može se izraziti donjeg izraza:

$$\frac{m_{kr}}{m_0} = \sqrt{\frac{p_{0n} \cdot v_0}{p_0 \cdot v_{0n}}} \quad 2.36.$$

Budući da je $h_0 = h_{0n} = konst.$ može se sa većom točnošću napisati:

$$p_{0n} \cdot v_{0n} = p_0 \cdot v_0 \quad 2.37.$$

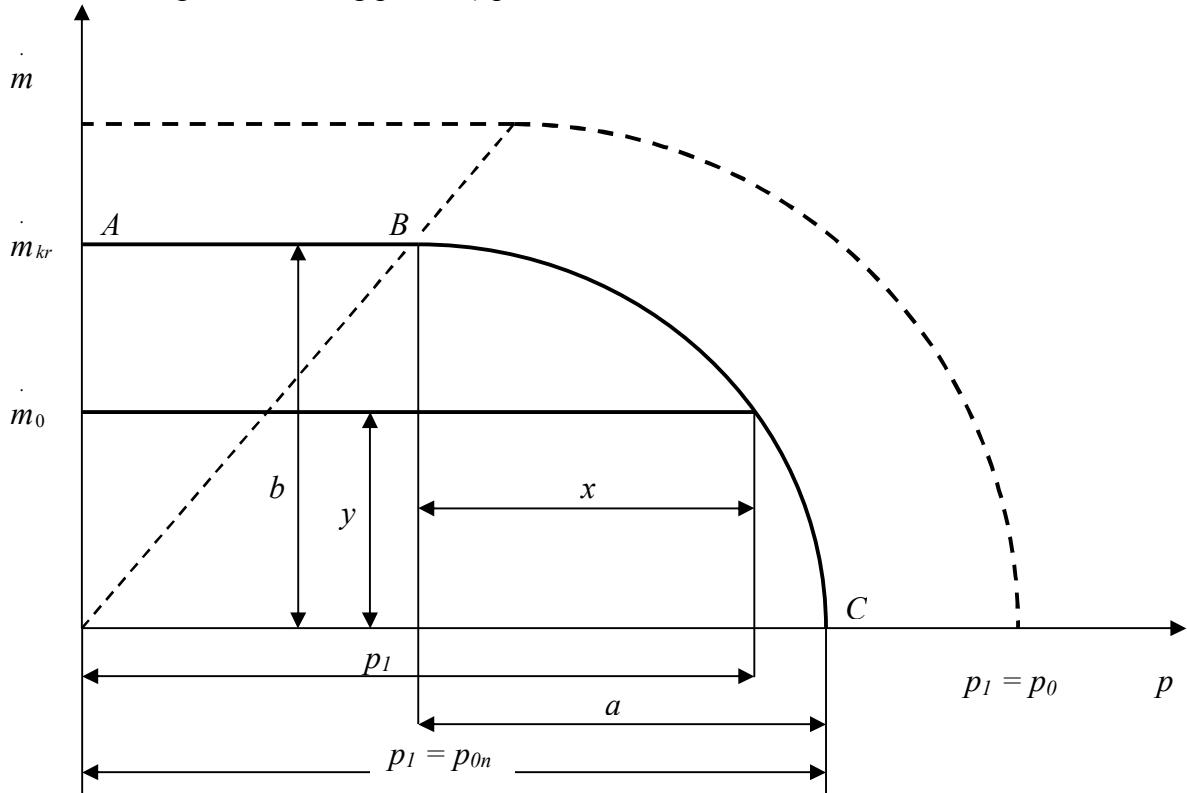
Ako se to uvrsti u kritični odnos količina dobije se:

$$\frac{m_{kr}}{m_0} = \frac{p_{0n}}{p_0} = \varepsilon_0 \quad 2.38.$$

tj. kritični protok pare proporcionalan je protoku pare. Taj izraz vrijedi samo ako je u svim režimima entalpija h_0 konstantna. U protivnom slučaju odnos količina ovisi i o temperaturi koja se za pregrijanu paru može dosta točno izraziti pomoću izraza:

$$\frac{\dot{m}_{kr}}{\dot{m}_0} = \frac{p_{0n}}{p_0} \cdot \sqrt{\frac{T_0}{T_{0n}}} \quad 2.39.$$

Ako se zadrži konstantan tlak pred sapnicom p_{0n} , a mijenja tlak iza sapnice (pomoću ventila B) tada se zakon promjene protoka pare ostvaruje po krivulji A, B, C (točke kritičnog protoka, kritičnog tlaka i nultog protoka) prikazano na slici 2.23.



Slika 2.23. Krivulja promjene protoka pare kroz sužavajuću sapnicu

Kritični odnos tlakova se dostigne kod $p_1/p_{0n} = 0,546$, a nulti protok kod $p_1/p_{0n} = 1$ tj. pri:

$$\frac{p_1}{p_0} = \frac{p_{0n}}{p_0} = \varepsilon_0 \quad 2.40.$$

Ako se primjeni slijedeće označavanje osnovnih veličina proizlazi da je:

$$\begin{aligned} \frac{\dot{m}_{kr}}{\dot{m}_0} &= \varepsilon_0 \\ \varepsilon_{kr} &= 0,546 \cdot \varepsilon_0 \end{aligned} \quad 2.41.$$

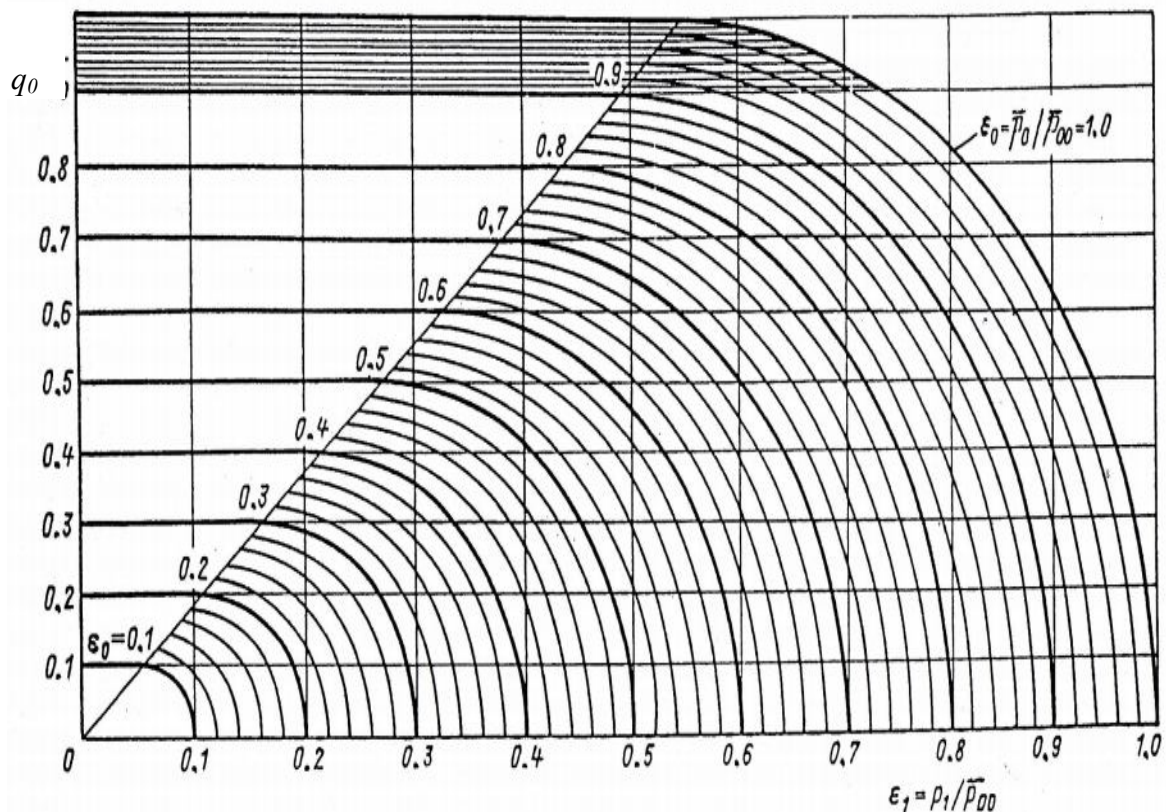
Bendenmannova jednačba daje ovisnost odnosa protoka i tlakova u podzvničnom području:

$$\left(\frac{m_0}{m_{kr}}\right)^2 + \left(\frac{p_1 - p_{kr}}{p_{0n} - p_{kr}}\right)^2 = 1 \quad 2.42.$$

Primjenom navedenih oznaka dobije se:

$$\frac{(\varepsilon_1 - \varepsilon_{kr} \cdot \varepsilon_0)^2}{(1 - \varepsilon_{kr})^2} + q_0^2 = \varepsilon_0^2 \quad 2.43.$$

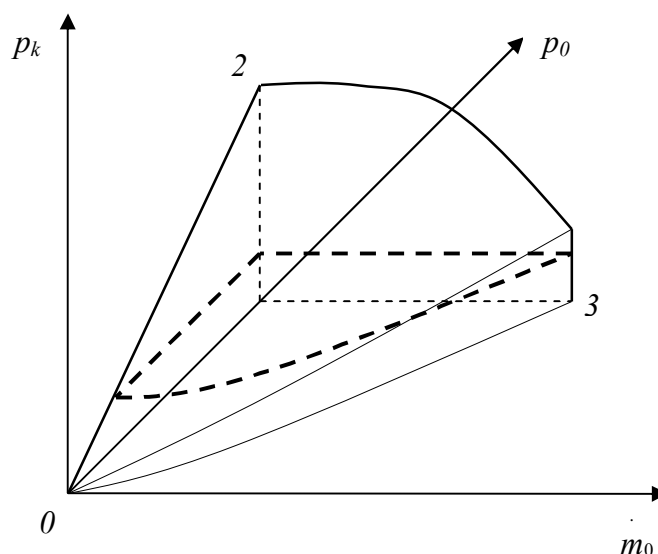
Data jednačba među sobom povezuje protok pare kroz konvergentnu sapnicu q_0 sa početnim i konačnom odnosom tlakova ε_0 i ε_1 . Ta ovisnost prikazana je u sljedećem dijagramu.



Slika 2.24. Dijagram ovisnosti relativnog protoka pare u ovisnosti o odnosu tlakova ispred i iza konvergentne sapnice [21]

Iz dijagrama se može za dvije poznate veličine q_0 , ε_0 , ili ε_1 odrediti treća veličina. Npr. ako je poznat relativni tlak pred sapnicom $\varepsilon_0 = 0,8$ i relativni tlak iza sapnice $\varepsilon_1 = 0,7$, slijedeći krivulju $\varepsilon_0 = 0,8$ do njenog sjecišta s vertikalnom linijom dignutom iz apcise $\varepsilon_1 = 0,7$ pronalazi se relativni protok pare $q_0 = 0,55$ na ordinati.

Dijagram se može također predočiti prostornim koordinatama. Ako se tri koordinatne osi q_0 , ε_0 , ε_1 , predoče s p_k , p_0 i m_0 dobije se konusna površina ovisnosti protoka pare kroz sužavajuću sapnicu od početnih i konačnih tlakova, kako je prikazano na slici 2.25.



Slika 2.25. Stodolin konus protoka pare kroz sužavajuću sapnicu

2.6.4. Konvergentna-divergentna sapnica (Lavalova sapnica)

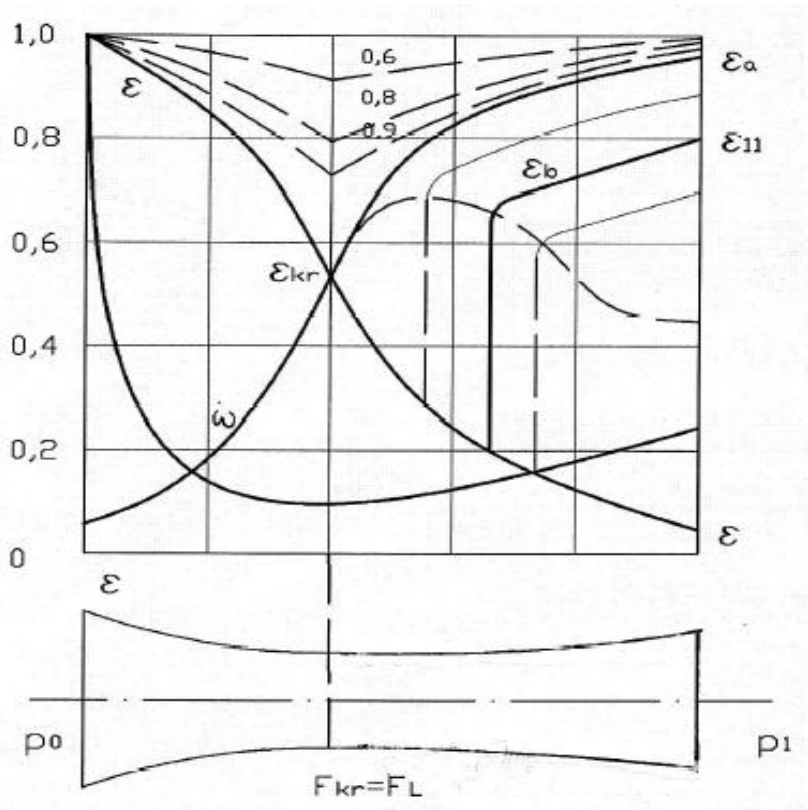
Rad Lavalove sapnice bitno se razlikuje od konvergentne sapnice za promjenjive režime rada. Razmotrit će se strujanje u konvergentno-divergentnoj sapnici.

Kod proračunskih uvjeta strujanja, eskpanzija teče po liniji ε - ε , slika 2.26., tj. dolazi do smanjivanja tlaka uzduž osi sapnica. Iscrtkana krivulja pokazuje otklon kompresijskog skoka kod većeg tlaka od računskog u proširenom dijelu sapnice. To je teoretska krivulja za pretpostavljeni okomiti skok. U kompresijskom skoku nadzvučna brzina prelazi u podzvučnu i u proširenom dijelu dolazi do proširenja tlaka krivulje ε_b - ε_{11} .

Kada povišenje izlaznog tlaka dostigne ε_a skok dođe u grlo sapnice. Tada cijeli tok prelazi u podzvučnu brzinu, a samo u grlu sapnice ε_{kr} dostigne brzinu zvuka. Kod daljnjeg povišenja izlaznog tlaka Lavalova sapnica počinje raditi kao Venturijeva cijev u kojoj se struja ispočetka ubrzava a zatim u proširenom dijelu smanjuje. Do tog vremena dok je u grlu kritičan tlak ε_{kr} protok se ne mijenja i jednak je kritičnom tlaku. Samo u slučaju ako protutlak naraste više od ε_a protok pare se počinje smanjivati. U tom slučaju odnos protoka pare može se izraziti pomoću elipse:

$$q_0 = \frac{m_0}{m_{kr}} = \sqrt{1 - \left(\frac{\varepsilon_1 - \varepsilon_a}{1 - \varepsilon_a} \right)^2} \quad 2.44.$$

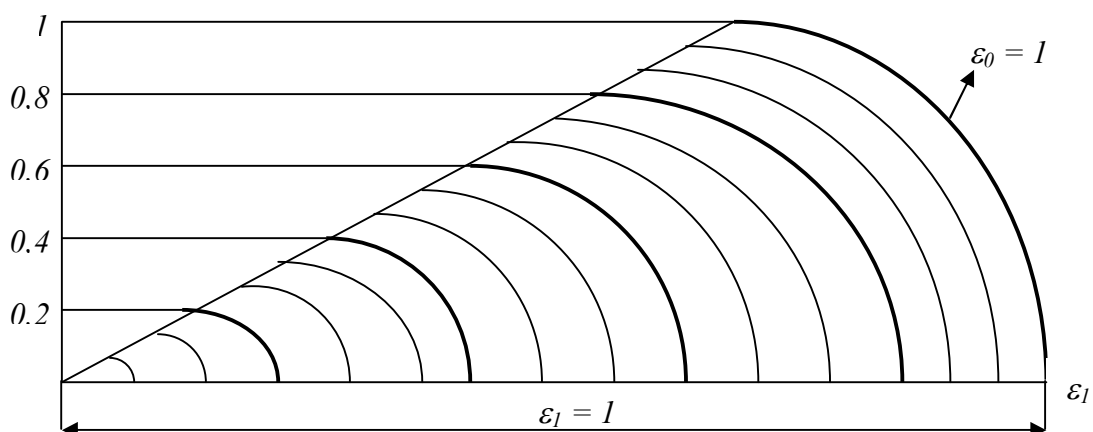
Izlazni tlak ε_a kod kojeg se dostigne kritični protok za pregrijanu paru ovisi od stupnja proširenja sapnice $f = f_2 / f_{kr}$ i može se odrediti pomoću jednadžbe:



Slika 2.26. Krivulja ekspanzije Lavalove sapnice

$$\varepsilon_a = 0,546 + 0,454 \cdot \sqrt{1 - \frac{1}{f}} \quad 2.45.$$

Za istovremenu promjenu početnog i konačnog tlaka, kod konstantne entalpije ulazne struje, relativni protok q_0 kroz proširenu sapnicu može se prikazati dijagramski u ovisnosti od izlaznog odnosa tlaka ε_1 (analogno sužavajućoj sapnici). Kod toga granični odnos tlaka ε_a ovisi od geometrijskih razmjera proširenog dijela sapnice.



Slika 2.27. Dijagram protoka pare kroz konvergentno-divergentnu Lavalovu sapnicu

Stvaranje kompresijskih skokova u proširenom dijelu sapnice povezano je s gubicima kinetičke energije struje. Zbog toga ako koeficijent protoka μ ovisi samo od ekspanzije pare u sužavajućem dijelu sapnice, malo se mijenja pri promjeni režima rada. Koeficijent brzine φ mijenja se u širokim granicama, ima maksimum blizu proračunskog režima i značajno pada kod promjene protutlaka od proračunske vrijednosti.

2.7. Promjenjivi režimi rada i regulacija parne turbine

Ulazni podaci prema kojima su projektirane parne turbine su one vrijednosti pogonskih parametara pri kojima parne turbine postižu najbolji stupanj korisnosti. Slučaj rada u takvim uvjetima pogona rezultira najmanjom potrošnjom radnog medija svedeno na jedinični rad ostvaren na spojci turbine.

U određenim situacijama parne turbine ipak rade u režimima koji se u manjoj ili većoj mjeri razlikuju od rada u ekonomskim uvjetima. To su situacije u kojima se od strane potrošača zahtjeva rad na parcijalnom opterećenju, pri čemu se taj zahtjev pa tako i opterećenje turbine u principu mijenja sa vremenom. Na drugoj strani to mogu biti i situacije u kojima se, iz određenih razloga, kontrolirano ili spontano mijenja vrijednost jednog ili većeg broja pogonskih parametara, kao na primjer tlak pare na ulazu u turbinu, ili temperatura rashladne vode (pa tako i tlak u kondenzatoru) kondenzacijske turbine i slično. Takve promjene rezultiraju promjenom vrijednosti i ostalih pogonskih parametara, a rad u takvim uvjetima se naziva promjenjivim režimom rada.

Sustav regulacije treba omogućiti pouzdan rad toplinskih turbina u ekonomskim uvjetima, ali i omogućiti uspostavljanje njihovog parcijalnog opterećenja, uključivo i siguran rad u promjenjenom režimu. Zbog toga što rade s različitim fluidima, kao i zbog razlike u ciklusima po kojima rade, njima pripadajuća postrojenja, sustavi regulacije parne turbine, turbokompresora i plinske turbine, međusobno su različiti.

2.7.1. Promjenjivi režimi rada parne turbine i konus potrošnje pare

Snaga parne turbine se tokom pogona može mijenjati u širokom rasponu, odnosno postrojenje parne turbine je u tom smislu fleksibilno. Kako se pri ekonomskoj snazi postiže najveći stupanj korisnosti turbine, to svako odstupanje od te snage (bilo da snaga raste, ili opada) ima za posljedicu pad vrijednosti stupnja korisnosti, što ako se ostali uvjeti ne mijenjaju znači povećanje specifične potrošnje pare. Kao što je spomenuto, tokom pogona parne turbine može doći i do kontrolirane ili spontane promjene vrijednosti jednog ili većeg broja pogonskih parametara. Takve promjene će neminovno rezultirati i promjenom vrijednosti preostalih pogonskih parametara, a poznavanje zakonitosti tih promjena je nužan preduvjet za pouzdano ovladavanje regulacijom i pogonom postrojenja parne turbine.

Kao ilustracija uspostavljanja rada parne turbine u promjenjivom režimu može naprimjer poslužiti činjenica da će promjena parametara pare ispred ili iza turbine rezultirati promjenom masenog protoka pare kroz turbinu. U isto vrijeme treba znati da do promjene masenog protoka pare kroz turbinu može doći i zbog eventualne promjene unutarnjeg stanja turbine, naprimjer zbog promjene protočnog presjeka turbine usljed zasoljavanja. Promjena masenog protoka pare kroz turbinu u zavisnosti od promjene svih parametara koji na taj

protok utječu predstavlja protočnu karakteristiku turbine. Specijalan slučaj te karakteristike je takozvani konus potrošnje pare, koji predstavlja promjenu masenog protoka pare kroz turbinu u zavisnosti od promjene tlaka pare ispred ili iza turbine. Konus potrošnje pare se može utvrditi eksperimentalnim putem, a u analitičkoj formi prvi ga je definirao Stodola.

Pojednostavljeno se turbina može tretirati kao niz redom vezanih otvora kroz koje protiče radni medij, vodena para ili dimni plinovi. Protok pare kroz takav red vezanih otvora može se usporediti s protokom pare kroz labirinte. U tom smislu, ako se nominalne vrijednosti tlaka na ulazu i izlazu iz turbine čiji je broj stupnjeva z obilježe s p_0 i p_k , i ako je A srednji protočni presjek stupnja, nominalna se vrijednost masenog protoka kroz turbinu može iskazati kao:

$$m_0 = \mu \cdot A \sqrt{\frac{p_0^2 - p_k^2}{p_0 \cdot v_0 \cdot z}} \quad 2.46.$$

U slučaju da se tlakovi ispred i iza turbine promjene na vrijednosti p_{01} i p_{k1} promjeniti će se i maseni protok kroz turbinu na vrijednost m_{01} , odnosno:

$$m_{01} = \mu \cdot A \sqrt{\frac{p_{01}^2 - p_{k1}^2}{p_{01} \cdot v_{01} \cdot z}} \quad 2.47.$$

Iz prethodnih relacija, uz pretpostavku da se radni fluid može približno smatrati idealnim plinom za koji vrijedi jednačina $p \cdot v = R \cdot T$, slijedi:

$$\frac{m_{01}}{m_0} = \sqrt{\frac{T_0}{T_{01}}} \sqrt{\frac{p_{01}^2 - p_{k1}^2}{p_0^2 \cdot p_k^2}} \quad 2.48.$$

Uzimajući u obzir da je promjena temperature pare na ulazu u turbinu tokom pogona iz tehnoloških razloga ograničena, odnosno $T_0 / T_{01} \approx 1$, prethodna jednačina postaje:

$$\frac{m_{01}}{m_0} = \frac{p_{01}}{p_0} \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{p_{k1}}{p_{01}}\right)^2}{1 - \left(\frac{p_k}{p_0}\right)^2}} \quad ; \quad \left(\frac{m_{01}}{m_0}\right)^2 = \left(\frac{p_{01}}{p_0}\right)^2 \cdot \frac{1 - \left(\frac{p_{k1}}{p_{01}}\right)^2}{1 - \left(\frac{p_k}{p_0}\right)^2} \quad 2.49.$$

Ako se definira parametar c kao:

$$\frac{1}{c} = \left(\frac{p_{01}}{p_0}\right)^2 \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{p_k}{p_0}\right)^2} \quad ; \quad c = \left[1 - \left(\frac{p_k}{p_0}\right)^2\right] \cdot \left(\frac{p_0}{p_{01}}\right)^2 \quad 2.50.$$

onda se iz jednadžbi (2.49.) i (2.50.) dobije izraz koji daje odnos između trenutne i nominalne vrijednosti masenog protoka pare kroz turbinu, odnosno relativni maseni protok \dot{m}_{01}/\dot{m}_0 , na jednoj, i tome odgovarajući odnos trenutnih vrijednosti tlaka pare iza i ispred turbine p_{k1}/p_{01} na drugoj strani, povezuje u jednadžbu elipse, s promjenjivom vrednošću veličine c kao parametrom.

$$c \cdot \left(\frac{\dot{m}_{01}}{\dot{m}_0} \right)^2 + \left(\frac{p_{k1}}{p_{01}} \right)^2 = 1; \quad c = \left[1 - \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^2 \right] \cdot \left(\frac{p_0}{p_{01}} \right)^2 \quad 2.51.$$

Vidi se da uz predhodno zadane vrijednosti nominalnog tlaka pare na ulazu i izlazu iz turbine p_0 i p_k , trenutna vrijednost parametra c zavisi isključivo od trenutne vrijednosti tlaka pare na ulazu u turbinu p_{01} .

Evidentno je da, ukoliko su tlakovi pare iza i ispred turbine međusobno jednaki da nema protoka pare kroz turbinu. U slučaju da je tlak iza turbine (u kondenzatoru) zanemarivo mali, odnosno teoretski $p_{k1} = 0$, jednadžba (2.51.), se transformira u:

$$p_k \approx p_{k1} = 0 \Rightarrow \frac{\dot{m}_{01}}{\dot{m}_0} = \frac{1}{\sqrt{c}}; \quad c = \left(\frac{p_0}{p_{01}} \right)^2 \quad 2.52.$$

$$\dot{m}_{01} = \frac{p_{01}}{p_0} \cdot \dot{m}_0 \quad 2.53.$$

Iz jednadžbe (2.53.) se vidi da je promjena masenog protoka pare kroz kondenzacijsku turbinu približno proporcionalna promjeni tlaka ispred turbine. Očito je da će se za bilo koju trenutnu vrijednost tlaka pare ispred turbine, odnosno za bilo koju tom tlaku odgovarajuću vrijednost parametra c , jednadžba (2.52.), na trodimenzionalnom dijagramu (slika 2.25.) definirati određena elipsa kao presjek zadane ravnine $p_{01} = \text{konst.}$ i datog konusa potrošnje pare.

Evidentno je da ovakvih elipsi ima beskonačno mnogo, i da sve one za bilo koji zadanu vrijednost tlaka pare ispred turbine definiraju promjenu masenog protoka pare kroz turbinu u zavisnosti od promjene tlaka na izlazu iz turbine. Kako je tlak na izlazu iz turbine, uključivo i kondenzacijske turbine, praktično uvijek veći od nule, a osim toga je tokom pogona podložan promjenama, od interesa je utvrditi karakter krivulja koje nastaju presjecanjem konusa potrošnje pare i ravnih površina definiranih sa $p_{k1} = \text{konst.}$, pri čemu vrijednost p_{k1} varira. Ovi presjeci su hiperbole, (vidjeti ravninu omeđenu crtkanim linijama na slici 2.25.).

U slučaju turbine s protutlakom koja radi u promjenjivim režimima, pri čemu je potrebno održati zadanu vrijednost tlaka na izlazu iz turbine, tlak pare na ulazu u turbinu računa se:

$$p_{01} = \sqrt{\frac{T_{01}}{T_0} \cdot \left(\frac{\dot{m}_{01}}{\dot{m}_0} \right)^2 \cdot (p_0^2 - p_k^2) + p_{k1}^2} \quad 2.54.$$

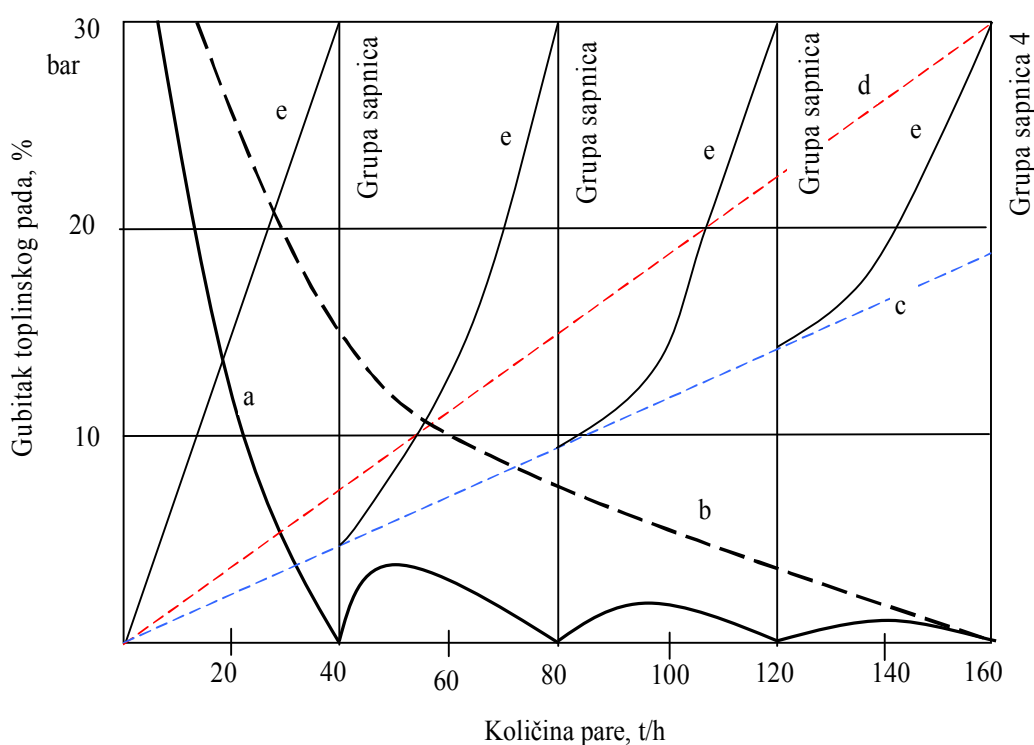
2.7.2. Regulacija parnih turbina

Parna turbina [22], toplinski je stroj s vrlo velikim brojem okretaja pa je nužno uspostaviti siguran nadzor nad količinom propuštene pare u turbinu i brzinom vrtnje rotora.

U osnovne sustave regulacije turbine spadaju:

- regulacija snage,
- regulacija brzine vrtnje i
- sigurnosna regulacija.

Pod regulacijom snage parne turbine podrazumijeva se dovođenje količine pare koja je potrebna da se održi snaga turbine s obzirom na opterećenje. Regulaciju snage vršimo promjenom toplinskog pada (prigušivanjem), promjenom količine radne pare (regulacija grupa sapnica ili punjenja), ili kombiniranjem navedenih tipova regulacije (kombinirana regulacija).

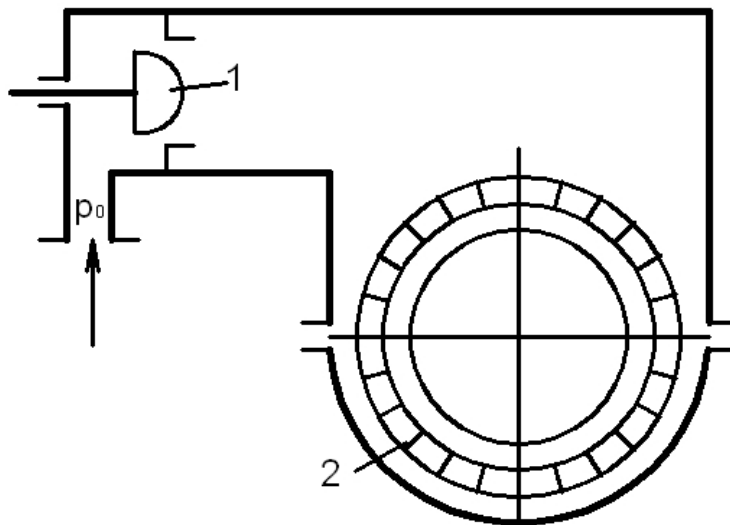


Slika 2.28. Gubitak toplinskog pada i promjene tlaka u ventilima kod regulacije grupa sapnica (pune linije), kod regulacije prigušivanjem (crtkane linije); a, b- gubitak toplinskog pada, c tlak u prvom stupnju, d i e- tlak ispred sapnica [19]

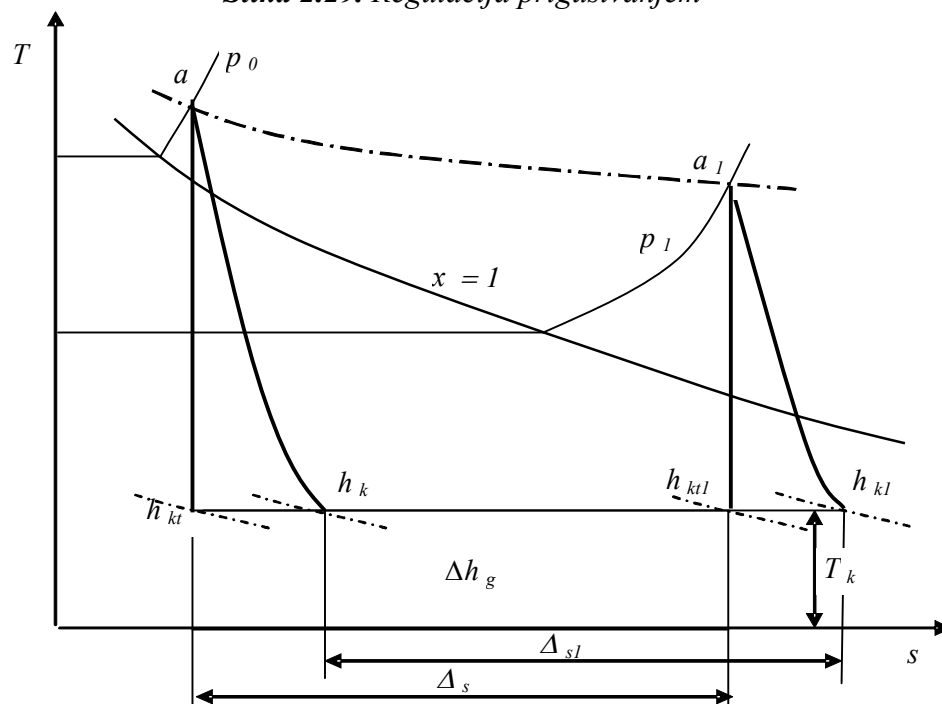
Kod malih opterećenja najčešće se koristi regulacija prigušivanjem, a za veća opterećenja, u području, u kojem se praktički najviše radi, regulacija punjenja ili grupa sapnica.

2.7.2.1. Regulacija prigušivanjem

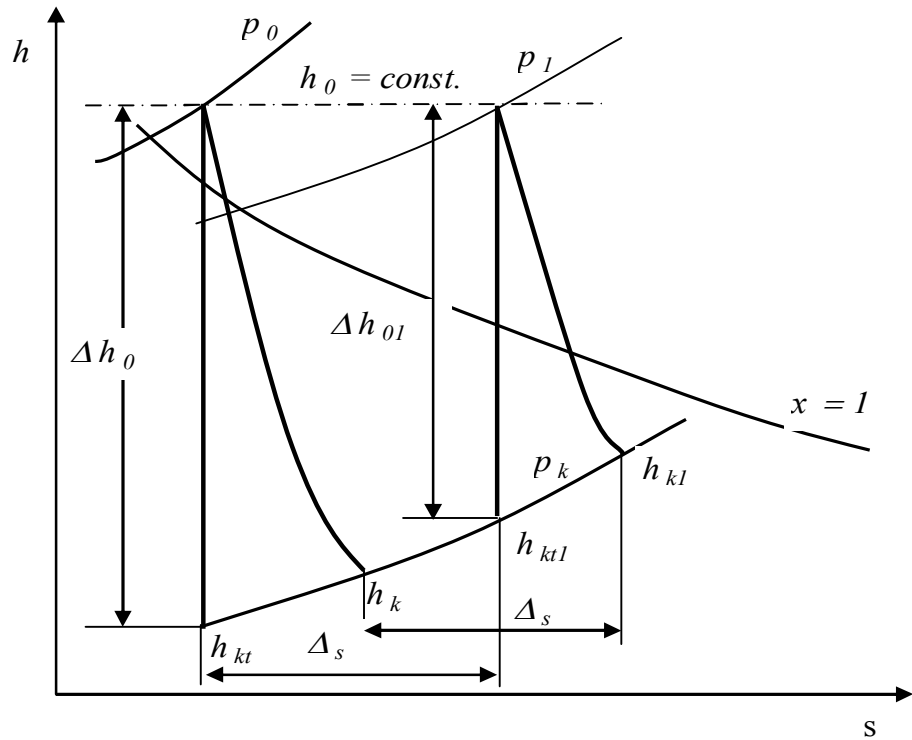
Kod ove regulacije, ukupna količina pare prolazi kroz prigušni ventil u kojem se tlak svježih pare smanjuje, što uzrokuje umanjeno toplinskog pada u turbini, slika 2.29., 2.30, 2.31. Ova se regulacija upotrebljava rijetko i to u slučajevima kad turbina radi s jednakim opterećenjem, ili u slučaju da izgradnja turbine principijelno ne dopušta drugo rješenje. Čiste reakcijske turbine, kao rijetke iznimke mogu se regulirati jedino prigušivanjem uslijed punog privoda, koji je kod ovog turbinskog tipa potreban. Da bi se kod reakcijskih turbina omogućila regulacija grupom sapnica prvog stupnja koji služi za regulaciju, izvodimo ga kao akcijski. Ova regulacija je nepovoljna jer se kod nje javljaju unutarnji gubici zbog prigušivanja. Uglavnom se primjenjuje za mala opterećenja.



Slika 2.29. Regulacija prigušivanjem



Slika 2.30. Prikaz regulacije s prigušivanjem u T-s dijagramu [19]



Slika 2.31. Prikaz regulacije s prigušivanjem u h-s dijagramu [19]

Kod punog opterećenja izentropski toplinski pad iznosi:

$$\Delta h_0 = h_0 - h_{kt} \quad 2.55.$$

Prigušivanjem po liniji $h_0 = \text{const.}$ od tlaka p_0 na p_1 kod manjeg opterećenja, umanjuje se izentropski toplinski pad na:

$$\Delta h_{01} = h_0 - h_{kt1} \quad 2.56.$$

Gubitak toplinskog pada iznosi:

$$\Delta h_g = \Delta h_0 - \Delta h_{01} = h_{kt1} - h_{kt} \quad 2.57.$$

ili s prirastom entropije Δs kod prigušivanja, i temperaturom T_k u kondenzatoru, ovaj gubitak iznosi:

$$\Delta h_g = \Delta s \cdot T_k \quad 2.58.$$

U dijelovima izentropskog toplinskog pada imamo gubitak:

$$\zeta = \frac{\Delta h_g}{\Delta h_0} = \frac{h_{kt1} - h_{kt}}{h_0 - h_{kt}} \quad 2.59.$$

Kod toga smo pretpostavili nepromijenjeni tlak u kondenzatoru. Gubitak ζ možemo predočiti grafički u dijagramu kao funkcija opterećenja, odnosno kao funkcija tlaka iza prigušnog ventila.

Za određivanje regulacije i potroška pare kod djelomičnog opterećenja, potrebno je poznavanje raspodjele pada topline na pojedine stupnjeve turbine kod promjene količine pare, koja struji turbinom.

Prema konusu potrošnje pare, poznat je zakon ovisnosti protočne količine pare o tlakovima ispred turbine (nakon prigušivanja). Po ovom zakonu približava se određena karakteristika za količinu pare to više pravcu, što je niži protutlak. Za dovoljno duboki vakuum možemo reći, da je protočna količina pare približno proporcionalna tlaku ispred prvog privodnog kanala. Tlakovi u turbinskim stupnjevima mijenjaju se proporcionalno ulaznom tlaku i količini pare, osim kod posljednjih stupnjeva.

Kod prigušenog početnog tlaka ostaje $h_0 = \text{konst.}$, a kako smo prije dokazali, krivulja prigušivanja sljedi približno zakonu $p \cdot v = \text{konst.} = k$. Ako je količina pare proporcionalna

tlaku ispred turbine, vrijedi odnos $m_0 = K \cdot v$ gdje je K konstanta; ili s $p = k/v$ imamo:

$$m_0 = K \cdot \frac{k}{v} = \frac{K_1}{v}; \quad 2.60.$$

$$m_0 \cdot v = \text{konst.} = K_1$$

Kod prigušivanja je konstantan volumen pare, koji prolazi kroz turbinu, te možemo postaviti:

$$m_0 = K \cdot \sqrt{p \cdot p} = K \cdot \sqrt{p \cdot \frac{k}{v}} = K_2 \cdot \sqrt{\frac{p}{v}} \quad 2.61.$$

te

$$m_h = 3600 \cdot K_2 \cdot \sqrt{\frac{p}{v}} = K_3 \cdot \sqrt{\frac{p}{v}} \Rightarrow$$

$$K_3 = \frac{m_h}{\sqrt{\frac{p}{v}}} \quad 2.62.$$

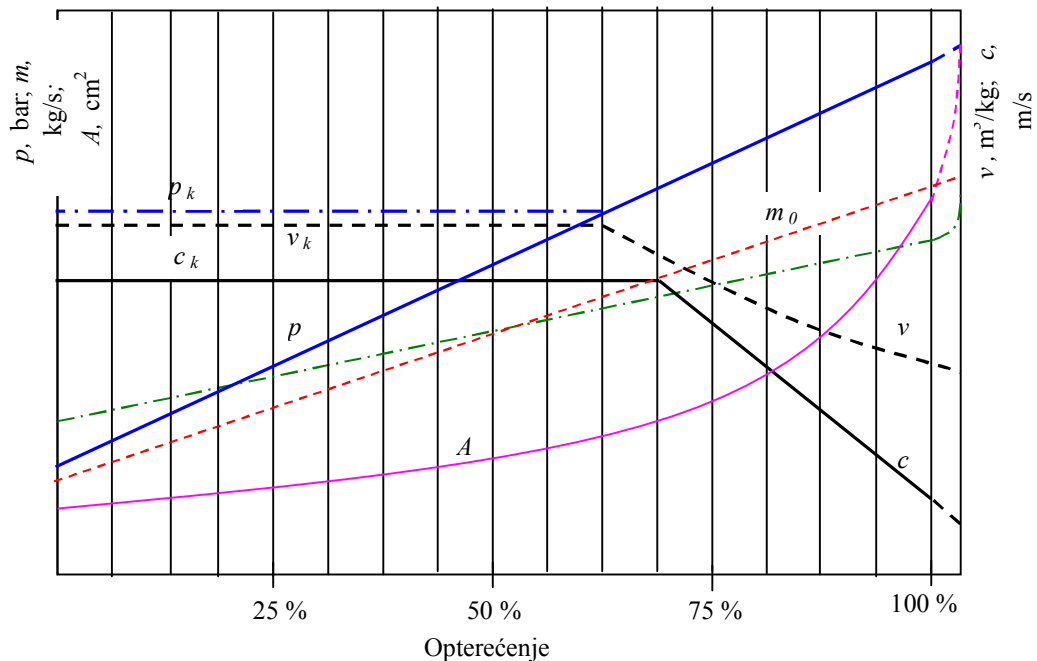
Kod smanjena opterećenja najveću snagu daju prvi stupnjevi turbine; toplinski padovi u ovim stupnjevima se gotovo ne promjene, dok se znatno smanji u posljednjem stupnju. Volumen pare, koji prolazi po sekundi kroz turbinu, kod svih opterećenja jednak je

$$m_0 \cdot v = \text{konst.}$$

Korisna snaga je proporcionalna prigušenom tlaku ispred prvog privodnog kola; ako je kod punog opterećenja količina pare m_0 kod tlaka p_0 , to drugoj snazi odgovara količina pare m_{01} kod tlaka p_{01} međusobni odnos ovih veličina glasi prema prijašnjem:

$$\frac{m_0}{p_0} = \frac{m_{01}}{p_{01}} = K \Leftrightarrow p_{01} = p_0 \cdot \frac{m_{01}}{m_0} \quad 2.63.$$

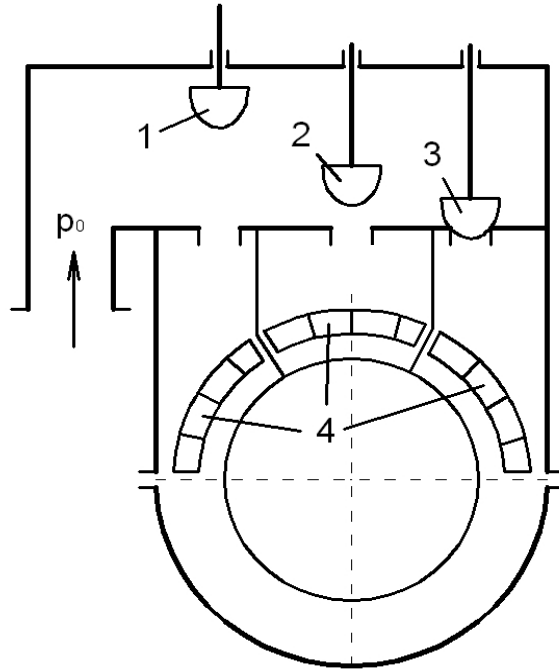
Kod poznavanja potroška pare za maksimalno i jedno manje opterećenje na primjer za 50 % ili za prazan hod, možemo potrošak pare nanijeti kao funkciju snage – približno kao pravac, slika 2.32. Time je istodobno zadan i tlak ispred prvog privodnog kola, na koji se mora prigušiti za svako opterećenje. Osim toga, možemo za svako opterećenje odrediti pomoću h - s dijagrama raspoloživi toplinski pad.



Slika 2.32. Tlak ispred prvog privodnog kola i količina pare kao funkcija opterećenja kod regulacije prigušivanjem [19]

2.7.2.2. Regulacija grupom sapnica

Regulacija grupom sapnica izvodi se općenito s tri do šest regulacijskih ventila, slika 2.33. Kod ove regulacije ostaje konstantan ukupni toplinski pad, a mijenja se količina protočne pare. Tlak pred prvim privodnim kolom ostaje konstantan, a vakuum u kondenzatoru mijenja se nazatno. S padajućom količinom pare umanjuje se opterećenje kondenzatora, vakuum se neznatno poboljšava, a tlak iza privodnog kola prvog stupnja pada s smanjivanjem opterećenja. Iz toga slijedi povećanje toplinskog pada u prvom stupnju. Prvi stupanj preuzima sve veći rad što se više umanjuje opterećenje turbine. U srednjim stupnjevima turbine ostaju toplinski padovi gotovo nepromijenjeni i kod većeg umanjenja opterećenja. U zadnjem katkad i u predzadnjem stupnju umanjuje se toplinski pad umanjivanjem opterećenja turbine. Prema tome, mijenja se samo toplinski pad prvog i zadnjeg stupnja i to u suprotnom smislu.



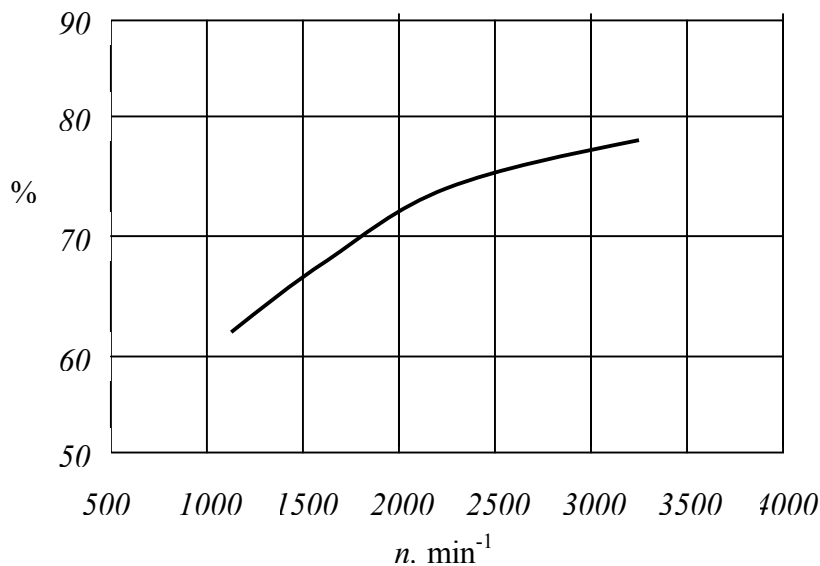
2.33. Regulacija grupom sapnica

Sa smanjivanjem opterećenja, toplinski pad prvog stupnja raste, a prema tome raste i brzina pare c_1 u tom stupnju i pada omjer u/c_1 . Prvi stupanj turbine može biti izveden za omjer u/c_1 koji je veći od najpovoljnije vrijednosti obzirom na stupanj djelovanja na obodu kola. U tom slučaju, stupanj djelovanja na obodu kola prvog stupnja raste kod pada opterećenja jer se omjer u/c_1 , umanjuje porastom brzine i približava povoljnijoj vrijednosti.

Ovaj se slučaj praktički vrlo rijetko pojavljuje obzirom na veće troškove izradnje turbina. Obično se odabire omjer u/c_1 manji od najpovoljnije vrijednosti. Uslijed toga se s padom opterećenja ovaj omjer još više umanjuje, što opet uzrokuje smanjivanje stupnja djelovanja prvog turbinskog stupnja.

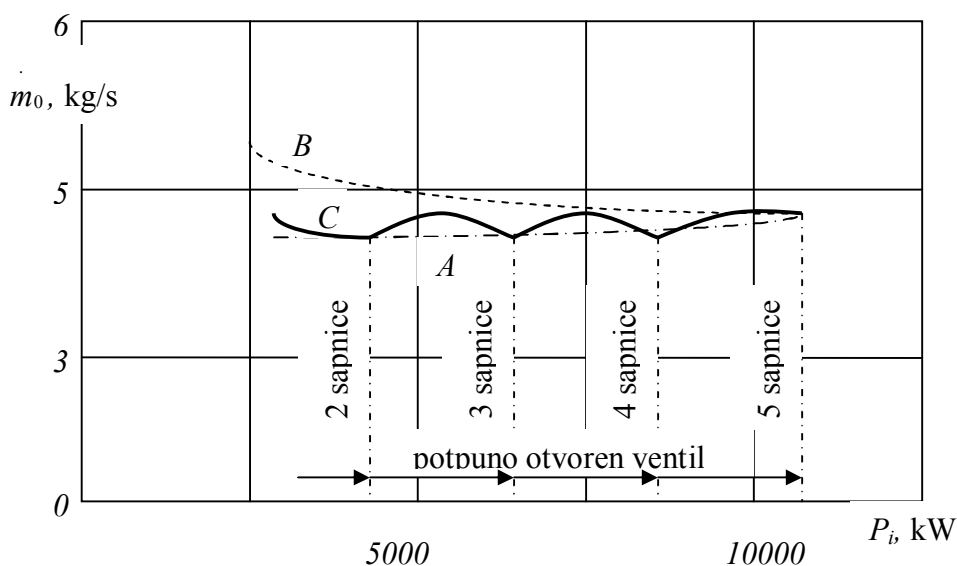
Obzirom na ovu činjenicu, obično se odabire takav oblik lopatica prvog stupnja kod kojeg se stupanj djelovanja mijenja samo malo s promjenom omjera u/c_1 . Ovaj slučaj imamo kod "Curtisovih" kola, te to opravdava upotrebu stupnjevanja brzine u prvi stupnjevima sa regulacijom grupa sapnica.

Kod regulacije grupom sapnica pada stupanj djelovanja na obodu kola u prvom stupnju i raste u posljednjem stupnju. Ukupni se stupanj djelovanja turbine obično nešto umanjuje kod djelomičnog opterećenja. Kod umanjenog broja okretaja pada stupanj djelovanja turbine jer parni mlaz ulazi pod drugim kutovima u privodni i okretni kanal, slika 2.34.



Slika 2.34. Unutarnji stupanj djelovanja kao funkcija broja okretaja [19]

Kod idealne izvedbe regulacije punjenja (količine pare), presjeci svih stupnjeva moraju se mijenjati u jednakom omjeru i potpuno kontinuirano. Specifični se potrošak pare nešto povećava samo uslijed relativno većih gubitaka kod manje snage turbine. Raspodjela tlakova ostaje jednaka kod svih opterećenja, mehanički gubici ostaju isti, gubici ventilacije narastu uslijed umanjenog privoda, gubici trenja kola ostaju apsolutno jednaki. Potrošak pare mijenja se kod ove regulacije punjenja prema donjoj krivulji *A* na slici 2.35. Izvrštavanje se ne može provesti kontinuirano. Možemo uvrstiti ili izvrstiti samo pojedine sapnice ili grupe sapnica i to kod većih agregata, jer je broj ventila za uvrštavanje praktički ograničen. Između potpunog uvrštenja sapnice ili grupe sapnica i njenog izvrštenja moramo prigušivati da se postigne kontinuirana promjena snage. Uslijed ovog načina regulacije potrošak se pare za jednu grupu sapnica povećava između zatvorenog i potpuno otvorenog ventila, pa poprima od vremena do vremena veće vrijednosti (krivulja *C*) nego što pripadaju idealnoj regulaciji punjenja (krivulja *A*). Potrošak pare za regulaciju prigušenjem predočen je krivuljom *B*.



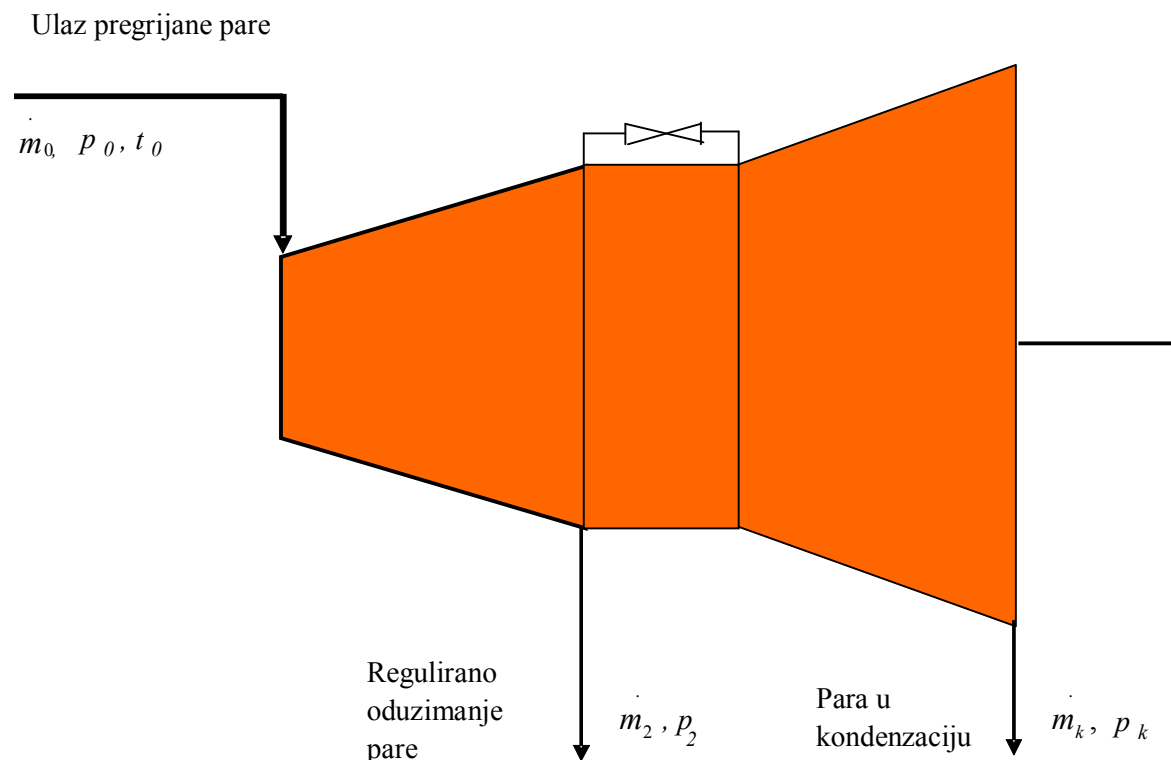
Slika 2.35. Specifični utrošak pare kod različitih vrsta regulacije [19]

2.7.2.3. Kombinirana regulacija

Ova regulacija objedinjuje prethodne dvije metode regulacija. Kod ove regulacije u području manjih opterećenja od približno $\frac{1}{2}$ opterećenja na niže reguliranje se vrši prigušivanjem. Kod većih opterećenja, u regulaciju se uvrštavaju skupine sapnica. Ova vrsta regulacije turbina je prikladna za protutlačne turbine. Glavnim prigušnim ventilom reguliramo odgovarajući broj sapnica koje su stalno otvorene. Kod većeg opterećenja, prigušni ventil se potpuno otvori da para bez prigušenja ulazi u taj dio privodnog kola. Kod daljnjeg porasta opterećenja uvrštavaju se skupine sapnica pomoću regulacijskih ventila koji djeluju automatski.

2.7.2.4. Regulacija kondenzacijske turbine s oduzimanjem industrijske pare

Turbinu s oduzimanjem pare koristimo kad postoji nejednakost između potrebe električne energije i topline. Para koja nije potrebna tehnološkim potrošačima ekspandira u niskotlačnom dijelu turbine gdje se dalje koristi za proizvodnju mehaničke (električne) energije. Ovakav sistem turbine sastoji se od visokog i niskotlačnog dijela koji su međusobno odvojeni. Između njih uzima se para za tehnološke potrošače, pa su oba dijela spojena preko ventila za protjecanje koji je pod utjecajem regulacije. Visokotlačni dio možemo smatrati turbinom na protutlak koja dobija ukupnu paru \dot{m}_0 . Između visokog i niskotlačnog dijela uzimamo iz struje pare količinu \dot{m}_2 , željenog tlaka p_2 za tehnološke potrošače. Ostatak pare prolazi niskotlačnim dijelom turbine gdje ekspandira i vrši radnju do tlaka kondenzacije. Tlak u oduzimanom vodu drži se konstantnim pomoću posebnog tlaka regulatora.



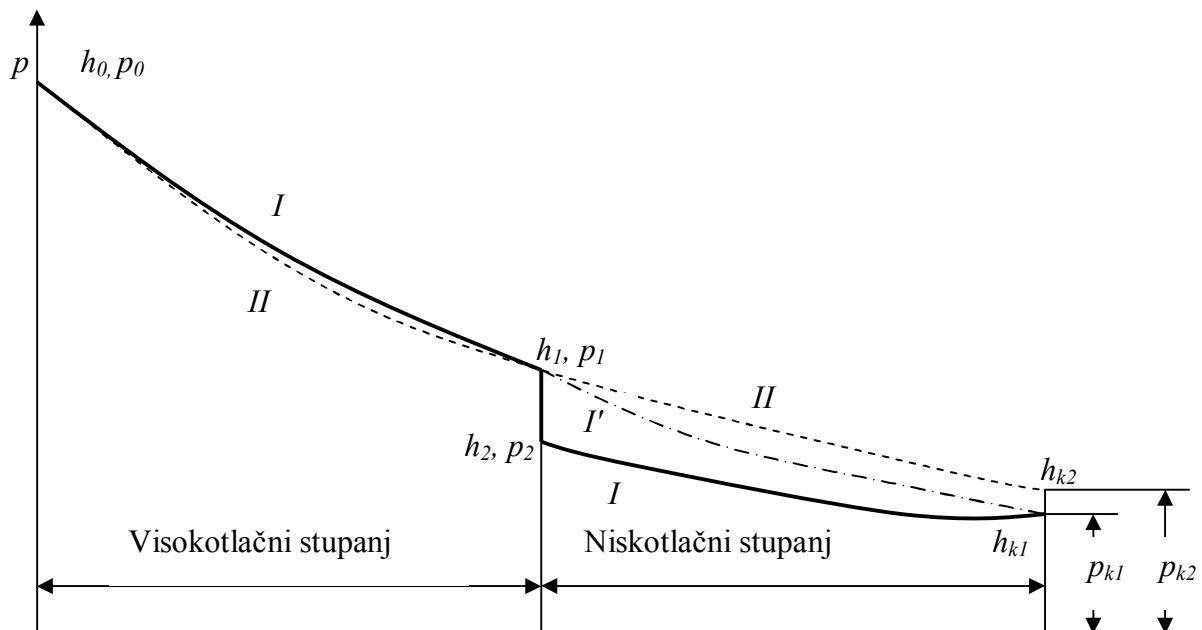
Slika 2.36. Shema kondenzacijske turbine s oduzimanjem pare [19]

Ekonomičnost pogona turbine s oduzimanjem pare veća je nego odjeljeni pogon tj. posebna kondenzacijska turbina za proizvodnju mehaničke energije i prigušivanje svježje pare za industrijske svrhe. Za određivanje potroška pare i presjeka trebamo poznavati tok krivulje stanja .

Ovu krivulju određujemo za dva glavna pogonska slučaja:

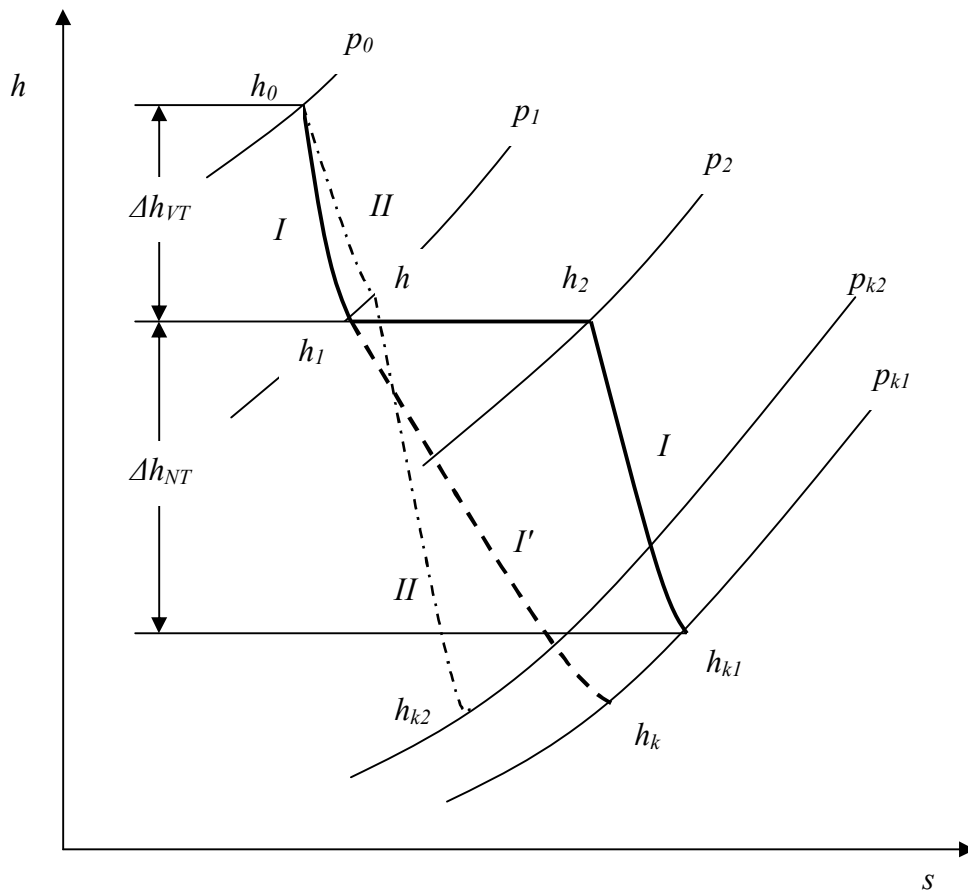
1. Najveća snaga kod maksimalnog oduzimanja pare

Kod najveće snage i maksimalnoga oduzimanja pare dobivamo promjenu tlaka kao funkcija broja stupnjeva prema krivulji $h_0 - h_1$, slika 2.37. Tlak se mijenja u visokotlačnom dijelu turbine od tlaka p_0 do tlaka p_1 .



Slika 2.37. Dijagram promjene tlaka u turbini s oduzimanjem pare [19]

- a) Kod regulacije prigušivanjem, pred niskotlačnim dijelom turbine umanjuje se tlak u ventilu za pretjecanje i kod maksimalno oduzete pare na tlak p_2 , koji vrijedi kao početni tlak u niskotlačnom dijelu turbine. Na slici 2.37. prigušenje se odvija od tlaka p_1 do tlaka p_2 . U niskotlačnom dijelu turbine para ekspandira od tlaka p_2 do tlaka p_{k1} po krivulji I .
U h-s dijagramu na slici 2.38. prikazana je ekspanzija pare u visokotlačnom dijelu turbine krivuljom I , a prigušivanje u ventilu za protjecanje od tlaka p_1 na tlak p_2 prikazano je horizontalnom linijom. $h_1 = h_2 = \text{konst.}$ U niskotlačnom dijelu turbine ostatak pare ekspandira po krivulji $h_2 - h_{k1}$ po krivulji I do tlaka p_{k1} .
- b) Kod regulacije grupom sapnica, pred niskotlačnim dijelom turbine ostaje tlak p_1 nepromijenjen, te će para u ovom dijelu ekspandirati po krivulji koja je označena u oba dijagrama sa I' . U h-s dijagramu, ova krivulja ekspanzije ide od tlaka p_1 do tlaka p_{k1} .



Slika 2.38. *h-s dijagram turbine s reguliranim oduzimanjem [19]*

2. Najveća snaga bez oduzimanja pare turbine

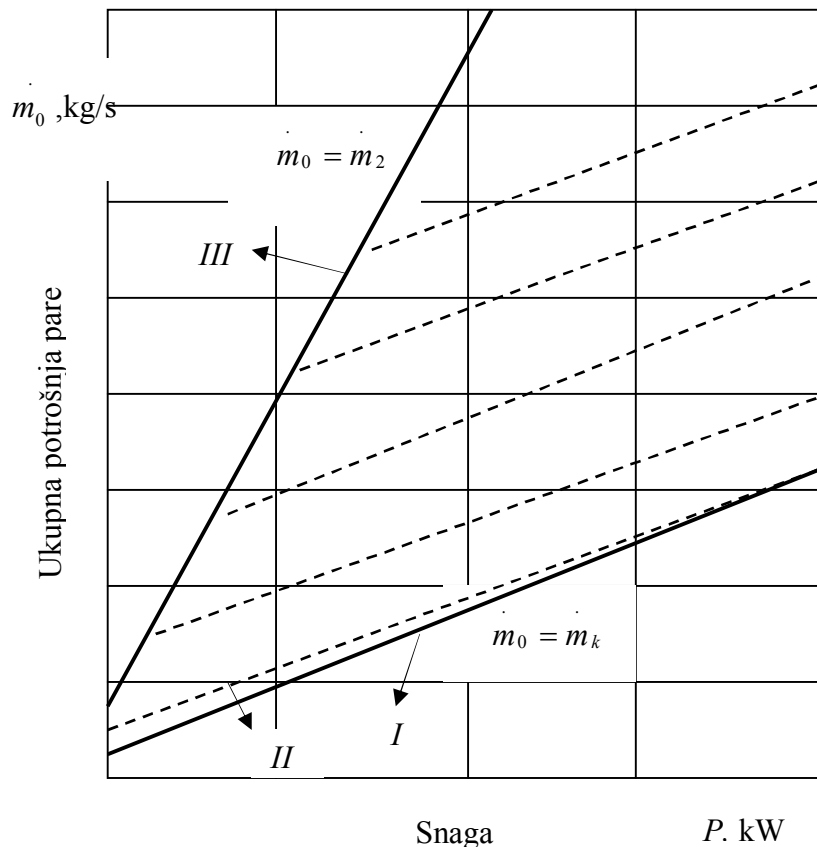
Kod najveće snage, bez oduzimanja, dobivamo prema slici 2.37. krivulju *II*, a u visokotlačnom dijelu to je krivulja od h_0 do h_1 . Ona leži nešto ispod krivulje *I* uslijed manje količine pare koja prolazi kroz visokotlačni dio i nešto manjeg stupnja djelovanja, te većeg pada tlaka u prvom stupnju. Za ovaj slučaj pogona krivulja ekspanzije u niskotlačnom dijelu turbine ide po krivulji od h_1 do h_{k2} .

U *h-s* dijagramu, slika 2.38. predočena je krivulja ekspanzije u visokotlačnom dijelu krivuljom *II*, odnosno od h_0 do h . Ekspanzija teče do tlaka koji se uspostavi pred niskotlačnim dijelom jer je regulacijski ventil za niskotlačni dio potpuno otvoren, a turbina radi bez oduzimanja pare kao kondenzacijska turbina. Ekspanzija pare se, u niskotlačnom dijelu, nastavlja od h do h_{k2} odnosno, do tlaka p_{k2} . Ovaj je tlak veći od onog u predhodnom slučaju, tj. $p_{k2} > p_{k1}$ uslijed veće količine pare koja prolazi kroz niskotlačni dio turbine.

Dijagram, na slici 2.39., daje ovisnost masenog protoka pare na ulazu u turbinu i masenog protoka oduzimne pare o ostvarenoj snazi turbine.

Na donjoj granici vide se dvije granične crte. Donja crta (linija *I*) odgovara isključenom razvodnom uređaju za oduzimanju pare, odnosno potpuno otvorenom ventilu za prestrujavanje (čisti kondenzacijski pogon), a crta iznad nje (linija *II*) odgovara uključenom razvodnom mehanizmu za oduzimanje pare, koji drži tlak iza visokotlačnog dijela

konstantnim. U ventilu za prestrujavanje imamo u ovom drugom slučaju prigušivanje pare, koje je to veće, što je manja količina pare koja prolazi niskotlačnim dijelom turbine. Usljed toga se potrošak pare povećava te odgovara gornjoj crti na donjoj granici dijagrama. Sjecište ovih dvaju pravaca odgovara preopterećenju kod kojeg je ventil za prestrujavanje potpuno otvoren. Linija *III*, odgovara režimu rada parne turbine s čistim protutlakom, tj. protok pare kroz niskotlačni dio turbine je jednak nuli.



Slika 2.39. Dijagram režima rada parne turbine [19]

Visokotlačni dio turbina s oduzimanjem pare sastoji se od jednostupne ili kod visoko ekonomičnih turbina, iz višestupne turbine. Niskotlačni dio izvodi se obično kao višestupna turbina. Jednostupne turbine visokotlačnog dijela upotrebljavamo za manje snage ili u slučajevima kada se količine pare visokotlačnog dijela mijenja u širokim granicama. Obično je količina pare visokotlačnog dijela znatno veća od one niskotlačnog dijela. U tom slučaju, kondenzacijski uređaj niskotlačnog dijela građen je samo za male količine pare. Dobro iskorištavanje oduzete pare zahtijeva visokotlačni dio s većim brojem stupnjeva. Iz tog su razloga turbine s oduzimanjem pare građene češće u dva dijela.

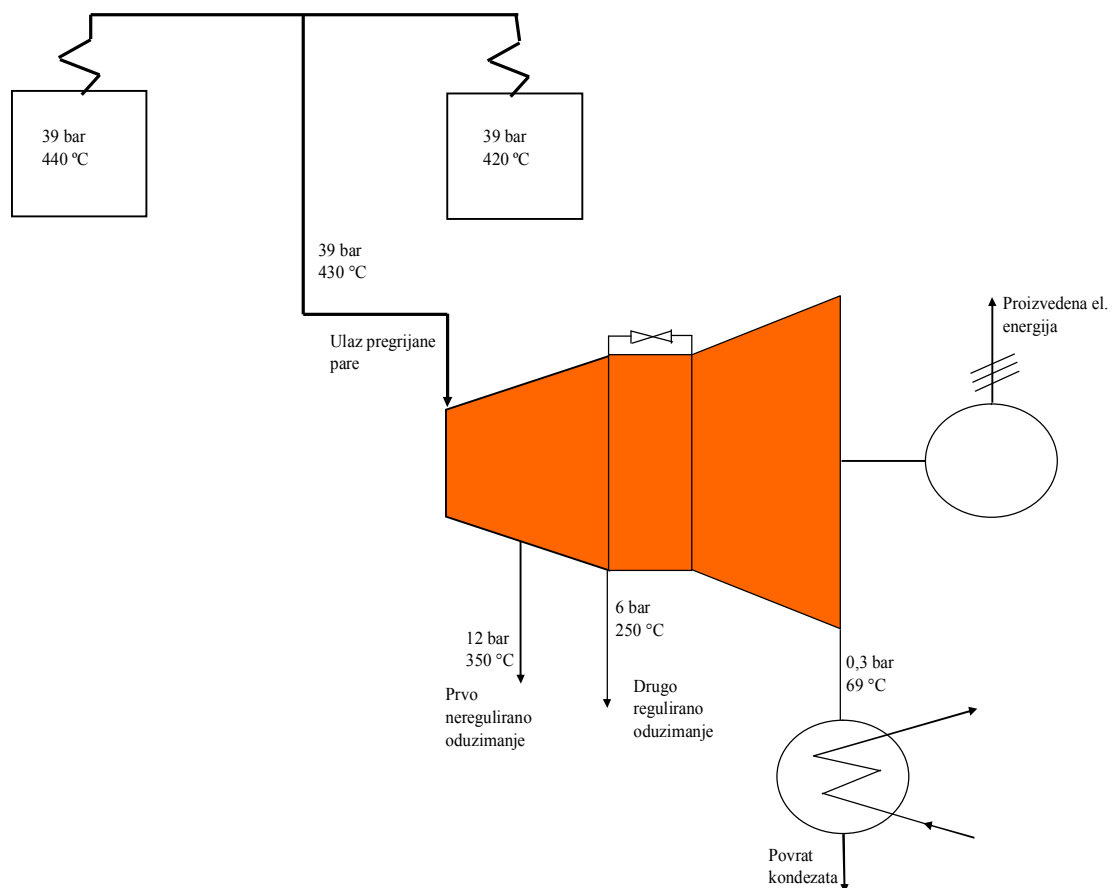
Turbine na protutlak s oduzimanjem pare znače isto što i kondenzacijske turbine s oduzimanjem pare; para, koja je ekspandirala u niskotlačnom dijelu, odvodi se, umjesto u kondenzator, za tehnološke potrebe krajnjih korisnika.

3. KOGENERACIJSKO PARNO-TURBINSKO POSTROJENJE SNAGE 6,2 MW:

3.1. Tehnički opis

Način na koji je koncipirano predmetno kogeneracijsko postrojenje bazira se na uvjetu da zadovolji potrebe za kvalitetom i kvantitetom isporučene toplinske i električne energije rafinerijskih potrošačima.

Shematski prikaz kogeneracijskog postrojenja, koje se sastoji iz dva generatora pare, kondenzacijske parne turbine s jednim reguliranim i jednim nereguliranim oduzimanjem pare te generatora za proizvodnju električne energije, dat je na slici 3.1.



Slika 3.1. Shematski prikaz parno-turbinskog postrojenja

Ispоруka energije, mora biti kontinuirana sa konstantnim radnim parametrima kao što su za toplinsku energiju (tlak i temperatura pare), a za električnu energiju (napon i frekvencija).

Parno-turbinsko postrojenje se sastoji od tri osnovna dijela koji čine proizvodnu cjelinu.

- kotlovsko postrojenje,

- turbinsko postrojenje i
- postrojenje za proizvodnju električne energije.

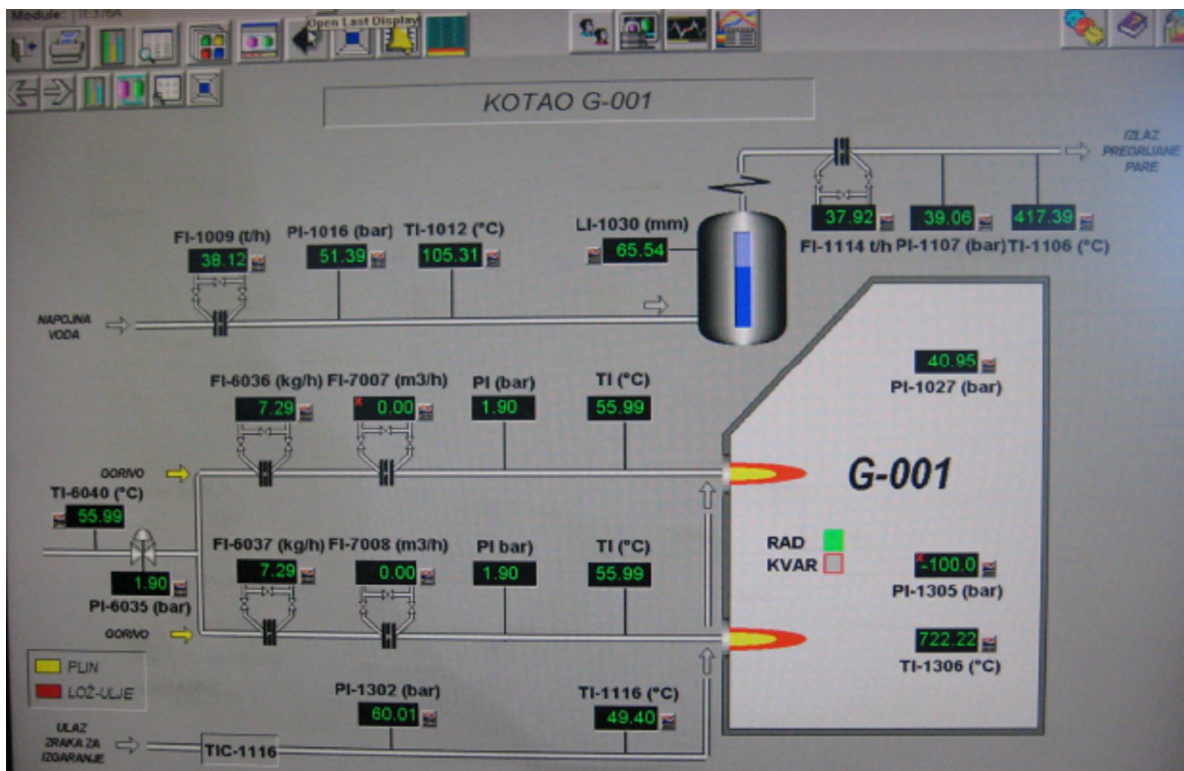
3.1.1. Postrojenje za proizvodnju pare

U principu generator pare predstavlja otvoreni, tj. protočni sistem za transformiranje energije. S termodinamičke točke gledišta generator pare, tj. njegove ogrjevne površine predstavljaju izmjenjivač topline. Osnovna namjena generatora pare je proizvodnja pare tlaka višeg od atmosferskog koji se može koristiti za dobivanje mehaničkog rada, za grijanje i za industrijske procese ili za kombiniranu proizvodnju mehaničkog rada i topline.

Parno postrojenje, kao jedan od osnovnih dijelova kogeneracijskog parno-turbinskog postrojenja snage 6,2 MW sastoji se od dva ekranska vodocijevna generatora pare s prirodnom cirkulacijom vode. Kao tehnološko gorivo koristi se loživo ulje (lako, srednje i teško) ili zemni plin. Na slici 3.2. dat je prikaz radnih karakteristika generatora pare u radu. Osnovne karakteristike generatora pare dane su u tabeli 3.1.

Tabela 3.1. Radne karakteristike generatora pare

	Kapacitet, t/h	Radni tlak, MPa	Temperatura pregrijane pare, °C
G-001	45	4,0	440
G-002	32	4,0	420



Slika 3.2. Prikaz radnih karakteristika generatora pare

3.1.2. Parna turbina

U istraživanom postrojenju ugrađena je kondenzacijsko-oduzimna turbina sa jednim reguliranim i jednim nereguliranim oduzimanjem pare za tehnološke potrebe rafinerijskih postrojenja, snage 6,2 MW. Navedena turbina izabrana je na osnovu višegodišnjeg praćenja konzuma toplinske i električne energije s ciljem zadovoljavanja ukupnih potreba svih rafinerijskih postrojenja. Pri odabiru turbogeneratorskog sklopa zahtjevalo se je da isti može raditi u paraleli s gradskom mrežom i u otočnom režimu rada u slučaju da nema isporuke električne energije iz vanjske mreže. Koncept turbine s dva oduzimanja u potpunosti zadovoljava potrebe za tehnološkom parom, dok se u slučaju većeg konzuma električne energije dio pare odvodi u parni kondenzator te se na taj način pokriva ukupna potrošnja električne energije. Parna turbina preko reduktora brzine vrtnje pogoni generator za proizvodnju električne energije, slika 3.3., a na slici 3.4. dat je prikaz praćenja pogonskih parametara turbogeneratorskog sustava.



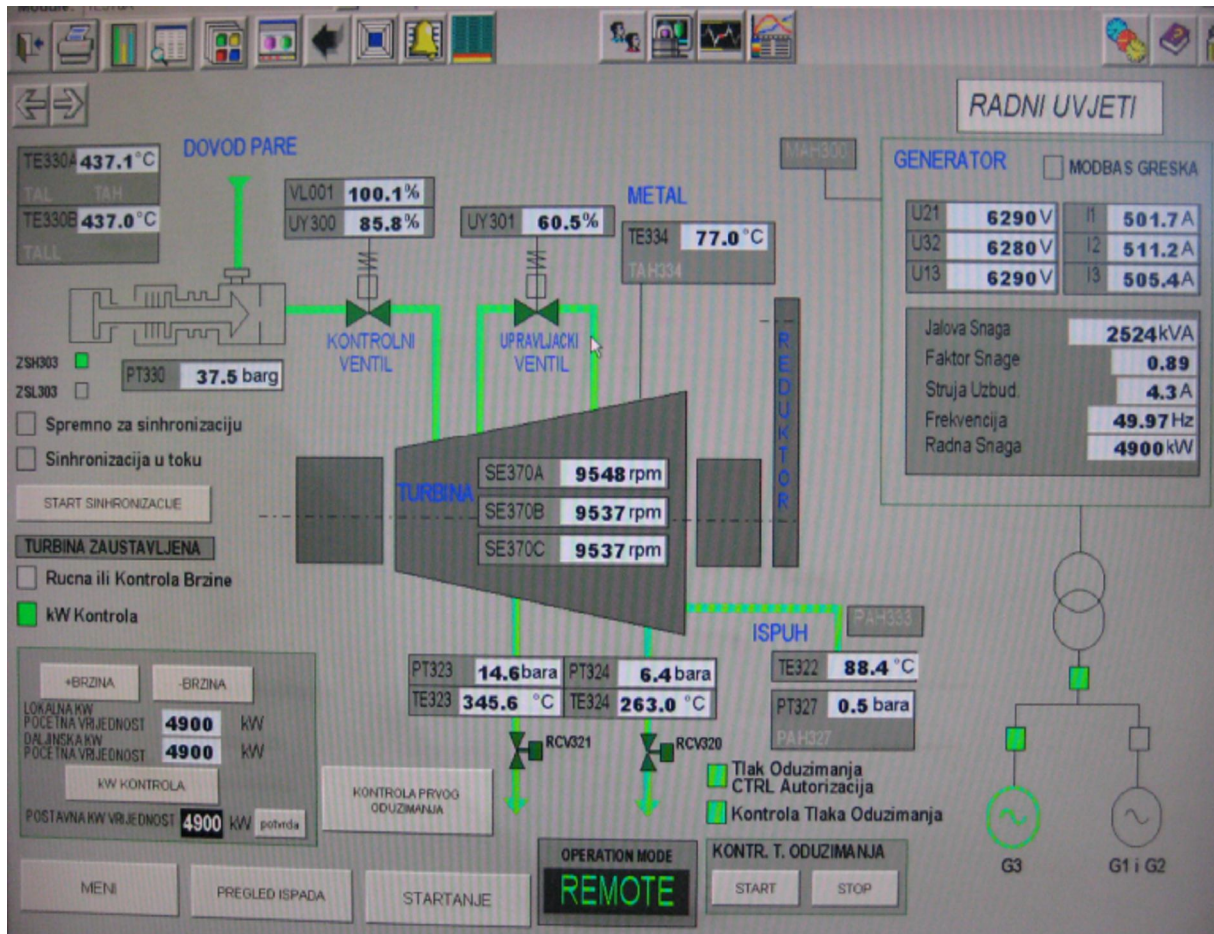
Slika 3.3. Turbogeneratorski sklop

Osnovni tehnički podaci parne turbine su:

Turbina:

- snaga 6200 kW,
- brzina vrtnje 9500 min⁻¹,
- tlak pare na ulazu u turbinu 4,0 MPa,

- temperatura pare na ulazu u turbinu 430 °C,
- tlak nereguliranog oduzimanja pare 1,78 MPa,
- tlak reguliranog oduzimanja pare 0,73 MPa i
- tlak pare u kondenzatoru 22,5 kPa.



Slika 3.4. Prikaz praćenja pogonskih parametara turbogeneratorskog postrojenja

Kondenzacijsko-oduzimna parna turbina se sastoji od pet akcijskih stupnjeva s malim postotkom reakcije, tj. para većim dijelom ekspandira u statorskom dijelu stupnja dok u radnom kolu stupnja, rotorskim lopaticama, od ukupnog toplinskog pada svakog stupnja, prerađuje se cca. 10 %. Statorske lopatice ugrađene su u razdijelne stijene, a rotorske su ugrađene u rotorska kola. Rotor turbine oslonjen je na dva radijalna klizna ležaja. Prednji ležaj je kombinirani radijalno-aksijalni za sprječavanje pomaka rotora u aksijalnom smjeru. Parna turbina preko reduktora brzine vrtnje pogoni generator za proizvodnju električne energije, koji je spojen s krutom spojkom.

Pregrijana para dovodi se u turbinu kroz ventil svježje pare i kroz regulacijske ventile. Para u turbini ekspandira u prvom stupnju gdje se dio pare neregulirano oduzima za tehnološke potrebe. Tlak nereguliranoga oduzimanja varira u granicama od 11 bar do 17,8 bar, što zavisi o konzumu toplinske energije rafinerijskih potrošača s tim da se temperatura

izlazne pare kreće oko 350 °C. S povećanjem protoka oduzimate pare raste i njen tlak. Preostali dio pare ekspandira u drugom stupnju gdje se dio regulirano oduzima kod tlaka 7,3 bar i 250 °C. Kao regulacijski organ reguliranog oduzimanja primjenjuje se zakretna dijafragma. Ova oduzimanja koriste se za popratna grijanja, grijanje prostorija i servisne potrebe. Količina pare koja ne izlazi iz turbine nakon drugog stupnja ekspandira u preostala tri stupnja te se odvodi u kondenzator na ukapljivanje. Nakon ukapljivanja kondenzat se vraća u termički otplinjač te napojnom pumpom u generator pare, tj. paro-proizvodno postrojenje.

Kućiste turbine je aksijalno podjeljeno na dvije polovice koje su zajedno spojene vijcima. Parna komora (komora iz koje para ulazi u turbinu) je napravljena od ljevanog čelika i oslanja se na gornju polovicu kućišta turbine. Ispušno kućište je zavareno i oslonac mu je donja polovica kućišta turbine. Svaka polovica kućišta je radijalno podjeljena na dva dijela koja su spojena vijcima. Prirubnice za oduzimanje pare nalaze se na donjem dijelu kućišta koji je sastavni dio glavnog visokotlačnog kućišta.

Rotor turbine izrađen je kao jednodijelni čelični otkivak. Sastoji se od 4 pojedinačna, stupnja impulsnog, akcijskog tipa i posljednjeg niskotlačnog stupnja.

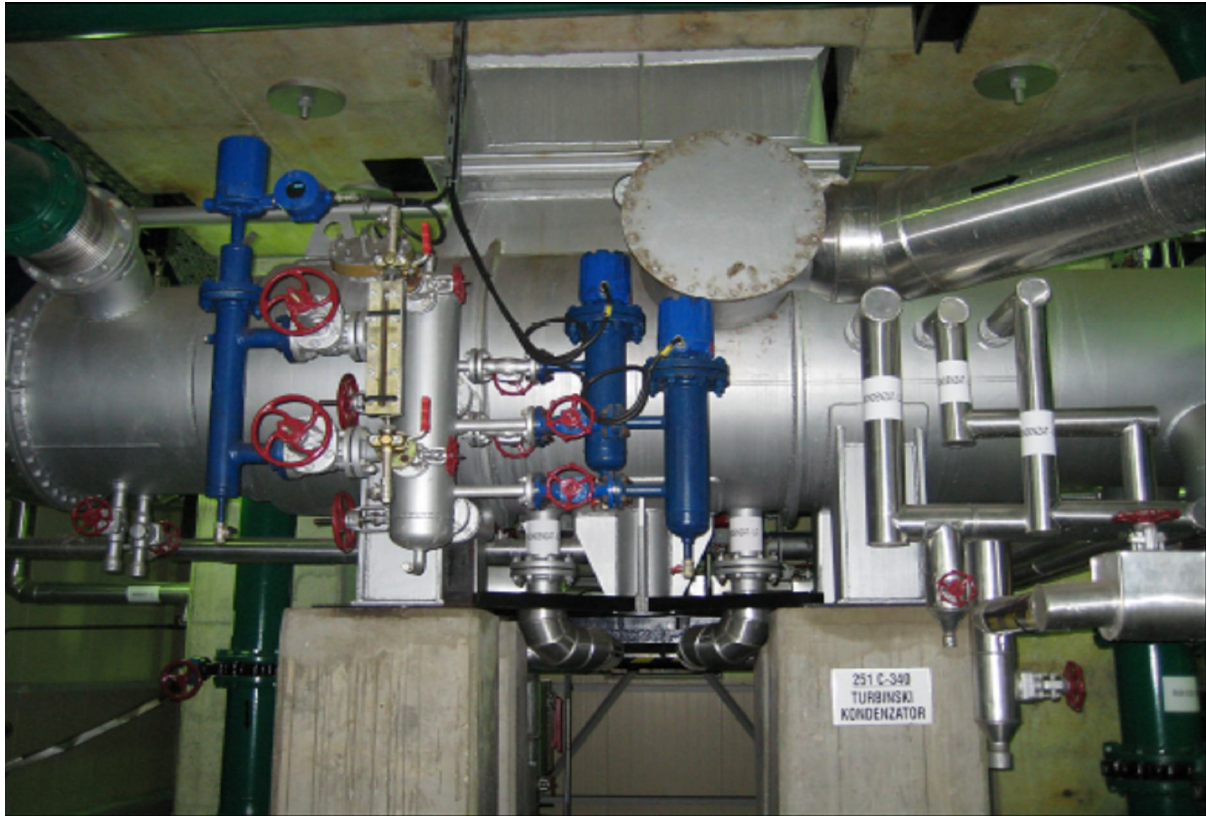
Sustav brtvljenja ima zadatak spriječiti izlaz pare iz turbine u strojarnicu i ulaz zraka u dijelove turbine koji su pod vakuumom. Višak brtvene pare, zajedno sa zrakom koji prodire izvana u turbinu vodi se u kondenzator brtvene pare. Na mjestima gdje pokretni dijelovi stroja – rotor, vretena ventila, izlaze iz parnog prostora, ugrađene su labirintne brtvenice koje sprječavaju izlaženje pare u atmosferu, odnosno prodiranje atmosferskog zraka u parne prostore sa podtlakom.

Zaporna para dovodi se iz sustava svježe pare. Dovodjenje zaporne pare je potrebno samo za vrijeme starta turbine i za vrijeme rada sa malim opterećenjima. U tim situacijama je praktički u svim dijelovima turbine vakuum, pa se mora dovoditi para u sve brtvenice radi sprečavanja prodiranja zraka. Dovodjenje brtvene pare regulira se posebnim regulacijskim ventilom.

3.1.3. Turbinski kondenzator

Površinski kondenzator, slika 3.5. je konstrukcijski izveden kao cijevni izmjenjivač topline s fiksnim cijevnim pločama smještenim u plašt, s jednim prolazom u plaštu i jednim prolazom u cijevnom snopu. Pošto su cijevi vezane za fiksne cijevne ploče, na spoju plašta i jedne vodene komore je ugrađen kompenzator dilatacija kako bi se kompenzirale dilatacije, koje se javljaju u radu kondenzatora. Vodene komore su po vertikalnoj osi podjeljene na dva indentična dijela, čime je i cijevni snop podijeljen na dva dijela.

Ekspandirana vodena para, nakon zadnjeg stupnja turbine, odvodi se u kondenzator preko ispušnog spoja, ovalnog oblika, koji povezuje ispusno kućište turbine sa prirubnicom kondenzatora. Ohlađivanjem ispušne pare i njenom kondenzacijom postiže se nizak tlak na kraju ekspanzije. Ispušna para ulazi u parni prostor kondenzatora i s vanjske strane oplakuje snop cijevi kroz koje rashladna pumpa potiskuje ohlađenu vodu. Na vanjskoj površini rashladnih cijevi odvija se kondenzacija. Kapljice kondenzata padaju na dno kondenzatora. Sakupljeni kondenzat iz sakupljača usisava jedna od dvije kondenzatorske pumpe i crpi ga prema kondenzatorskoj posudi u kotlovnici.



Slika 3.5. Turbinski kondenzator

Tehnički podaci o turbinskom kondenzatoru:

- termičko opterećenje 9613 kW,
- ukupna ugrađena površina 84 m²,
- maksimalni protok pare 15.500 kg/h,
- temperatura kondenzacije 68,32 °C,
- protok rashladne vode 689 m³/h,
- temperatura rashladne vode: - ulaz 27 °C,
- izlaz 40 °C,
- broj cijevi 478 kom. i
- broj prolaza 1.

Za odsisavanje zraka iz kondenzatora, odnosno za stvaranje i održavanje vakuuma u njemu koriste, se dvostupni atmosferski i kondenzacijski parni ejektor.

3.1.4. Sustav vakuuma

Zrak i drugi plinovi koji se ne kondenziraju, odsisavaju se parnim ejektorom slika 3.6. Parni ejektor je dvostupni – atmosferski i kondenzatorski koji sa startnim čine sistem ejektora. Kod startanja sustava koristi se para iz kolektora pare srednjeg tlaka, dok se potrebna količina pare kreće u granicama 150-200 kg/h.

Smjesa plinova isisanih iz kondenzatora i para prvog stupnja ulaze u hladnjak prvog stupnja gdje se veći dio pare kondenzira i kroz barometarsku petlju odlazi u kondenzator. Smjesa koja preostane u hladnjaku prvog stupnja nakon kondenzacije, usisava se u ejektor drugog stupnja i zajedno s parom odvodi u hladnjak drugog stupnja, u kojem se kondenzira glavina pare i preko kondezno g lonca odlazi u kondenzator, dok mala količina odjelnih plinova odlazi u atmosferu. Količina povratnog kondenzata se kontrolira regulacionim ventilima tako da se održava približno konstantan nivo kondenzata u kondenzatoru. Sredstvo za hlađenje u hladnjacima prvog i drugog stupnja je kondenzat iz glavnog kondenzatora, koji se kondeznom pumpama tlači kroz hladnjake. Time se štedi para koja služi kao radni fluid za ejektore.



Slika 3.6. Ejektorski sustav

3.1.5. Rashladni sustav

Zadatak rashladnog sustava je da osigura zadovoljavajuću količinu rashladne vode za turbo-generatorski sklop. Rashladna voda iz rashladnog tornja pomoću pumpi rashladne vode, sistemom cjevovoda i priključaka odvodi u vodenu komoru glavnog kondenzatora, prolazi kroz cijevni snop, gdje oduzima toplinu pare, koja kondenzira, usljed čega se zagrijava i tako zagrijana odvodi u rashladni toranj na hlađenje. Osim hlađenja pare u glavnom kondenzatoru, rashladna voda služi za hlađenje ulja i hlađenje zraka u namotajima električnog generatora.

3.1.6. Postrojenje za proizvodnju električne energije

Na 6 kV postrojenje sa dva sistema sabirnica priključen je električni generator. Upravljanje sabirničkim rastavljačima i prekidačima moguće je lokalno pomoću tipkala sa

ćelije i daljinski pomoću komandno-potvrđnih preklopki s upravljačkog ormara generatora. U generatorskom upravljačkom ormaru locirana je sva upravljačka, regulacijska, zaštitna, mjerna i signalizacijska oprema generatora. Osnovne tehničke karakteristike generatora za proizvodnju električne energije su:

Generator:

- | | |
|------------------------|--------------------------|
| ➤ brzina vrtnje | 1500 min ⁻¹ , |
| ➤ faktor snage (cos φ) | 0,8, |
| ➤ maksimalna snaga | 7500 kVA i |
| ➤ nazivni napon | 6300 V. |

3.1.7. Upravljačko nadzorni sustav

Turbo-generatorski sustav je koncipiran tako da bude kompletno reguliran pomoću turbinskog kontrolnog panela i generatorskog panela. Kompletan sustav je opremljen instrumentacijom koja omogućuje mjerenje neophodnih tehnoloških parametara (tlaka, temperatura, razine, brzine, vibracija, aksijalnih pomaka, snage, napona, itd.).

Turbinski kontrolni panel omogućuje vođenje turbine, start i stop sekvencu, kontrolu uljnog sustava, praćenje alarma i blokada, praćenje vibracija i temperatura, sigurnost rada turbine, prikupljanje generatorskih podataka te redundantnu vezu sa DCS-om.

Generatorski kontrolni panel kontrolira rad električnog generatora te omogućuje uzbudu, sinhronizira generator s vanjskom mrežom te nadzire zaštitu generatora.

3.2. Opis rada parno turbo-generatorskog postrojenja

Sirova voda crpi se iz bunara u krugu rafinerije jednostupanjskom centrifugalnom pumpom te prolazi kroz centrifugalni separator za odvajanje mehaničkih nečistoća (mulj, pijesak i sl.). Nakon separatora cjevovodom industrijske vode doprema se u kemijsku pripremu vode.

Voda u sebi sadrži razne nečistoće koje treba otkloniti te u tom smislu utvrditi prije upotrebe da bi se mogao odrediti tehnološki postupak za njeno pročišćavanje. Sadržaj organskih tvari u vodi vrlo je štetan u pogonu paroproizvodnog postrojenja, jer one mogu biti uzrok nemirnom vrenju vode u kotlu, tj. pjenjenju vode, onečišćenja pare, koroziji i sl. Nadalje, organske tvari naročito su opasne za ionske izmjenjivače, jer kvare ionsku masu, snizuju joj kapacitet i vijek trajanja. Pri neposrednom omekšavanju vode pomoću ionskih izmjenjivača dozvoljeni sadržaj organskih tvari je najviše 2 5 mg / l $KMnO_4$. Osim organskih tvari, u vodi se nalaze i otopljene soli u prosječnoj količini od 0,2....0,5 g / l. Pretežno su to soli zemno-alkalijskih metala kalcija *Ca* i magnezija *Mg* koje voda otapa u tlu, a manjim dijelom alkalne soli natrija *Na* i kalija *K*. Soli kalcija i magnezija otopljene u vodi dijelimo na dvije grupe i to na karbonatne (bikarbonatne) i nekarbonatne soli.

Najvažnije značajke prisutnih soli kalcija i magnezija u vodi za njenu primjenu za napajanje generatora pare je termička nestabilnost njihovih vodenih otopina. Naime, pri zagrijavanju vode topljivost se ovih soli smanjuje pa se one talože djelomično u masi vode kao „mulj“, a djelomično u obliku čvrstog taloga na grijućim površinama. Njihova prisutnost u kotlovskoj vodi može biti uzrok različitih štetnih posljedica u radu kotla. Taloge stvaraju:

karbonati, sulfati i silikati. Nitrati i kloridi, uz kisik i ugljični-dioksid, intenziviraju korozivne procese metala.

Od plinova otopljenih u vodi najčešće su prisutni: dušik, kisik i ugljični-dioksid. Dušik je inertan plin i za primjenu vode u toplinskim postrojenjima njegova prisutnost u vodi nema nikakvo posebno značenje. Naprotiv, kisik i ugljični-dioksid su veoma agresivni prema metalima i uzročnici su svih važnijih procesa korozije.

Na ulazu u kemijsku pripremu vode ista prolazi kroz tlačne pješčane filtere u kojima se odstranjuju mehaničke nečistoće. Tako pripremljena vode ulazi u kationski jako kiseli izmjenjivač koji se regenerira otopinom solne kiseline, *HCl*. U toku regeneracije, ionska smola zasićuje se *H* ionima sredstva za regeneraciju. Kod kontakta tako regeneriranog izmjenjivača sa sirovom neomekšanom vodom provodi se izmjena iona: izmjenjivač veže na sebe *Ca* i *Mg* ione soli tvrdoće, a otpušta *H* ione koji prelaze u vodu i zauzimaju mjesta vezanih *Ca* i *Mg* iona.

Dekationirana voda se tlači pumpama deka vode kroz otplinjač ugljičnog dioksida i dalje do anionskog filtera.

Anionski jako bazični izmjenjivači regeneriraju se otopinom natrijeve lužine, *NaOH*. Izmjenjivačka smola zasićuje se *OH* ionima koji u kontaktu s vodom u toku rada zamjenjuje anionima kiselina što su nastale cijepanjem *Ca* i *Mg* soli u kationskom izmjenjivaču.

Miješani izmjenjivač je karakterističan po tome što se u njemu istovremeno vrši izmjena kationa i aniona. Nakon prolaska vode kroz kationski i anionski izmjenjivač dolazi u miješani izmjenjivač gdje se obavlja završna izmjena iona i nakon prolaska kroz izmjenjivač voda je u potpunosti omekšana na način ionskom izmjenom. Anionski izmjenjivač još služi i kao dodatna sigurnost, provjera da voda u potpunosti tehnološki zadovoljava, tj. da je demineralizirana.

Demineralizirana voda dolazi u termički otplinjač gdje joj se povisuje temperatura na 105 °C i *pH* na 10. U termičkom otplinjaču, također se otplinjuju zaostali plinovi u vodi. Napojnim pumpama demineralizirana voda se tlači na 50 bar i uvodi u bubanj generatora pare kroz visokotlačne zagrijače vode i ekonomajzere (zagrijače vode). U generatoru pare voda se zagrijava, isparava i pregrijava na 430 °C i 40 bar te se parovodom sprovodi do kondezacijske parne turbine. Kao gorivo koristi se zemni plin, a on procesom izgaranja kemijsku energiju pretvara u toplinsku te je preko ogrjevnih površina generatora pare predaje vodi. Pregrijana para prolaskom kroz pet stupnjeva parne turbine ekspandira do tlaka manjeg od atmosferskog i ulazi u kondenzator na ukapljivanje. Određena količina pare, po zahtjevu potrošača, odvodi se iz turbine nakon prvog i drugog stupnja. Kondenzirana para vraća se pumpama u termički otplinjač u koji se dodaje i novo, obrađena voda.

4. POGONSKA ANALIZA PARNO-TURBINSKOG POSTROJENJA

Termodinamička analiza parno-turbinskog postrojenja obuhvaća period od dvanaest mjeseci i to od listopada 2007. do rujna 2008. godine. Navedeni period obuhvaća različita godišnja doba te različite uvjete proizvodnje u rafineriji. Kako je turbo-generatorsko postrojenje u kontinuiranom radu, radni parametri se konstantno bilježe, pohranjuju i upisuju u listu podataka svakih sat vremena kroz čitavu godinu, osim u slučaju dužeg zaustavljanja. Radi boljeg uvida, u tabeli 4.1. dan je primjer jedne pogonske liste od 29. travnja 2008. godine, u kojoj se bilježe najznačajniji parametri koji su potrebni za termodinamičku analizu rada navedenog postrojenja.

Tabela 4.1. Primjer pogonske liste radnih parametara turbo-generatorskog postrojenja

Sati rada	Sat u danu	Snaga, kW	Količina pare, t/h				Tlak pare, bar			
			Ulaz pare	I. oduz.	II. oduz.	Povrat kondenz.	Ulaz pare	I. oduz.	II. oduz.	Povrat kondenz.
9346	7	5112	56	13	34	9	36,9	17,8	6,4	0,38
9347	8	5386	58,5	13,5	35	10	36,7	18,7	6,4	0,46
9348	9	5293	58	12	37	9	36,9	18,6	6,4	0,39
9349	10	5313	57	12	36	9	37	18,3	6,4	0,49
9350	11	5294	56,5	12,5	35	9	36,9	19,2	6,4	0,43
9351	12	5309	56	12	35	9	36,9	19,1	6,4	0,42
9352	13	5299	56	12	37	9	37	19,1	6,4	0,43
9353	14	5311	57	12	36	9	37	18,4	6,3	0,43
9354	15	5308	58	13	36	9	36,7	18,3	6,4	0,42
9355	16	5315	56	13	34	9	37	18,4	6,4	0,46
9356	17	5313	56	13	34	9	37	18,4	6,4	0,5
9357	18	5250	56	11	34	9	37	18,5	6,4	0,44
9358	19	5250	55	10,5	34	10	37	18,6	6,4	0,46
9359	20	5250	55	11	34	10	37	18,5	6,4	0,48
9360	21	5250	55	10,5	34	10	37,1	18	6,4	0,48
9361	22	5150	54	10,5	33,5	10	37,2	17,8	6,4	0,46
9362	23	5150	54	11	33,5	10	37,2	17,7	6,4	0,44
9363	24	5150	54	11	33	10	37,2	17,5	6,4	0,44
9364	01	5150	54	11,5	33	10	37,3	17,6	6,4	0,45
9365	02	5150	54	11	32,5	10	37,3	17,4	6,4	0,45
9366	03	5050	54	11	33	10	37,2	17,5	6,4	0,45
9367	04	5050	54	11,5	32,5	10	37,1	17,5	6,4	0,47
9368	05	5050	54	11	32,5	10	37,2	17,5	6,4	0,47
9369	06	5050	54	11	32,5	10	37,2	17,5	6,4	0,45
Prosjeak		5213	56	12	34	10				

Temperatura pare, °C				Ulje za regulaciju					Temperatura rash. vode, °C	
				Temperatura, °C		Tlak, bar				
Ulaz pare	I. oduz.	II. oduz.	Povrat kondenz.	Ulaz	Izlaz	Ulaz	Regulacija	Ležajevi	Izlaz iz rash. tornja	Ulaz u rash. toranj
436	356	264	86	62	45	14	13	1,6	27,4	32
439	366	270	92,8	62	46	14	13	1,6	28,8	34,1
434	363	267	90,4	63	46	14	13	1,6	28,4	33,3
432	357	263	91	63	47	14	13	1,6	29,7	34,9
431	356	262	87	63	46	14	13	1,6	28,9	33,8
434	359	264	89	63	46	14	13	1,6	28,9	33,9
432	357	263	89	63	46	14	13	1,6	28,6	33,4
432	357	263	89	63	46	14	13	1,6	28,9	33,4
433	360	265	90	63	46	14	13	1,6	28,8	33,9
434	356	263	89,4	63	46	14	13	1,6	29,2	33,9
432	355	261	88	63	46	14	13	1,6	27,9	34,4
435	357	263	88	63	46	14	13	1,6	29,3	35,1
433	356	262	88	63	46	14	13	1,6	29,4	34,4
432	356	262	88	63	46	14	13	1,6	29,6	34,7
433	357	263	89	63	46	14	13	1,6	29,8	35
434	356	263	88	63	46	14	13	1,6	29,6	34,8
434	356	264	89	63	46	14	13	1,6	29,3	34,3
433	356	263	88	63	46	14	13	1,6	29,1	34,1
434	355	263	89	63	46	14	13	1,6	29	34,1
434	355	262	89	63	46	14	13	1,6	28,8	33,9
435	356	262	88	63	46	14	13	1,6	28,8	33,9
435	355	263	88	63	46	14	13	1,6	29,2	34,2
434	355	264	89	63	46	14	13	1,6	29,3	34,3
434	354	263	89	63	46	14	13	1,6	29,1	34,3

Mjereni radni parametri obuhvaćaju sljedeće veličine:

- datum,
- ukupni sati rada,
- sat,
- protočna količina, t/h - ulaz, I oduzimanje, II oduzimanje, povrat kondenzata
- tlak, bar, - ulaz, I oduzimanje, II oduzimanje, povrat kondenzata
- temperatura, °C - ulaz, I oduzimanje, II oduzimanje, povrat kondenzata
- temperatura ulja, °C - ulaz, izlaz
- tlak ulja, bar - ulaz, regulacija, ležajevi
- temperatura rashladne vode, °C - izlaz iz rashladnog tornja,
- ulaz u rashladni toranj
- snaga, kW.

4.1. Pogonska stanja parne turbine

Za termodinamičku analizu parne turbine u realnim uvjetima pogona, izvršeno je mjerenje njenih osnovnih veličina stanja. Mjerenje pojedinih veličina izvršeno je s instrumentima instaliranim u pogonu. Svi mjerni instrumenti su umjereni i atestirani te se izmjerene veličine mogu smatrati valjanim. Mjerenje osnovnih veličina stanja parne turbine u pogonu izvršeno je u režimima rada pri električnoj snazi na stezaljkama generatora u rasponu od 1000 kW do 5600 kW, kako je prikazano u sljedećoj tabeli:

Tabela 4.2. Pogonska stanja turbo-generatorskog postrojenja

Pogonska stanja turbo-generatorskog postrojenja					
Snaga, kW	Dan	Sat	Snaga, kW	Dan	Sat
1000	16.02.08.	24	3600	28.02.08.	24
1100	29.07.08.	5	3700	10.12.07.	11
1200	29.07.08.	23	3800	28.06.08.	23
1300	29.07.08.	20	3900	25.09.08.	1
1400	02.02.08.	5	4000	03.12.07.	4
1500	05.07.08.	7	4100	30.07.08.	18
1600	13.01.08.	10	4200	22.06.08.	8
1700	22.01.08.	11	4300	28.11.07.	3
1800	08.07.08.	14	4400	31.10.07.	18
1900	02.10.07.	7	4500	03.07.08.	11
2000	11.02.08.	2	4600	18.06.08.	17
2100	12.02.08.	8	4700	08.11.07.	17
2200	09.08.08.	8	4800	30.05.08.	7
2300	12.02.08.	3	4900	24.11.07.	13
2400	30.12.07.	1	5000	11.04.08.	8
2500	08.10.07.	1	5100	30.04.08.	18
2600	11.07.08.	9	5200	18.04.08.	10
2700	30.10.07.	22	5300	14.04.08.	19
2800	28.12.07.	18	5400	30.10.07.	12
2900	28.12.07.	16	5500	17.10.07.	8
3000	06.03.08.	15	5600	17.10.07.	13
3100	13.07.08.	11			
3200	22.02.08.	7			
3300	28.12.07.	12			
3400	01.04.08.	20			
3500	27.03.08.	9			

Kako je vidljivo iz gornje tabele, turbo-generator je u periodu promatrane godine dana radio pod opterećenjem od 1000 do 5600 kW. U nekim režimima radio je povremeno dok u nekim trajno. Kako su za promjenjive režime bitni vremenski uvjeti, u obzir su uzeti različiti dani te različita doba dana. Podjednako su zastupljeni svi mjeseci u godini i sva doba dana i noći. Za svaki navedeni režim rada izmjerene su, osim električne snage, potrebne količine pare (ulaz u turbinu, prvo oduzimanje, drugo oduzimanje i povrat u kondezaciju), s radnim parametrima odnosno, tlakom i temperaturom (na ulazu u turbinu, prvom i drugom oduzimanju, te u kondezaciji), kako je prikazano u tabeli 4.3. Izmjereni radni parametri su:

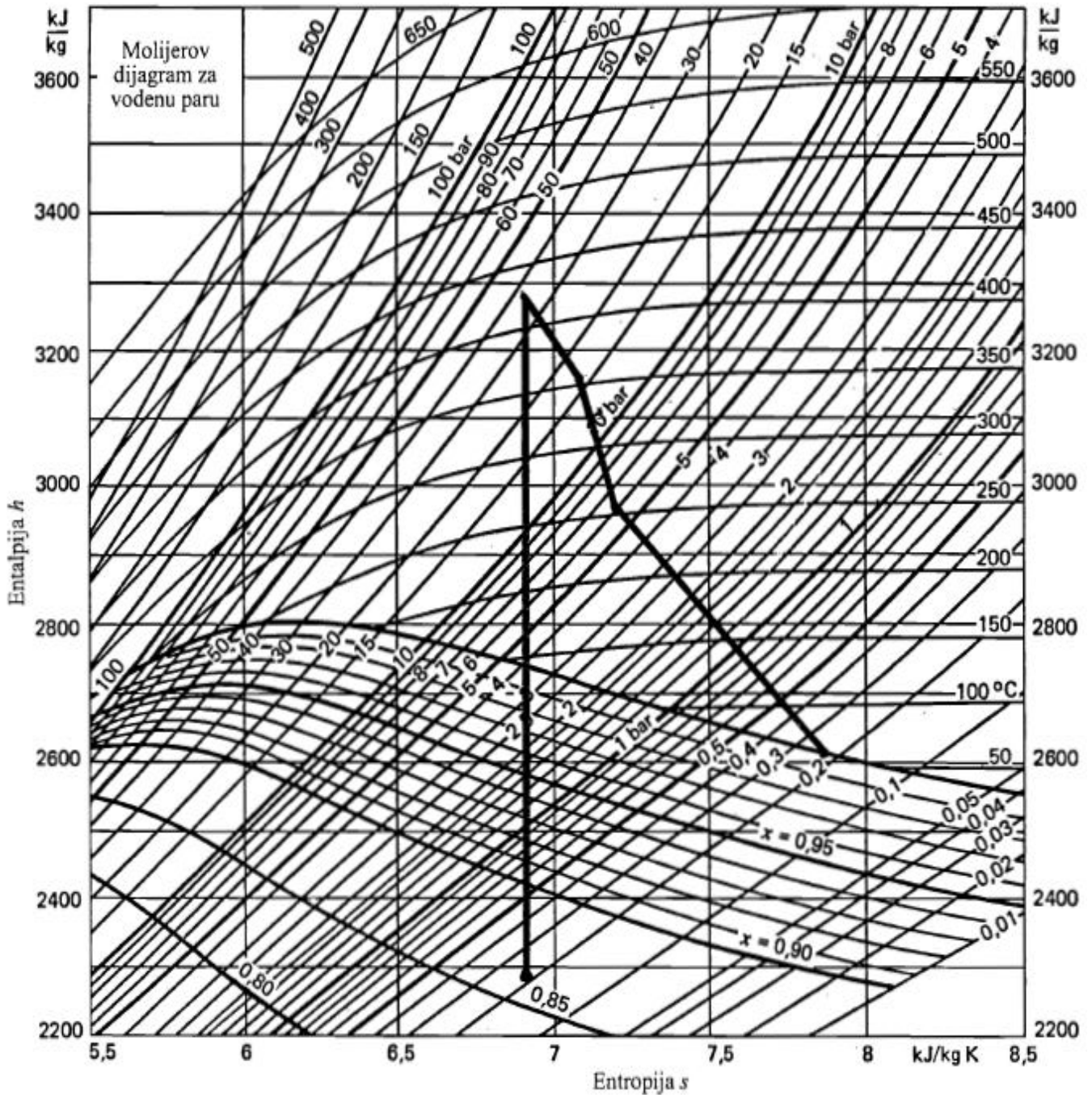
- električna snaga – pomoću instrumenta za mjerenje snage postavljenog na rednim stezaljkama generatora za proizvodnju električne energije,
- količina pare - na mjerilima protoka tipa Vortex i mjernoj blendi,
- tlak pare – na transmitterskim manometrima i manometrima postavljenih u sklopu armaturne opreme turbine i
- temperatura pare – pomoću termoelemenata i termometara postavljenih u sklopu armaturne opreme turbine.

Kod malih opterećenja, do cca. 1000 kW, na turbini su isključena oba oduzimanja tako da ukupna količina pare na ulazu u turbinu prolazi kroz svih pet stupnjeva i odvodi se u kondenzator na ukapljivanje. Dizanjem snage uključuje se drugo, regulirano oduzimanje pare te se dio ulazne pare odvodi u kolektor niskoga tlaka, a dio u parni kondenzator. Kod opterećenja većih od 3000 kW omogućeno je uključivanje i prvog, nereguliranog oduzimanja. Kod navedenog režima rada, ulazna količina pare dijeli se na dio pare koji izlazi na prvom oduzimanju, dio pare koji izlazi na drugom oduzimanju, te preostalu količinu koja se odvodi u kondenzator.

Tabela 4.3. Radni parametri u promjenjivim uvjetima pogona

Sat	Snaga, kW	Količina pare , t/h				Tlak pare , bar				Temperatura pare, °C			
		Ulaz pare	I oduz.	II. oduz.	Povrat kondenz.	Ulaz pare	I oduz.	II. oduz.	Povrat kondenz.	Ulaz pare	I oduz.	II. oduz.	Povrat kondenz.
24	1000	10			9	35,6			0,4	441			116
5	1100	11			10	38,7			0,39	433			110
23	1200	21		17	4	38,4		4,6	0,29	441		283	155
20	1300	21		17	4	38,2		4,9	0,3	445		289	154
5	1400	17		11	6	38,5		6,5	0,32	432		297	131
7	1500	19		14	5	37,6		6,3	0,24	443		300	126
10	1600	18		11	7	38,7	8,6	6,5	0,33	434	326	300	124
11	1700	20		13	7	38,5	8,9	6,5	0,31	434	321	294	124
14	1800	23		19	4	38,5		6,2	0,26	442		278	133
7	1900	27		22,5	4	39	9	5,2	0,17	420	299	253	108
2	2000	21		13,5	7	38,2		6,5	0,4	430		283	114
8	2100	24		18	6	38,1		6,4	0,33	433		277	119
8	2200	26		21	5	38,6		6	0,22	429		265	111
3	2300	26		19,5	6	38,2		6,5	0,34	433		270	119
1	2400	24		18	6	38,8	10,5	6,5	0,3	425	311	265	95
1	2500	30		26	4	38,3	10,5	5,5	0,21	440	320	262	116
9	2600	29		25	4	38,2		6	0,23	450		276	122
22	2700	29		25	4	38,8	11,2	5,9	0,17	424	307	250	82
18	2800	32		26,5	5	38,5	12,3	6,1	0,33	426	325	256	125
16	2900	33		27,5	5	38,6	12,7	6,1	0,33	427	328	257	128
15	3000	37		32,5	4	37,7	12,5	5,3	0,25	438	336	256	129
11	3100	33		28	5	37,9		6,4	0,24	446		276	116
7	3200	34	4	23,5	6	37,6	12,3	6,5	0,34	438	333	267	111
12	3300	41	8,5	27,5	5	38,4	11,1	5,5	0,35	421	310	239	128
20	3400	35		31	4	37,5		6,2	0,27	439		264	125
9	3500	40		35	5	37,7		5,6	0,22	432		251	115
24	3600	36	0,5	28	7	37,3	14,1	6,5	0,33	436	339	264	101
11	3700	52	16	33	3	37,9	11,5	4,8	0,29	426	327	239	129
23	3800	45	12	25	8	37,8	12,5	6,4	0,42	443	349	273	111
1	3900	39	7	21	11	38,5	12,3	6,4	0,46	428	328	259	83
4	4000	50	16,5	28	5	37,6	12,8	6,2	0,24	425	332	253	93
18	4100	45	11	24	10	37,9	13,2	6,4	0,41	437	347	267	92
8	4200	48	12	28	8	37,8	13,6	6,4	0,4	440	347	266	101
3	4300	50	15	28	7	37,5	14,3	6,4	0,27	426	333	255	87
18	4400	50	12	31,5	6	37,6	15,3	6,4	0,21	430	343	258	77
11	4500	50	12,5	28,5	9	37,3	14,4	6,4	0,41	446	355	272	101
17	4600	52	13	31	8	37,3	15,1	6,4	0,43	437	347	264	104
17	4700	49	11	27,5	11	37,7	15	6,5	0,31	428	346	259	70
7	4800	51	14	27	10	37,5	14,4	6,4	0,43	440	346	265	91
13	4900	51	15	28	9	37,5	14,5	6,5	0,35	434	340	259	75
8	5000	51	12	28	11	37,3	15,4	6,5	0,42	440	350	265	84
18	5100	54	11	33	10	37,2	17,5	6,4	0,42	437	357	265	87
10	5200	56	11,5	34	10	37	17,5	6,3	0,37	435	356	263	82
19	5300	55	15	29	11	37	16,1	6,4	0,45	436	349	263	78
12	5400	59	17	33	9	37,2	16,9	6,4	0,29	427	348	257	68
8	5500	56	12,5	31,5	12	37,3	17,8	6,5	0,39	428	349	257	74
13	5600	58	13	32,5	12	37,2	18,5	6,5	0,38	428	350	257	75

Za proračun osnovnih pokazatelja i analizu učinkovitosti rada turbine, u različitim režimima rada, neophodno je na temelju izmjerenih parametara odrediti proces ekspanzije pare u h - s dijagramu. Za određivanje sadržaja topline, entalpije pare izmjerenih točaka, osim h - s dijagrama (slika 4.1), korišten je softverski paket.

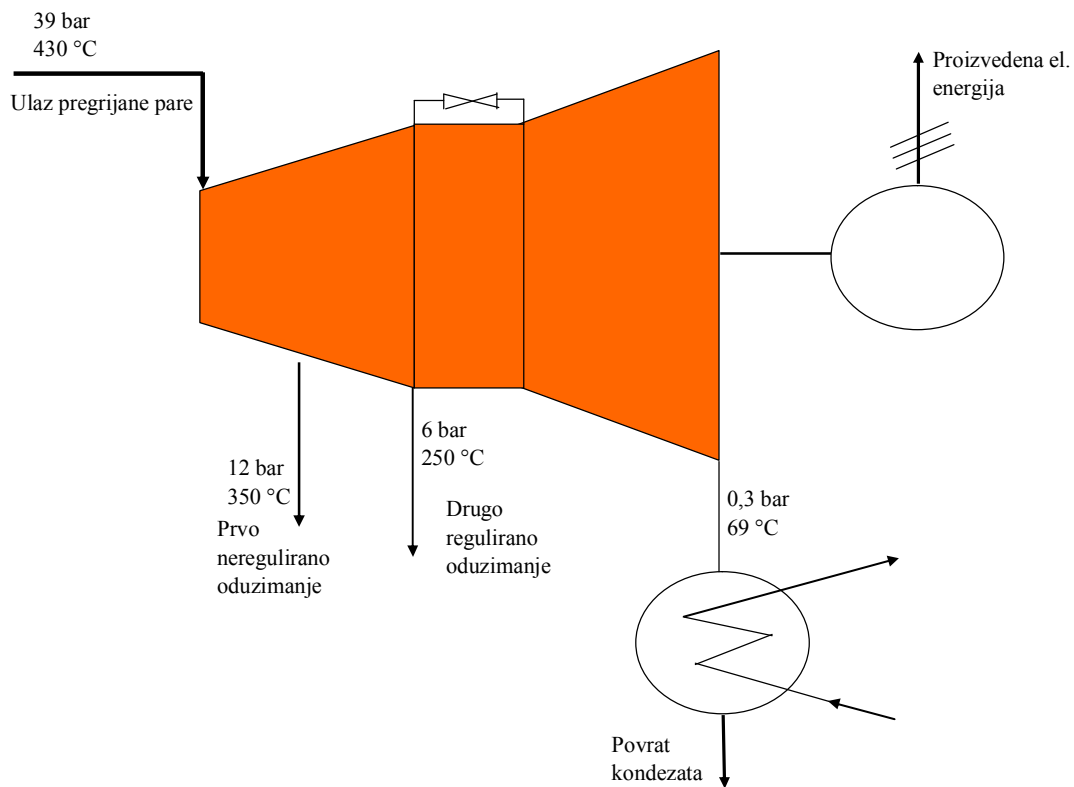


Slika 4.1. Prikaz ekspanzije pare u Mollierovom h - s dijagramu ispitivane kondenzacijsko-oduzimne parne turbine

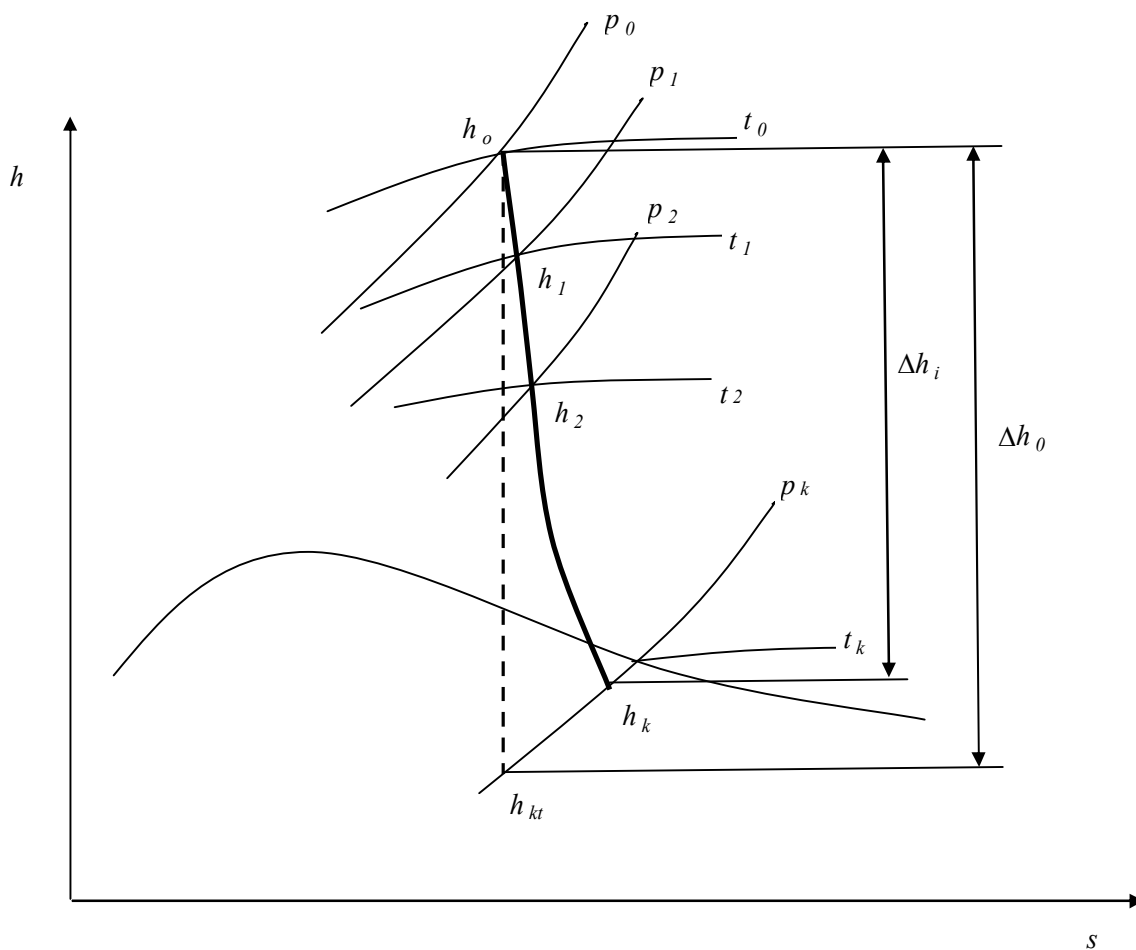
4.1.1. Unutarnji stupanj korisnosti turbine

Usljed unutarnjih gubitaka u turbini; u stvarnom radnom procesu turbine ne dolazi do izentropske ekspanzije pare. Unutarnji stupanj korisnosti u direktnoj je zavisnosti od unutarnjih gubitaka, kao što su: gubici na obodu kola prouzrokovani otporima u rešetkama stupnja i izlaznom brzinom, gubitak zbog trenja o površine diskova, bubnja i bandaža lopatica, gubitak zbog ventilacije u slučaju parcijalnog punjenja stupnjeva, gubitak zbog ubrzavanja u slučaju parcijalnog punjenja stupnjeva, gubitak kroz unutarnje zazor, gubitak usljed vlažnosti pare i erozije. Zbog toga se u turbini ne može iskoristiti ukupni raspoloživi adijabatski pad, već jedan njegov dio.

Unutarnji stupanj korisnosti ne ovisi o mehaničkim gubicima koji nastaju u ležajevima turbine, reduktoru i glavnoj uljnoj pumpi koju pogoni vratilo turbine, te o gubicima generatora za proizvodnju električne energije, gdje spadaju gubici u namotajima te gubici na ležajevima generatora.



Slika 4.2. Shematski prikaz kondenzacijsko-oduzimne parne turbine



Slika 4.3. Krivulja ekspanzije parne turbine

Odnos iskorištenog toplinskog pada u stvarnom procesu Δh_i i raspoloživog adijabatskog toplinskog pada Δh_0 predstavlja unutarnji stupanj korisnosti parne turbine.

Teoretski izentropski toplinski pad u turbini određen je na osnovu:

$$\Delta h_0 = h_0 - h_{kt} \quad 4.1.$$

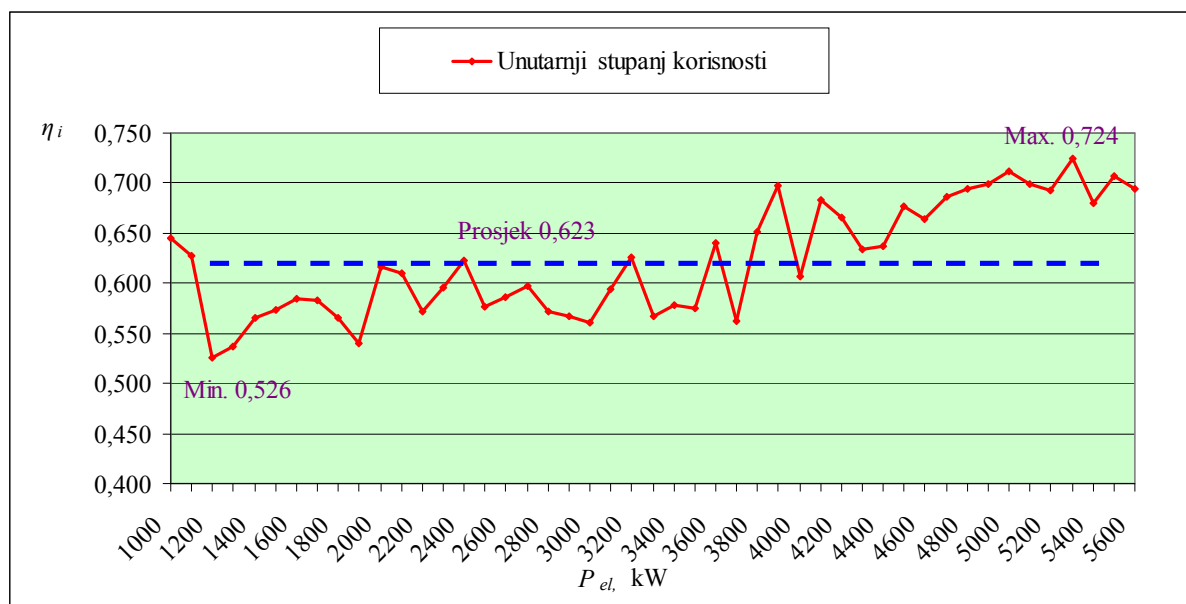
Stvarni, (politropski) toplinski pad u turbini određen je izrazom:

$$\Delta h_i = h_0 - h_k \quad 4.2.$$

Na temelju izentropskog i politropskog toplinskog pada u turbini određen je unutarnji stupanj korisnosti η_i za svaki od navedenih režima rada

$$\eta_i = \frac{\Delta h_i}{\Delta h_0} = \frac{h_0 - h_k}{h_0 - h_{kt}} \quad 4.3.$$

Dobiveni rezultati prikazani na slici 4.4.



Slika 4.4. Rezultati izračunatoga unutarnjeg stupnja korisnosti parne turbine

Tabela 4.4. Rezultati izračunatoga unutarnjeg stupnja korisnosti parne turbine

P_{el} , kW	η_i	P_{el} , kW	η_i
1000	0,645	3400	0,578
1100	0,627	3500	0,575
1200	0,526	3600	0,641
1300	0,536	3700	0,562
1400	0,566	3800	0,651
1500	0,573	3900	0,698
1600	0,584	4000	0,607
1700	0,583	4100	0,684
1800	0,565	4200	0,665
1900	0,540	4300	0,634
2000	0,617	4400	0,637
2100	0,611	4500	0,677
2200	0,572	4600	0,664
2300	0,596	4700	0,686
2400	0,622	4800	0,695
2500	0,577	4900	0,699
2600	0,587	5000	0,711
2700	0,598	5100	0,699
2800	0,571	5200	0,692
2900	0,566	5300	0,724
3000	0,560	5400	0,681
3100	0,594	5500	0,706
3200	0,627	5600	0,694
3300	0,567		

Pri tome se unutarnji stupanj korisnosti parne turbine može predstaviti i odnosom unutarnje snage P_i i teoretske snage turbine P_t , koje su ovisne o protoku pare koja protječe turbinom m_0 , te možemo izraziti:

$$P_t = m_0 \cdot \Delta h_0 \quad 4.4.$$

$$P_i = m_0 \cdot \Delta h_i \quad 4.5.$$

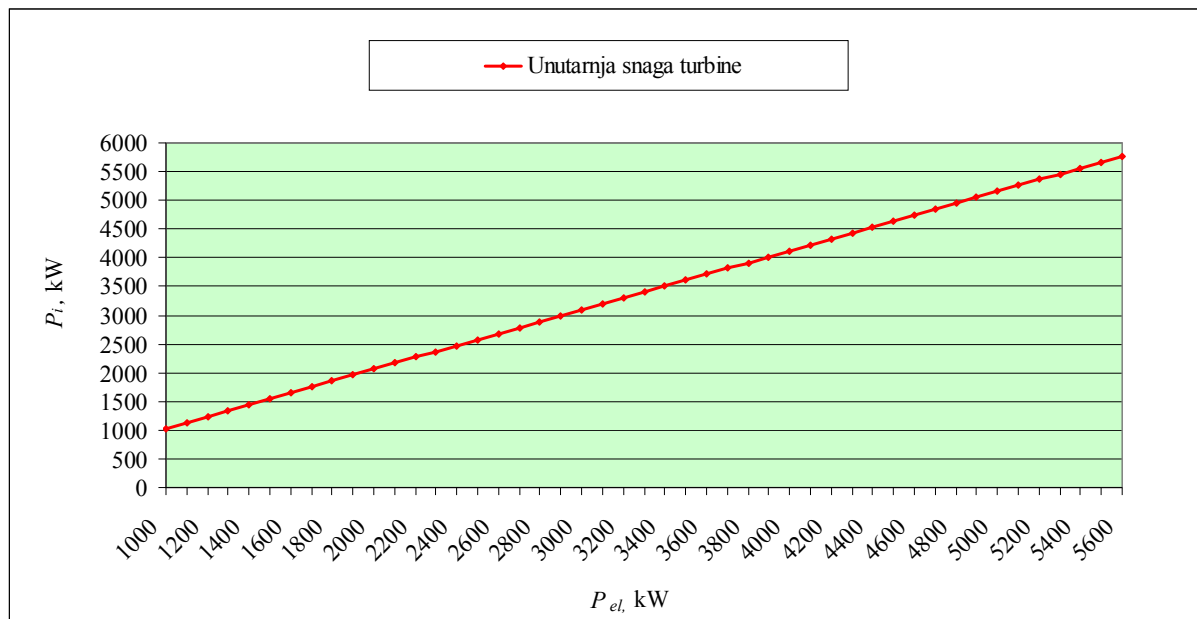
Kako unutarnji stupanj korisnosti parne turbine ovisi o ulaznim i izlaznim parametrima pare, kao što su tlak i temperatura, tako usljed promjene istih dolazi do njegove promjene što je vidljivo iz tabele 4.3 i slike 4.4. Tako npr. kod snage od 3900 kW tlak kondenzacije iznosi 0,46 bar dok tlak kondenzacije u režimu od 4000 kW iznosi 0,24 bar usljed čega dolazi do promjene unutarnjeg stupnja korisnosti parne turbine.

Kao posljedica promjene režima rada koji se, konkretno, u ovom slučaju odnosi na promjenu bilance masenog protoka pare i proizvedene snage, dolazi do promjene tlaka kondenzacije. Usljed pada tlaka u kolektoru srednjetačne i niskotlačne pare povećava se protok oduzimne pare a smanjuje se protok pare na ispuhu turbine. Smanjenjem protoka pare na ispuhu turbine, tj. količine pare u kondenzaciji, smanjuje se i tlak kondenzacije, vidi tabelu 4.3.

Nakon izračunavanja unutarnjeg stupnja korisnosti i uvrštavanjem mehaničkog stupnja korisnosti te stupnja korisnosti generatora određena je električna snaga.

$$P_{el} = P_t \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_g = P_i \cdot \eta_m \cdot \eta_g \quad 4.6.$$

$$P_i = \frac{P_{el}}{\eta_m \cdot \eta_g}$$



Slika 4.5. Unutamnja snaga parne turbine

Unutarnja snaga kondenzacijsko-oduzimne parne turbine, je za 2,98 % veća od snage proizvedene na električnom generatoru. Prema tome, parna turbina mora proizvesti cca 3 % veću snagu od opterećenja električnog generatora. Navedena razlika pripisuje se mehaničkim gubicima, (gubici zbog trenja na ležajevima, gubici u reduktoru, gubici usljed pokretanja uljnih pumpi) te gubicima u generatoru (gubici u statorskim i rotorskim namotajima, gubici u željezu).

4.1.2. Stupanj korisnosti parno-turbinskog postrojenja

Za određivanje stupnja korisnosti parnoturbinskog postrojenja izvršena je toplinska bilanca, kako slijedi [23]:

Toplina predana toplinskim potrošačima prvog oduzimanja pare:

$$Q_{p1} = \dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_1') \cdot \eta_p \quad 4.7$$

Toplina predana toplinskim potrošačima drugog oduzimanja pare:

$$Q_{p2} = \dot{m}_2 \cdot (h_2 - h_2') \cdot \eta_p \quad 4.8.$$

Toplina za proizvodnju pare koja ulazi u kondenzator:

$$Q_k = \dot{m}_k \cdot (h_0 - h_k') \quad 4.9.$$

Toplina za proizvodnju pare prvog oduzimanja:

$$Q_{1p1} = \dot{m}_1 \cdot (h_0 - h_1') \quad 4.10.$$

Toplina za proizvodnju pare drugog oduzimanja:

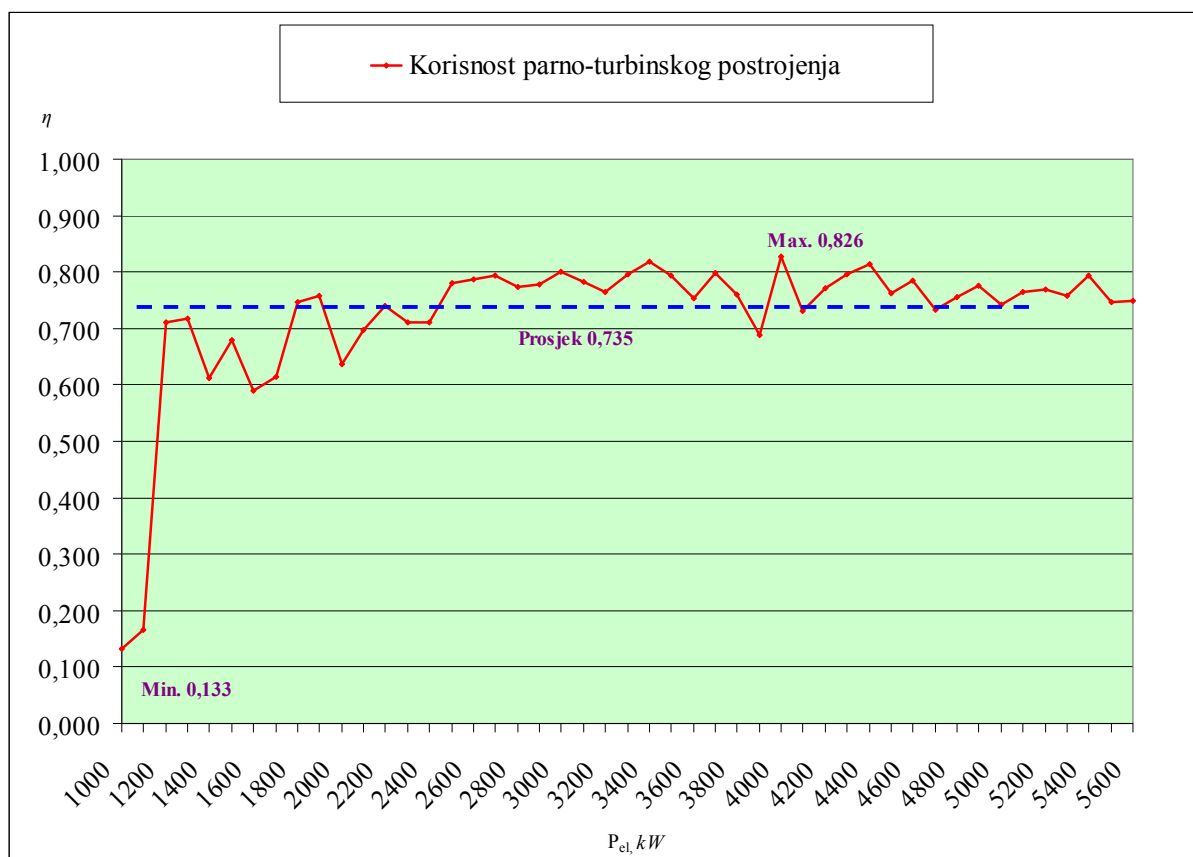
$$Q_{1p2} = \dot{m}_2 \cdot (h_0 - h_2') \quad 4.11.$$

Stupanj energetske korisnosti parno-turbinskog postrojenja:

$$\eta = \frac{P_{el} + Q_{p1} + Q_{p2}}{Q_k + Q_{1p1} + Q_{1p2}} \quad 4.12.$$

Kod određivanja topline predane toplinskim potrošačima usvojen je stupanj korisnosti toplinskih potrošača 0,9.

Da bi odredili maksimalni stupanj korisnosti, minimalni stupanj korisnosti i srednju vrijednost stupnja korisnosti parno-turbinskog postrojenja izračunate su potrebne količine topline (izraz; 4.7. do 4.12.) kod promjenjivih režima rada. Dobivene vrijednosti stupnja korisnosti turbo-generatorskog postrojenja date se na slici 4.6.



Slika 4.6. Stupanj korisnosti parno-turbinskog postrojenja

Kod malih opterećenja parno-turbinskog postrojenja, do cca. 1000 kW, parna turbina radi s isključenim oduzimanjima pare. Također usljed unutarnjih gubitaka protočnog dijela, koji su tim veći što je manji protok pare kroz turbinu, korisnost parno-turbinskog postrojenja u ovom režimu rada iznosi cca. 10 %. S uključenjem drugog oduzimanja pare, povećava se protok pare kroz turbinu, smanjuju se unutarnji gubici, a s tim raste korisnost postrojenja. Prosječna korisnost postrojenja iznosi 73,5 %.

Tabela 4.5. Rezultati izračunate korisnosti parno-turbinskog postrojenja

P_{el}, kW	Q_{p1}, kW	Q_{p2}, kW	Q_k, kW	Q_{lp1}, kW	Q_{lp2}, kW	η
1000,00	0,00	0,00	7498,25	0,00	0,00	0,13
1100,00	0,00	0,00	6619,78	0,00	0,00	0,17
1200,00	0,00	10218,70	3363,33	0,00	12685,78	0,71
1300,00	0,00	10222,10	3369,67	0,00	12680,11	0,72
1400,00	0,00	6520,25	4994,17	0,00	7968,58	0,61
1500,00	0,00	8338,05	4235,83	0,00	10263,94	0,68

P_{el} , kW	Q_{p1} , kW	Q_{p2} , kW	Q_k , kW	Q_{lp1} , kW	Q_{lp2} , kW	η
1600,00	0,00	6536,75	5828,47	0,00	7980,81	0,59
1700,00	0,00	7683,00	5840,33	0,00	9431,86	0,61
1800,00	0,00	11115,00	3377,11	0,00	13928,06	0,75
1900,00	0,00	13052,81	3362,33	0,00	16353,13	0,76
2000,00	0,00	7900,54	5775,78	0,00	9764,63	0,64
2100,00	0,00	10492,20	4994,17	0,00	13068,00	0,70
2200,00	0,00	12172,65	4201,25	0,00	15251,83	0,74
2300,00	0,00	11280,26	4989,17	0,00	14142,38	0,71
2400,00	0,00	10363,05	4976,17	0,00	12954,50	0,71
2500,00	0,00	15133,30	3394,56	0,00	19176,44	0,78
2600,00	0,00	14635,00	3410,89	0,00	18497,22	0,79
2700,00	0,00	14328,13	3373,44	0,00	18093,75	0,79
2800,00	0,00	15216,30	4138,19	0,00	19174,22	0,77
2900,00	0,00	15804,25	4140,97	0,00	19913,06	0,78
3000,00	0,00	18877,63	3372,22	0,00	23990,42	0,80
3100,00	0,00	16307,20	4245,56	0,00	20561,33	0,78
3200,00	2312,90	13558,91	5009,17	2781,00	17121,71	0,77
3300,00	4859,88	15676,38	4113,47	5862,64	19939,03	0,80
3400,00	0,00	17902,50	3366,44	0,00	22673,06	0,82
3500,00	0,00	20144,25	4212,36	0,00	25610,28	0,79
3600,00	286,83	16106,30	5842,08	343,26	20369,22	0,75
3700,00	9264,80	19020,38	2494,17	13285,33	24250,42	0,80
3800,00	7033,50	14516,25	6656,44	8371,33	18309,72	0,76
3900,00	4029,73	12041,40	9014,19	4819,69	15170,17	0,69
4000,00	9498,23	16009,00	4178,89	11300,67	20230,00	0,83
4100,00	6400,08	13863,60	8288,61	7597,03	17484,00	0,73
4200,00	6960,30	16160,20	6652,00	8290,33	20452,44	0,77
4300,00	8544,75	15999,20	5832,94	10185,83	20203,56	0,80
4400,00	6849,60	18046,35	5053,50	8130,67	22807,75	0,81
4500,00	7262,81	16534,28	7514,75	8646,18	20936,42	0,76
4600,00	7458,75	17860,65	6622,22	8879,72	22592,11	0,79
4700,00	6309,60	15749,94	9141,00	7453,72	19860,35	0,73
4800,00	8067,85	15569,55	8297,22	9629,28	19729,50	0,76
4900,00	8586,00	16036,30	7484,25	10252,50	20330,33	0,78
5000,00	6890,40	16120,30	9134,28	8206,00	20439,22	0,74
5100,00	6269,73	19029,45	8284,44	7415,22	24049,67	0,76
5200,00	6548,96	19595,05	8308,89	7739,50	24765,79	0,77
5300,00	8565,75	16693,85	9085,39	10180,00	21118,44	0,76
5400,00	9645,80	18889,20	7490,00	11388,11	23838,83	0,79
5500,00	7056,25	18009,34	9896,67	8340,28	22749,13	0,75
5600,00	7313,80	18581,06	9908,33	8646,08	23480,35	0,75

4.1.3. Specifični utrošak pare i topline

Jednadžba toplinske bilance turboagregata koji troši kg/s, pare i daje električni učin kW, ima ovaj oblik:

$$P_{el} = [m_0 \cdot (h_0 - h_1) + (m_0 - m_1) \cdot (h_1 - h_2) + (m_0 - m_1 - m_2) \cdot (h_2 - h_k)] \cdot \eta_m \cdot \eta_g \quad 4.13.$$

Potrošak pare može se prema tome izraziti:

$$\dot{m}_0 = \frac{\frac{P_{el}}{\eta_m \cdot \eta_g} + \dot{m}_1 \cdot [(h_1 - h_2) + (h_2 - h_k)] + \dot{m}_2 \cdot (h_2 - h_k)}{(h_0 - h_1) + (h_1 - h_2) + (h_2 - h_k)} \quad 4.14.$$

Specifični utrošak pare (sveden na jediničnu snagu) iznosi:

$$d_e = \frac{\dot{m}_0}{P_{el}} \quad 4.15.$$

Te uvrštavanjem u izraz 4.13. dobijamo:

$$d_e = \frac{\frac{1}{\eta_m \cdot \eta_g} + \frac{\dot{m}_1 \cdot [(h_1 - h_2) + (h_2 - h_k)] + \dot{m}_2 \cdot (h_2 - h_k)}{P_{el}}}{(h_0 - h_1) + (h_1 - h_2) + (h_2 - h_k)} \quad 4.16.$$

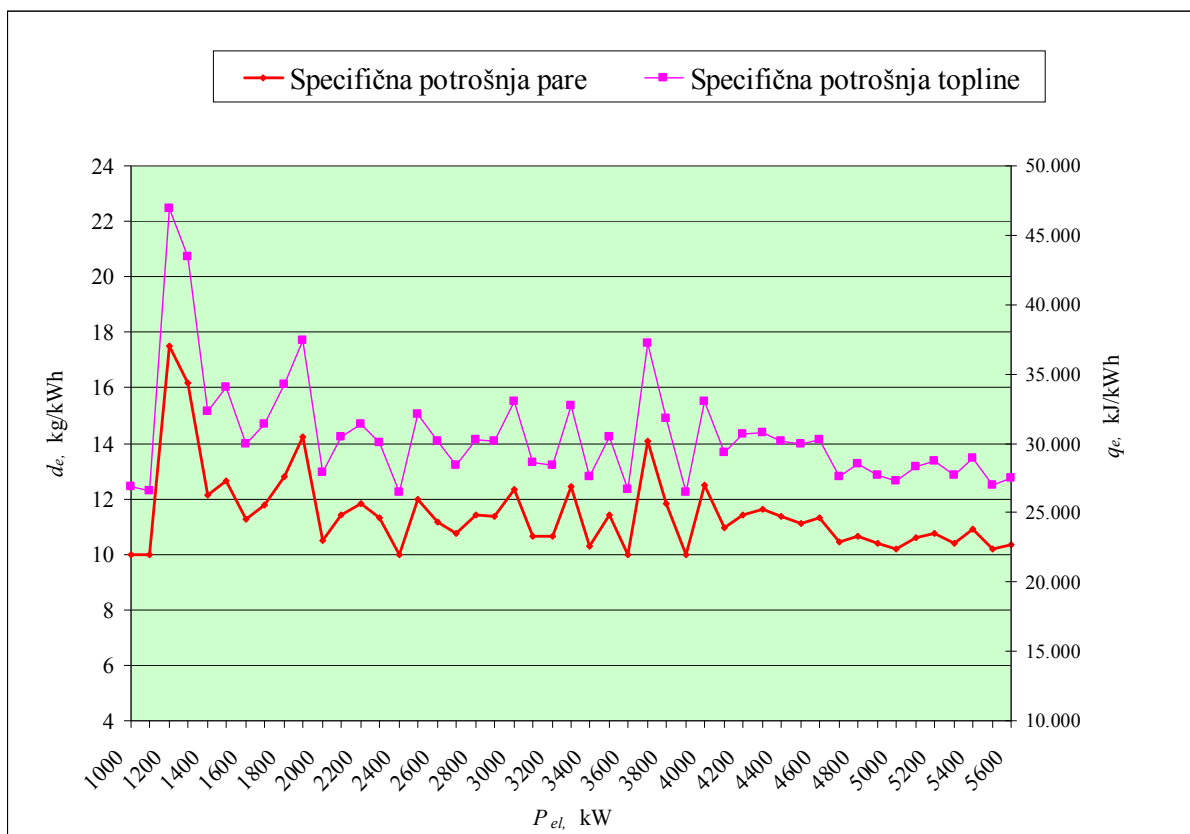
Potrošak topline generatora pare slijedi iz količine topline koju je potrebno privesti da se od povratnog kondenzata \dot{m}_k i dodatne napojne vode \dot{m}_{NV} proizvede para odgovarajućih parametara:

$$Q = \dot{m}_k (h_0 - h_k) + \dot{m}_{NV} (h_0 - h_{NV}) \quad 4.17.$$

Na osnovu izraza 4.15. za kondenzacijsku turbinu sa dva oduzimanja pare, specifična potrošnja topline za proizveden kWh električne energije iznosi:

$$q_e = d_e \cdot (h_0 - h_{NV}) \quad 4.18.$$

Gdje je h_{NV} entalpija napojne vode kod 150 °C, s kojom napojna voda ulazi u generator pare.



Slika 4.7. Specifična potrošnja pare i topline

Tabela 4.6. Specifična potrošnja pare

P_{el} , kW	m_0 , kg/h	d_e , kg/kWh	P_{el} , kW	m_0 , kg/h	d_e , kg/kWh
1000	10000	10,00	3400	10290	10,29
1100	10000	10,00	3500	11430	11,42
1200	17500	17,50	3600	10000	10,00
1300	16150	16,15	3700	14050	14,05
1400	12140	12,14	3800	11840	11,84
1500	12670	12,66	3900	10000	10,00
1600	11250	11,25	4000	12500	12,50
1700	11760	11,76	4100	10980	10,97
1800	12780	12,77	4200	11430	11,42
1900	14210	14,21	4300	11630	11,62
2000	10500	10,50	4400	11360	11,36
2100	11430	11,42	4500	11110	11,11
2200	11820	11,81	4600	11300	11,30
2300	11300	11,30	4700	10430	10,42
2400	10000	10,00	4800	10630	10,62
2500	12000	12,00	4900	10410	10,40

P_{el} , kW	$m_{0,2}$, kg/h	d_e , kg/kWh	P_{el} , kW	$m_{0,2}$, kg/h	d_e , kg/kWh
2600	11150	11,15	5000	10200	10,20
2700	10740	10,74	5100	10590	10,58
2800	11430	11,42	5200	10770	10,76
2900	11380	11,37	5300	10380	10,37
3000	12330	12,33	5400	10930	10,92
3100	10650	10,64	5500	10180	10,18
3200	10630	10,62	5600	10360	10,35
3300	12420	12,42			

Tabela 4.7. *Specifična potrošnja topline*

d_e , kg/kWh	h_0 , kJ/kg	h_{NV} , kJ/kg	q_e , kJ/kWh	d_e , kg/kWh	h_0 , kJ/kg	h_{NV} , kJ/kg	q_e , kJ/kWh
10,00	3317	632	26.848	10,29	3309	632	27.556
10,00	3294	632	26.618	11,42	3293	632	30.409
17,50	3313	632	46.914	10,00	3303	632	26.708
16,15	3322	632	43.451	14,05	3279	632	37.199
12,14	3292	632	32.298	11,84	3318	632	31.806
12,66	3318	632	34.020	10,00	3282	632	26.498
11,25	3296	632	29.968	12,50	3277	632	33.060
11,76	3296	632	31.339	10,97	3304	632	29.325
12,77	3315	632	34.280	11,42	3311	632	30.615
14,21	3263	632	37.385	11,62	3279	632	30.777
10,50	3288	632	27.886	11,36	3288	632	30.180
11,42	3295	632	30.432	11,11	3326	632	29.931
11,81	3285	632	31.352	11,30	3305	632	30.214
11,30	3295	632	30.101	10,42	3284	632	27.647
10,00	3275	632	26.428	10,62	3312	632	28.473
12,00	3311	632	32.146	10,40	3298	632	27.746
11,15	3334	632	30.136	10,20	3312	632	27.334
10,74	3273	632	28.364	10,58	3305	632	28.300
11,42	3278	632	30.238	10,76	3301	632	28.741
11,37	3280	632	30.130	10,37	3303	632	27.716
12,33	3307	632	32.989	10,92	3282	632	28.952
10,64	3325	632	28.666	10,18	3284	632	27.000
10,62	3266	632	28.420	10,35	3285	632	27.476

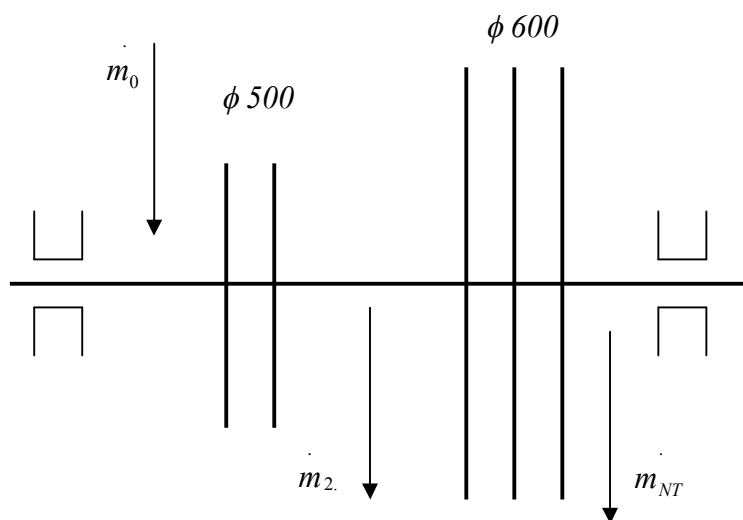
5. MATEMATIČKI MODEL TURBINE U PROMJENJIVIM UVJETIMA RADA

Matematički model turbine u promjenjivim uvjetima rada prvi je postavio slovački znanstvenik A. Stodola, da bi ga kasnije usavršio ruski znanstvenik A. U. Šćeglajev, [4], [7], [19], [23], [24]. Navedeni model zasniva se na podacima parne turbine koji obuhvaćaju radne tlakove, temperature pare, električnu snagu te specifične utroške pare po jedinici proizvedene električne snage. Prvi korak kod definiranja matematičkog modela započinje definiranjem režima rada i radnih stanja protočne pare. Pod radnim režimima podrazumjevamo opterećenje turbogeneratorskog postrojenja u datom trenutku koje se iskazuje kroz proizvodnju toplinske i električne energije.

Matematičkim modelom definirana su opterećenja visokotlačnog i niskotlačnog dijela turbine. Visokotlačni dio turbine podrazumijeva područje protoka pare kroz regulacijsko kolo i drugi stupanj, tj. do reguliranog oduzimanja pare dok na niskotlačni dio otpada područje rada nakon reguliranog oduzimanja pa sve do ispuha pare u kondenzator. Teoretskim proračunom promjenjivih režima rada obuhvaćen je raspon od 10 % do 130 % opterećenja parne turbine u visokotlačnom dijelu i od 10 % do 120 % opterećenja parne turbine u niskotlačnom dijelu.

Nominalni pogonski podaci pri proračunu analizirane turbine jesu:

m_0	ulazna količina pare,	51 t/h
p_0	ulazni tlak pare,	39 bar
t_0	ulazna temperatura pare,	430 °C
p_2	tlak pare drugog, reguliranog oduzimanja,	6,3 barg
p_k	tlak pare na izlazu iz turbine,	0,225 bar
d_{srVT}	srednji promjer visokotlačnog dijela turbine,	0,5 m
d_{srK}	srednji promjer kondenzacijskog dijela turbine,	0,6 m
n	broj okretaja turbine,	9500 min ⁻¹



Slika 5.1. Shematski prikaz parne turbine

5.1. Proračun režima rada visokotlačnog dijela parne turbine

Za provedbu proračuna visokotlačnog dijela parne turbine potrebno je izračunati tlak na ulazu u regulacijsko kolo pomoću izraza:

$$\text{za obodnu brzinu} \quad u = \frac{d_{srVT} \cdot \pi \cdot n}{60} \quad 5.1.$$

$$\text{Odnos obodne i fiktivne brzine iznosi} \quad x_f = \frac{u}{c_f} = 0,37 \quad 5.2.$$

Odnos obodne i fiktivne brzine usvojen je 0,37 iz razloga da bi se tlak na ulazu u regulacijsko kolo dobiven matematičkim modelom izjednačio s tlakom dobivenim eksperimentalnim ispitivanjima.

$$\text{Fiktivna brzina strujanja pare iznosi} \quad c_f = \frac{u}{x_f} \quad 5.3.$$

$$\text{Toplinski pad} \quad \Delta h_0 = \frac{c_f^2}{2 \cdot 10^3} \quad 5.4.$$

$$h_1 = h_0 - \Delta h_0 \quad 5.5.$$

za h_1 i s_0 iz h - s dijagrama odrediti p_1

Nakon definiranja tlaka na ulazu u regulacijsko kolo te promjenjivih režima rada može se započeti sa proračunom istog, određivanjem radnih vrijednosti svakog režima rada kako slijedi.

5.1.1. Relativni protok pare kroz visokotlačni dio

Usvojen je protok pare kroz visokotlačni dio \dot{m}_{VT} u odnosu prema proračunskom protoku pare \dot{m}_0 u intervalu od 10 % do 130 % odnosno:

$$\frac{\dot{m}_{VT}}{\dot{m}_0} = 10\% - 130\% \quad 5.6.$$

5.1.2. Relativni tlakovi u komori regulacijskog stupnja

Relativni tlakovi u komori regulacijskog stupnja:

$$\varepsilon_1 = \frac{p_1}{p_0} \quad 5.7.$$

Pri drugim protocima se relativni tlak određuje po formuli:

$$\left(\frac{p_1}{p_0}\right)' = \sqrt{\left[\left(\frac{p_1}{p_0}\right)^2 - \left(\frac{p_2}{p_0}\right)^2\right] \cdot \left(\frac{\dot{m}_{VT}}{\dot{m}_0}\right)^2 + \left(\frac{p_2}{p_0}\right)^2} \quad 5.8.$$

5.1.3. Relativni protoci pare kroz grupu sapnica

Iz odnosa tlakova $\varepsilon_1 = \frac{p_1}{p_0}$ uz pomoć slike 2.24., nađeni su relativni protoci pare q_0 kroz grupu sapnica pri tlaku ispred njih $p_0 = 39$ bar i pri potpunoj otvorenosti odgovarajućeg regulacijskog ventila. Prigušenje regulacijskog ventila je zanemareno, tako da je $\varepsilon_0 = \frac{p_{0n}}{p_0} = 1$ (tlak pred ventilom je jednak tlaku ispred sapnice).

5.1.4. Relativni protoci pare kroz regulacijske ventile

Određeni su protoci pare kroz regulacijske ventile u odnosu na proračunski protok pare kroz turbinu.

U tom slučaju, ako je relativni tlak $\varepsilon_1 = \frac{p_1}{p_0} \leq \varepsilon_{kr} = 0,546$, tj. manji ili jednak kritičnom odnosu tlakova, protok pare kroz potpuno otvorene ventile se ne mijenja i jednak je proračunskom. Međutim, ako se odnos $\varepsilon_1 = \frac{p_1}{p_0}$ uspostavi većim od kritičnog, to će se protok pare kroz potpuno otvorene ventile smanjivati proporcionalno smanjenju veličine q_0 .

Protok pare kroz djelomično otvoren regulacijski ventil pronalazi se kao odnos protoka pare kroz visokotlačni dio turbine i protoka kroz potpuno otvoren jedan od regulacijskih ventila:

$$\frac{\dot{m}_{VT}}{\dot{m}_{VT,I}}; \frac{\dot{m}_{VT}}{\dot{m}_{VT,II}}; \frac{\dot{m}_{VT}}{\dot{m}_{VT,III}}; \frac{\dot{m}_{VT}}{\dot{m}_{VT,IV}} \quad 5.9.$$

5.1.5. Relativni protoci pare kroz napojne grupe sapnica pri djelomično otvorenim ventilima

Relativni protoci pare kroz grupe sapnica pri djelomično otvorenim regulacijskim ventilima određeni su na osnovu veličine q_1 . Navedena vrijednost nađena je dijeljenjem odgovarajućeg protoka pare kroz djelomično otvoreni ventil sa maksimalnim kritičnim protokom kroz tu grupu sapnica pri početnom tlaku $p_0 = 39$ bar.

$$q_1 = \frac{\frac{\dot{m}_{VT}}{\dot{m}_0}}{\frac{\dot{m}_{VT,max}}{\dot{m}_0}} \quad 5.10.$$

Budući da tlak p_0 vlada pri potpuno otvorenim regulacijskim ventilima, maksimalni kritični protoci kroz ventile su jednaki:

$$\frac{m_{VTI,max}}{m_{VTI}} = \frac{0,4}{q_0}$$

$$\frac{m_{VTII,max}}{m_{VTII}} = \frac{0,3}{q_0}$$

$$\frac{m_{VTIII,max}}{m_{VTIII}} = \frac{0,3}{q_0}$$

$$\frac{m_{VTIV,max}}{m_{VTIV}} = \frac{0,302}{q_0}$$

5.11

5.1.6. Relativni tlakovi iza regulacijskih ventila

Kod poznatog relativnog protoka kroz grupe sapnica q_1 i relativnog tlaka iza sapnica $\varepsilon_1 = \frac{p_1}{p_0}$ uz pomoć dijagrama na slici 2.24., nađeni su relativni tlakovi iza regulacijskih ventila.

Kada je regulacijski ventil zatvoren tlak ispred sapnice p_{0n} odgovara tlaku iza sapnice p_1 , pa je odnos p_{0n}/p_0 istovjetan odnosu $\varepsilon_1 = \frac{p_1}{p_0}$.

Ako je pripadni regulacijski ventil potpuno otvoren, tada je odnos $p_{0n}/p_0=1$ jer je zanemareno prigušenje ventila i ta dva tlaka su istovjetna. Kada je pripadni regulacijski ventil djelomično otvoren, relativni tlakovi iza ventila se očitavaju sa dijagrama na slici 2.24. za zadane ε_1 i q_1 .

5.1.7. Protoci pare i relativni tlakovi

Protoci pare između grupa sapnica odnose se na protok pare kroz prvi ventil, protok pare kroz drugi ventil, protok pare kroz treći ventil i protok pare kroz četvrti ventil kako je definirano i prikazano u tabeli 5.1., točke 4., 5., 6., 7..

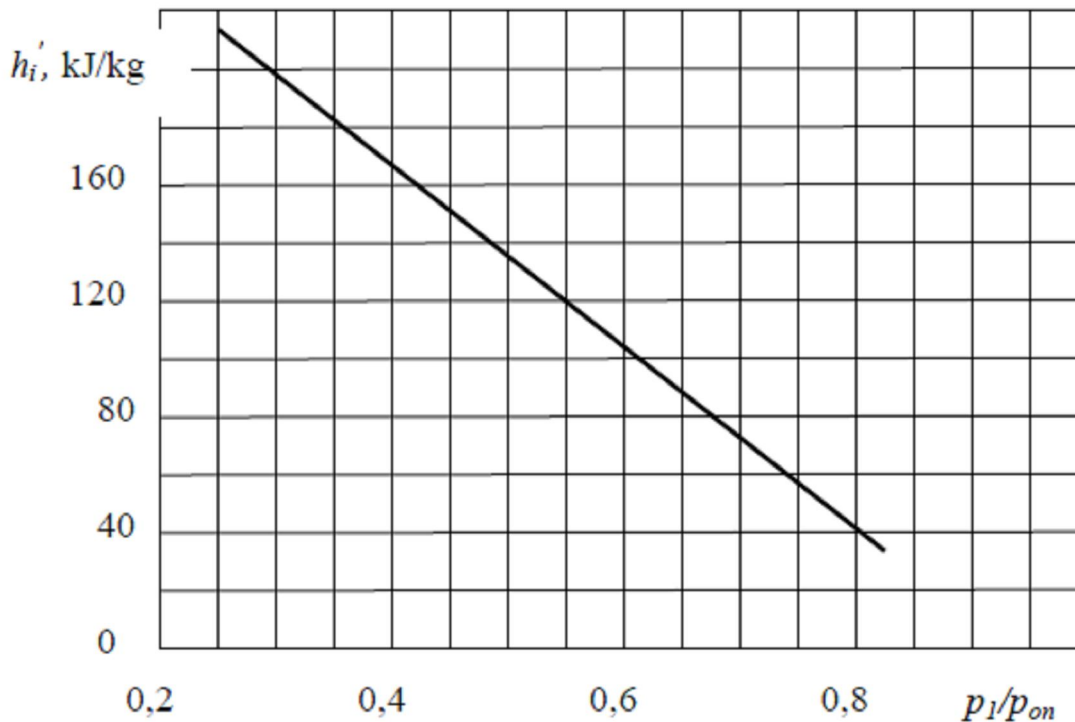
Razdvajanje tlakova iza regulacijskih ventila definirano je relativnim tlakom u komori regulacijskog stupnja te relativnim tlakovima iza prvog, drugog, trećeg i četvrtog regulacijskog ventila visokotlačnog dijela turbine. Relativni tlakovi definirani su i prikazani u tabeli 5.1., točke 2., 9., 10., 11., 12.

5.1.8. Protok pare kroz potpuno otvorene ventile

Relativni protok pare kroz potpuno otvorene ventile m_0/m_{VT} u natkritičnom području se smanjuje proporcionalno veličini q_0 a jednak je zbroju pripadnih vrijednosti za potpuno otvorene ventile.

Odnosi tlakova u komori regulacijskog stupnja p_1 i tlakova ispred sapnica p_{0n} definirani su izrazom p_1/p_{0n} . Do vrijednosti relativnog protoka $m_{VT}/m_0 = 0,3$ odnos tlakova jednak je nuli jer regulacijski ventil nije potpuno otvoren. Za daljnje relativne protoke istovjetan je odnosu tlakova p_1/p_0 . To je zbog toga što je tlak ispred sapnica p_{0n} pri potpunoj otvorenosti regulacijskog ventila jednak tlaku ispred regulacijskog ventila p_0 .

Iskorišteni toplinski pad h'_i u regulacijskom stupnju za protok pare koja protječe kroz potpuno otvorene ventile nađena je iz odnosa tlakova p_1/p_{0n} uz pomoć slike 5.2.



Slika 5.2. Ovisnost iskorištenog toplinskog pada u regulacijskom stupnju od odnosa p_1/p_{0n} [7]

5.1.9. Protok pare kroz djelomično otvorene ventile

Protok pare kroz djelomično otvoren ventil definiran je izrazom m_0/m_{VT} s tim da je kod potpuno otvorenog ventila navedeni odnos jednak nuli.

Odnosi tlakova u komori regulacijskog stupnja $p_{L,IV}$ i tlakova ispred sapnica p_{0n} kod protoka pare prigušenog pripadnim regulacijskim ventilom izračunati su po sljedećim formulama:

$$\frac{p_I}{p_{0n}} = \frac{p_1}{p_0} \cdot \left(\frac{p_{0I}}{p_0} \right)^{-1} = \frac{\varepsilon_1}{\left(\frac{p_{0I}}{p_0} \right)}$$

$$\frac{p_{II}}{p_{0n}} = \frac{p_1}{p_0} \cdot \left(\frac{p_{0II}}{p_0} \right)^{-1} = \frac{\varepsilon_1}{\left(\frac{p_{0II}}{p_0} \right)}$$

$$\frac{p_{III}}{p_{0n}} = \frac{p_1}{p_0} \cdot \left(\frac{p_{0III}}{p_0} \right)^{-1} = \frac{\varepsilon_1}{\left(\frac{p_{0III}}{p_0} \right)}$$

$$\frac{p_{IV}}{p_{0n}} = \frac{p_1}{p_0} \cdot \left(\frac{p_{0IV}}{p_0} \right)^{-1} = \frac{\varepsilon_1}{\left(\frac{p_{0IV}}{p_0} \right)}$$

5.12.

Iskorišteni toplinski pad h'_i u regulacijskom stupnju za protok pare s djelomično otvorenim regulacijskim ventilom određen je iz odnosa tlakova p_1 / p_{0n} uz pomoć slike 5.2., analogno određivanju iskorištenog toplinskog pada kod potpuno otvorenog ventila.

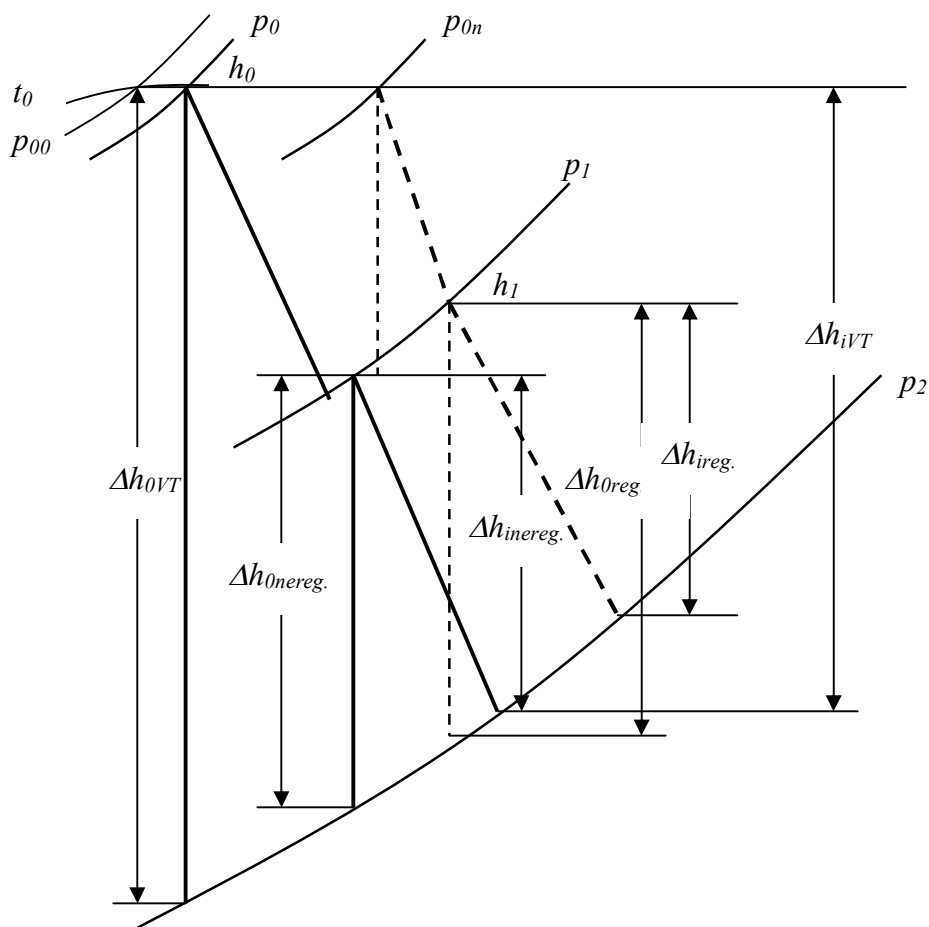
5.1.10. Entalpija pare u komori regulacijskog stupnja

Entalpija pare u komori regulacijskog stupnja poslje miješanja protoka kroz potpuno otvorene regulacijske ventile i protoka kroz djelomično otvorene ventile je određena po formuli:

$$h_1 = h_0 - \left(\frac{\dot{m}_o'}{\dot{m}_{VT}} \cdot h_i' + \frac{\dot{m}_o''}{\dot{m}_{VT}} \cdot h_i'' \right) \quad 5.13.$$

5.1.11. Toplinski pad visokotlačnog stupnja

Na slici 5.3. prikazn je toplinski pad visokotlačnog stupnja. Navedena slika daje uvid u neregulirani toplinski pad (teorijski i stvarni), te toplinski pad nakon regulacije prigušivanjem.



Slika 5.3. *h-s dijagram visokotlačnog dijela turbine kod prigušivanja*

5.1.12. Unutarnji koeficijent korisnosti neregulacijskih stupnjeva

Unutarnji koeficijenti korisnosti neregulacijskih stupnjeva η'_{0i} pri različitim protocima pare kroz turbinu određeni su u ovisnosti o relativnom protoku pare kroz visokotlačni dio parne turbine, slika 5.4.



Slika 5.4. Ovisnost unutarnjeg koeficijenta korisnosti visokotlačno dijela o relativnom protoku pare kroz visokotlačni dio [7]

5.1.13. Unutarnja snaga visokotlačnog dijela turbine

Iskorišteni toplinski padovi neregulacijskih stupnjeva visokotlačnog dijela $\Delta h_{inereg.}$ i iskorišteni toplinski padovi svih visokotlačnih dijelova Δh_i određeni su po formuli:

$$\Delta h_{inereg.} = \Delta h_{0nereg.} \cdot \eta_{0i}' \quad 5.14.$$

$$\Delta h_{iVT} = h_0 - h_1 + \Delta h_{inereg.}$$

Koeficijenti korisnog djelovanja i unutarnja snaga visokotlačnog dijela određeni su iz:

$$\eta_{VT} = \frac{\Delta h_{iVT}}{\Delta h_{0VT}} \quad 5.15.$$

$$P_{iVT} = \dot{m}_{VT} \cdot \Delta h_{iVT}$$

5.2. Proračun režima rada niskotlačnog dijela parne turbine

5.2.1. Relativni protok pare kroz niskotlačni dio

Protok pare kroz niskotlačni dio m_{NT} u odnosu na proračunski protok pare m_{0NT} definiran je u rasponu od 10 % do 120 %.

5.2.2. Tlak ispred sapnica prvog stupnja niskotlačnog dijela

Tlak ispred sapnica prvog stupnja niskotlačnog dijela turbine, koji je proporcionalan protoku pare određen je izrazom:

$$p_1 = \frac{m_{NT}}{m_{0NT}} \cdot p_2 \quad 5.16.$$

Za protok $m_{NT}/m_{0NT} < 1,0$, daljnji proračun niskotlačnog dijela provodi se za slučaj rada visokotlačnog dijela pri proračunskom protoku pare $m_{VT}/m_0 = 1,0$. Navedeno odgovara parametrima pare ispred niskotlačnog dijela, tj. nakon neregulacijskog stupnja visokotlačnog dijela parne turbine, te iznose $p_2 = 6,3$ bar i $h_2 = 2921,3$ kJ/kg.

Vrijednost entalpije u reguliranom oduzimanju h_2 odredi se tako da se od vrijednosti $h_2 = 3135,5$ kJ/kg, za $m_{VT}/m_0 = 1,0$, oduzme iskorišteni toplinski pad neregulacijskih stupnjeva $\Delta h_{inereg.} = 214,207$ kJ/kg, te se dođe do tlaka u reguliranom oduzimanju $p_2 = 6,3$ bar. Ordinata sjecišta izentropice sa tlakom u reguliranom oduzimanju daje vrijednost entalpije u reguliranom oduzimanju h_r .

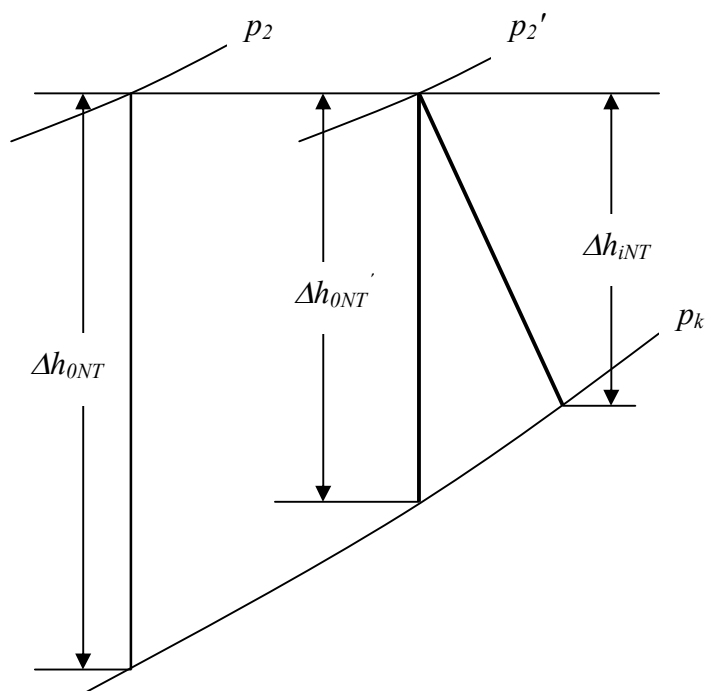
Pri tom će raspoloživi toplinski pad niskotlačnog dijela biti $\Delta h_{0NT} = 568,3$ kJ/kg, što odgovara duljini izentropice iz vrijednosti h_2 na tlaku p_2 do tlaka u kondenzatoru $p_k = 0,225$ bar, kao što je vidljivo iz slike 5.5.

Pretpostavljamo da se proračunski protok pare kroz niskotlačni dio osigurava pri potpuno otvorenom reguliranju niskotlačnog dijela. Daljnje povećanje protoka pare kroz niskotlačni dio moguće je samo pri povišenju tlaka u komori reguliranog oduzimanja.

Entalpiju pare ispred niskotlačnog dijela sada određujemo također za slučaj rada visokotlačnog dijela s konstantnim unutarnjim koeficijentom korisnog djelovanja koji je jednak proračunskom.

5.2.3. Raspoloživi toplinski padovi niskotlačnog dijela

Toplinski padovi niskotlačnog dijela određeni su prema h - s dijagramu poslije prigušivanja pare u regulacijskom ventilu, slika 5.5.

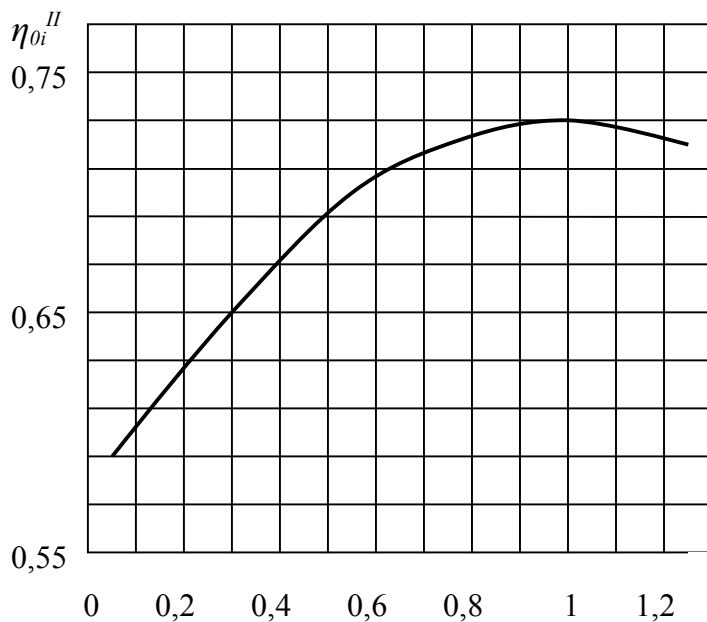


Slika 5.5. *h-s dijagram niskotlačnog dijela turbine*

Veličina raspoloživog toplinskog pada $\Delta h_{0NT}'$ pri promjenjivom tlaku ispred sapnica p_2' jednak je toplinskom padu od pripadnog tlaka p_2' do tlaka u kondenzatoru p_k .

5.2.4. Unutarnji koeficijent korisnosti niskotlačnog dijela

Unutarnji koeficijent korisnosti η_{oi}'' niskotlačnog dijela određen je prema krivulji sa slike 5.6.



Slika 5.6. *Ovisnost unutarnjeg koeficijenta korisnosti niskotlačnog dijela turbine o relativnom protoku pare kroz niskotlačni dio[7]*

5.2.5. Unutarnja snaga niskotlačnog dijela turbine

Iskorišteni toplinski pad, protok pare te unutarnja snaga niskotlačnog dijela određeni su kako slijedi:

$$\begin{aligned}\Delta h_{iNT} &= \Delta h_{0NT} \cdot \eta_{0i}^{\prime\prime} \\ \dot{m}_{NT} &= \dot{m}_{0NT} \cdot \frac{\dot{m}_{NT}}{\dot{m}_{0NT}} \\ P_{iNT} &= \dot{m}_{NT} \cdot \Delta h_{iNT}\end{aligned}\tag{5.17}$$

Dobiveni rezultati prikazani su u tabelama 5.1, 5.2, kako slijedi.

Tabela 5.1. Proračun visokotlačnog dijela parne turbine

Imenovane veličine	Formula	regulirani prvi ventil			prvi ventil otvoreni, regulirani drugi ventil			prvi i drugi ventil otvoreni, regulirani treći ventil			prvi, drugi i treći ventil otvoreni, regulirani četvrti ventil			
		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3
1. Protok pare	M_{17} / M_0													
2. Relativni tlak u komori regulacijskog stupnja	$\epsilon_1 = \left(\frac{P_1}{P_0} \right) \sqrt{1 - \left[\left(\frac{P_1}{P_0} \right)^2 - \left(\frac{P_2}{P_0} \right)^2 \right] \cdot \left(\frac{M_{17}}{M_0} \right)^2 + \left(\frac{P_2}{P_0} \right)^2}$ odnos P_1/P_0 i dijagram na slici 2.24.	0,167	0,182	0,205	0,233	0,265	0,300	0,336	0,374	0,412	0,452	0,491	0,531	0,571
3. Relativni protok pare kroz otvoreni ventil, ϕ_1	$M_{17} / M_{17,1}$	/	/	/	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0,998
4. Protok pare kroz prvi ventil	$M_{17} / M_{17,1}$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,399
5. Protok pare kroz drugi ventil	$M_{17} / M_{17,2}$	0	0	0	0	0,1	0,2	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,299
6. Protok pare kroz treći ventil	$M_{17} / M_{17,3}$	0	0	0	0	0	0	0	107100=0,1	0,2	0,3	0,3	0,3	0,299
7. Protok pare kroz četvrti ventil	$M_{17} / M_{17,4}$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,1	0,2	0,302
8. Relativni protok kroz djelomično otvoreni ventil	$\phi_1 = \frac{M_{17} / M_0}{M_{17, \max} / M_0}$	0,25	0,5	0,75	1	0,333	0,667	1	0,110,3=0,333	0,667	0,998	0,140,302=0,331	0,661	0,998
9. Relativni tlak iz prvog ventila	izraz na ϕ_1 , odnos P_1/P_0 i dijagram na slici 2.24	0,259	0,5	0,75	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
10. Relativni tlak iz drugog ventila	P_{20}/P_0	0,167	0,182	0,205	0,233	0,265	0,300	0,336	0,374	0,412	0,452	0,491	0,531	0,571
11. Relativni tlak iz trećeg ventila	P_{30}/P_0	0,167	0,182	0,205	0,233	0,265	0,300	0,336	0,374	0,412	0,452	0,491	0,531	0,571
12. Relativni tlak iz četvrtog ventila	P_{40}/P_0	0,167	0,182	0,205	0,233	0,265	0,300	0,336	0,374	0,412	0,452	0,491	0,531	0,571
13. Protok regulacijskog stupnja	M_0 / M_{17}	/	/	/	0,4	0,4	0,4	0,4	0,7	0,7	1	1	1	0,998
14. Odnos tlakova	P_1 / P_0	/	/	/	0,233	0,265	0,300	0,336	0,374	0,412	0,452	0,491	0,531	0,571
15. Iskoristeni toplinski rad, kJ/kg	dijagram na slici 5.2.	/	/	/	220	213	201	188,6	177,5	164,5	150,8	138	125,7	113,3
16. Protok nakon regulacijskog stupnja	M_0 / M_{17}	0,1	0,2	0,3	0	0,1	0,2	0	0,1	0,2	0	0,1	0,2	0
17. Odnos tlakova	P_1 / P_0	0,644	0,364	0,274	/	0,758	0,450	/	0,850	0,606	/	0,930	0,737	/
18. Iskoristeni toplinski rad, kJ/kg	dijagram na slici 5.2.	90,28	180	209,5	/	58	152	/	18,5	102	/	0	65	/
19. Entalpija u komori regulacijskog stupnja, kJ/kg	$h_1 = h_0 - \left(\frac{M_0}{M_{17}} \cdot h_1 + \frac{M_0}{M_{17}} \cdot h_1' \right)$	3196,1	3106,3	3076,8	3066,3	3102,9	3101,7	3097,7	3128,7	3135,7	3135,5	3160,9	3170,7	3199,4
20. Raspoloživi toplinski rad nereg. stupnja VT dijela, kJ/kg	b-a dijagram na slici 5.3.	9,4	32,1	61,3	92,2	126,6	155,5	181,2	210,3	233,5	253,5	277,4	306,7	319,6
21. Koeficijent korisn. dj. nereg. st. VT dijela, η_V	dijagram na slici 5.4.	0,62	0,74	0,78	0,805	0,816	0,825	0,83	0,835	0,84	0,845	0,839	0,835	0,825
22. Iskoristeni toplinski rad nereg. stupnja VT dijela, kJ/kg	$\Delta h_{\text{nereg.}} = \Delta h_{\text{nereg.}} \cdot \eta_V$	5,83	23,75	47,81	74,22	103,31	128,29	150,40	175,60	196,14	214,21	232,99	247,91	263,67
23. Iskoristeni toplinski rad cijelog VT dijela, kJ/kg	$\Delta h_{17} = h_0 - h_1 + \Delta h_{\text{nereg.}}$	96,11	203,75	257,31	294,21	286,71	312,96	338,99	333,22	346,75	365,01	358,45	362,66	350,65
24. Koeficijent korisn. djelovanja VT dijela, η_{VT}	$\eta_{17} = \frac{\Delta h_{VT}}{\Delta h_{017}}$	0,207	0,439	0,555	0,635	0,618	0,675	0,731	0,719	0,748	0,787	0,775	0,782	0,756
25. Protok pare, kg/s	M_0	1,42	2,83	4,25	5,67	7,08	8,5	9,92	11,33	12,75	14,17	15,58	17	18,42
26. Umjerenja muga VT dijela, kW	$P_{VT} = \Delta h_{VT} \cdot M_0$	136,5	576,6	1093,6	1668,2	2029,9	2660,2	3362,8	3775,4	4421,1	5172,2	5584,6	6165,2	6458,9

Tabela 5.2. Proračun niskotlačnog dijela parne turbine

Imenovane veličine	formula	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2
1. Protok pare	m_{NT} / m_{ONT}	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2
2. Tlak ispred sapnica prvog stupnja, bar	$p_1 = \frac{m_{NT}}{m_{ONT}} \cdot p_2$	0,1·6,3=0,63	1,26	2,52	3,78	5,04	6,3	7,56
3. Raspoloživi toplinski pad, kJ/kg	<i>h-s</i> dijagram na sl. 5.5.	266,8	376,38	453,51	508,88	545,51	568,3	596,39
4. Unutarnji koeficijent korisnog djelovanja, η_{oi}^{II}	dijagram na sl. 5.6.	0,590	0,628	0,676	0,706	0,725	0,729	0,725
5. Iskorišteni toplinski pad, kJ/kg	$\Delta h_{INT} = \Delta h_{ONT} \cdot \eta_{oi}^{II}$	157,41	236,37	306,57	359,27	395,49	414,33	432,38
6. Protok pare, kg/s	$m_{NT} = m_{ONT} \cdot \frac{m_{NT}}{m_{ONT}}$	0,417	0,83	1,67	2,5	3,33	4,17	5
7. Unutarnja snaga, kW	$P_{INT} = m_{NT} \cdot \Delta h_{INT}$	65,64	196,18	511,97	898,17	1316,98	1727,76	2161,9

5.3. Konstrukcija dijagrama režima rada

Donja krivulja dijagrama režima rada, slika 5.7., odgovara radu turbine za režim s protutlakom (protok pare kroz niskotlačni dio jednak je nuli).

Dodavajući snazi visokotlačnog dijela P_{iVT} snagu niskotlačnog dijela P_{iNT} konstruira se gornja krivulja dijagrama režima rada, (turbina radi u kondenzacijskom režimu rada, oduzimanje je isključeno), kako slijedi;

$$P_i = P_{iVT} + P_{iNT} \quad 5.18.$$

$$P_{el} = P_i \cdot \eta_m \cdot \eta_g$$

Ostale točke gornje krivulje se proračunavaju i konstruiraju na isti način.

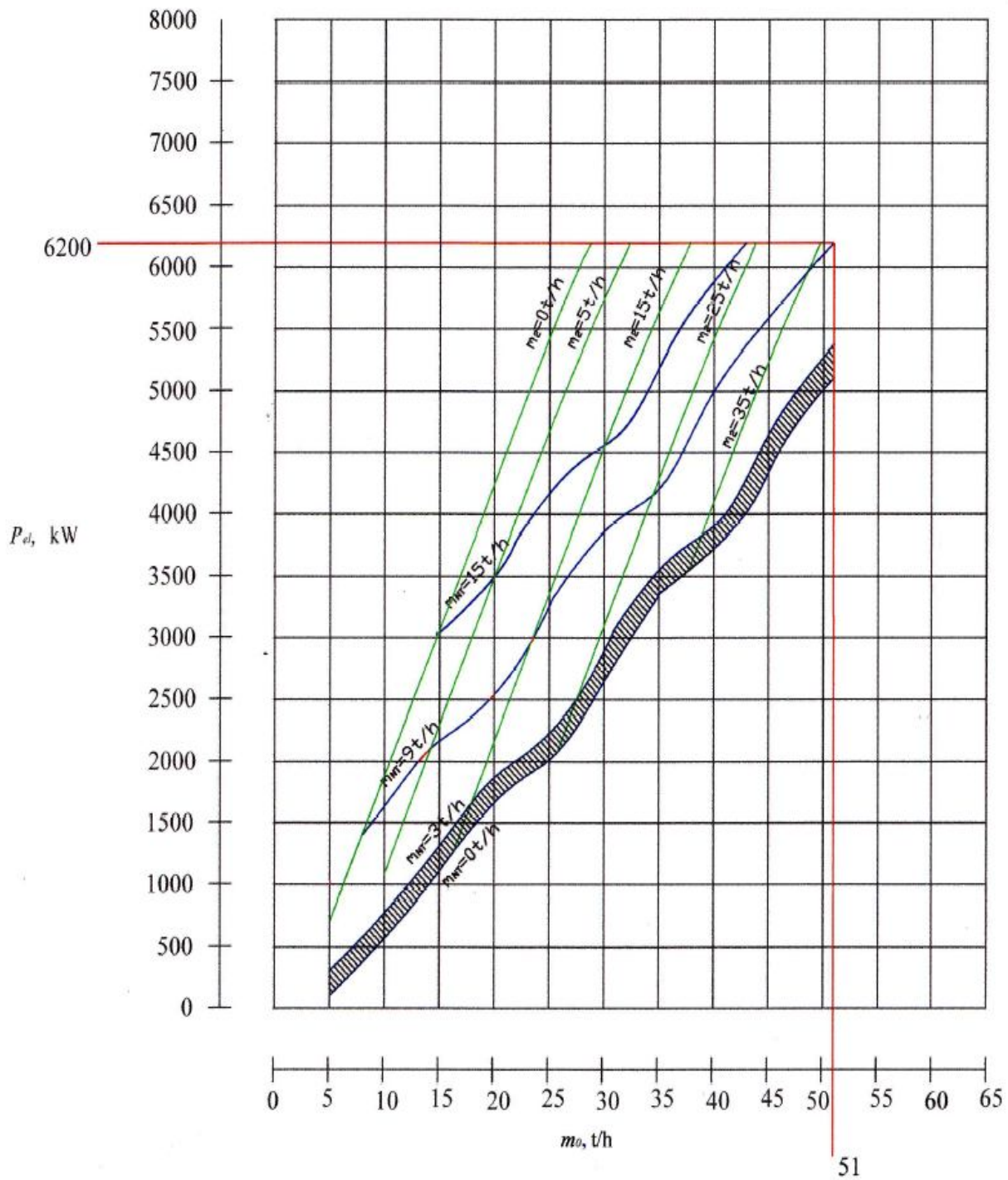
Tabela 5.3. Unutarnja snaga parne turbine i snaga na stezaljkama generatora

	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1	1,2
P_i , kW	202,14	772,78	2180,17	3558,37	5092,38	6899,96	8327,10
P_{el} , kW	196,12	749,75	2115,2	3452,33	4940,63	6694,34	8078,95

Ako je zadan konstantan protok pare kroz niskotlačni dio, po prethodnoj formuli za određivanje snage, sličnim se postupkom određuje snaga turbine pri različitim protocima pare kroz visokotlačni dio i konstruiraju se konstantne krivulje kroz niskotlačni dio.

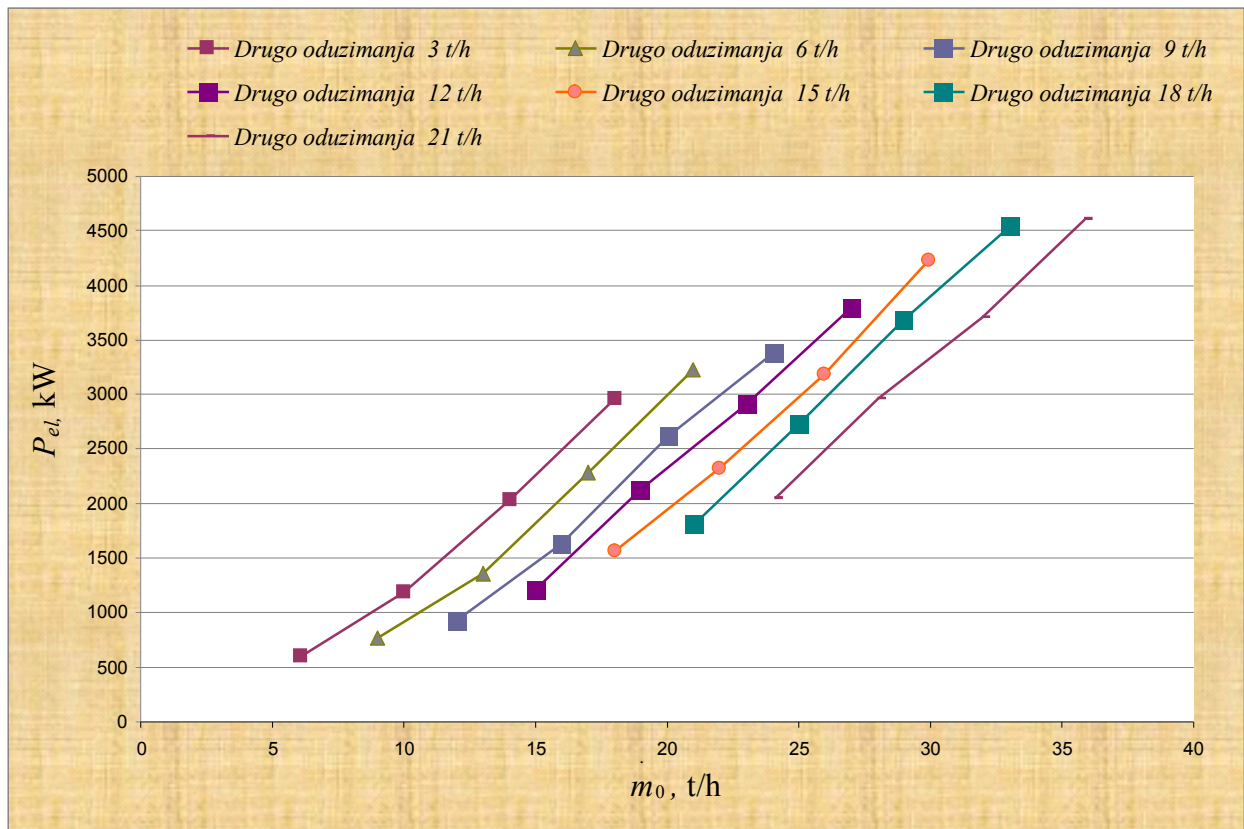
Krivulja 3 t/h odgovara minimalnom dopuštenom protoku pare kroz niskotlačni dio. Njegova vrijednost je uzeta iz projektnih parametara protoka kroz niskotlačni dio turbine. Ova krivulja se proračunava i konstruira isto kao krivulje konstantnog protoka.

Pri konstrukciji pravaca konstantnog oduzimanja pare, protok oduzimne pare određen je kao razlika protoka pare kroz visokotlačni dio i veličine protoka pare kroz niskotlačni dio.



Slika 5.7. Dijagram promjenjivih režima rada

Na slici 5.8. dat je prikaz režima rada za sedam različitih oduzimanja pare koji su korišteni u usporednoj analizi rada s eksperimentalno dobivenim rezultatima.



Slika 5.8. Dijagram sedam oduzimanja pare

6. EKSPERIMENTALNO ISTRAŽIVANJE TURBINE U PROMJENJIVIM UVJETIMA RADA

Eksperimentalna mjerenja su obavljena u skladu s potrebama postrojenja za električnom i toplinskom energijom tijekom različitih mjeseci te perioda dana. Eksperimentalnim mjerenjima određeni su specifični utrošci pare i ostvarena električna snaga u realnim pogonskim uvjetima. Na osnovu dobivenih rezultata konstruiran je dijagrama režima rada parne turbine. Dijagram režima rada daje ovisnost o ulaznoj količini pare, oduzimanju i ostvarenoj električnoj snazi. Eksperimentalna analiza izvršena je u uvjetima rada sa isključenim prvim oduzimanjem, odnosno uz režime rada s različitim veličinama drugog oduzimanja.

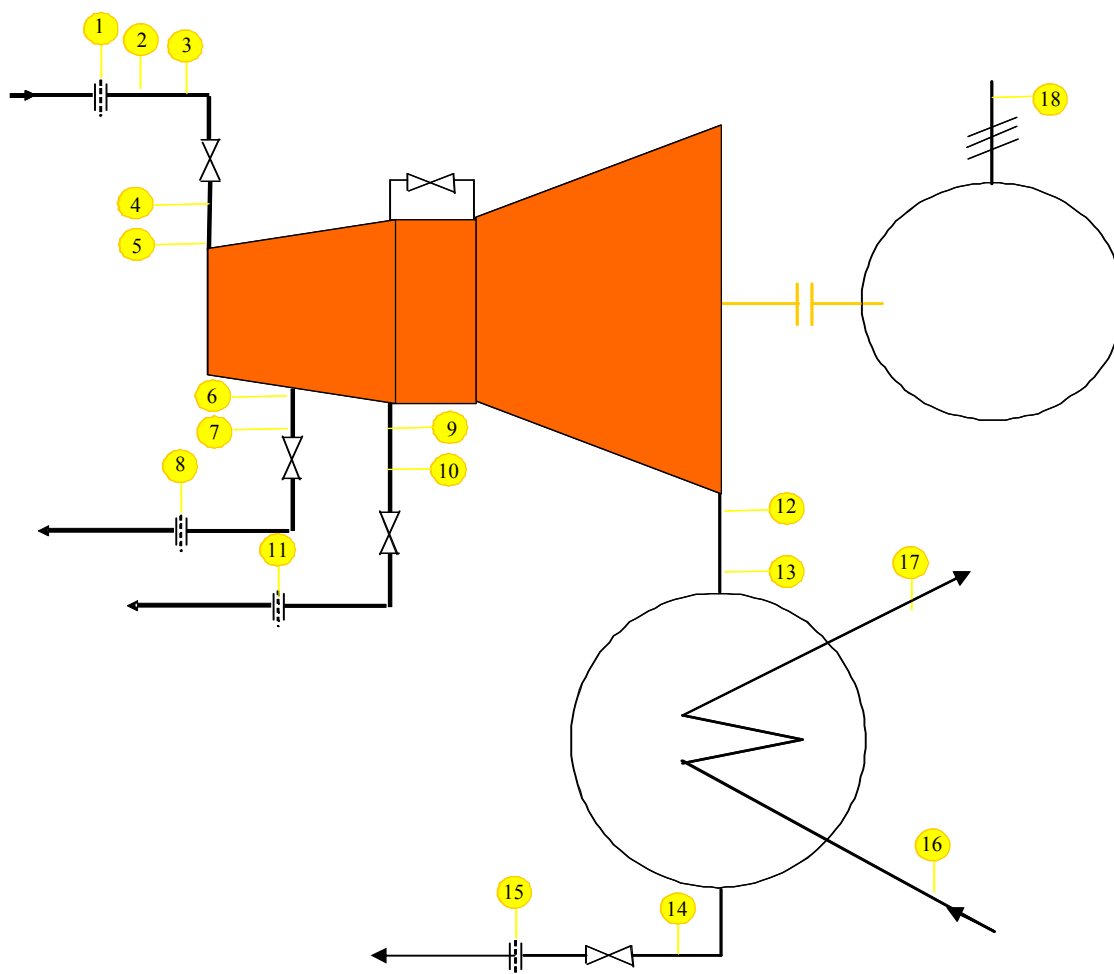
Za spomenuti je problem koji se mogao pojaviti tokom eksperimentalnih ispitivanja a to je podešavanje određenog režima rada, a da pritom ne dođe do poremećaja u isporuci toplinske i električne energije. Navedeni poremećaji se mogu manifestirati kao oscilacija (pad ili rast) radnog tlaka, temperature i količine isporučene energije, a kao najveća opasnost bio bi pad napona koji direktno uzrokuje ispad svih rafinerijskih postrojenja. Režimi rada su ispitani u realnim opterećenjima ili s manjim korekcijama rada turbogeneratorskog postrojenja u odnosu na potrebe rafinerijskih potrošača.

Prije početka eksperimentalnog ispitivanja određeni su radni režimi pojedinog testiranja, metode i uvjeti. Definirane su ispitivane mjerne veličine s mjernom opremom potrebnom za izvršenje svakog mjerenja. Iz navedenog slijedi da su točno određene vrijednosti koje će biti očitavane, u kojem vremenskom periodu i sa kojih instrumenata.

Ispitivanja su obavljena stručnim rukovanjem turbogeneratorskim postrojenjem zaposlenog osoblja uz nadzor predpostavljenih rukovoditelja.

6.1. Mjerna mjesta i opis mjerene opreme

Shema mjernih mjesta prikazana je na slici 6.1. Opis svakog mjernog mjesta s upotrebjenom mjernom instrumentacijom te klasom točnosti pojedinog instrumenta dan je u daljnjem tekstu. Osim navedenih mjerila, korišteni su i ostali indikatori tlaka i temperature kao dodatna provjera točnosti izmjerenih veličina.



Slika 6.1. Prikaz mjernih mjesta turbogeneratorskog postrojenja

- 1) Mjerilo protoka ulazne količine pare u parnu turbinu; Proizvođač Endress+Hauser, TIP Prowirl 70 H, Tag FE 5004, mjerno područje 0-75 t/h, 38-41bar, klasa točnost ± 1 %, izlazni signal 4-20 mA.
- 2) Mjerilo tlaka pare prije regulacionog ventila parne turbine; Proizvođač Siemens, TIP Piezo Cell, Tag PT 5004, mjerno područje 0-60 bar, klasa točnosti $\pm 0,075$ %, izlazni signal 4-20 mA.
- 3) Mjerilo temperature pare na ulaznom parovodu; Proizvođač Siemens, TIP Sitrans TF ,Tag TE 5004, mjerno područje 0-450 °C, klasa točnosti ± 1 %, izlazni signal 4-20 mA.
- 4) Mjerilo tlaka pare nakon regulacionog ventila, na ulazu u parnu turbinu; Proizvođač Rosemount, Tag PT 330, mjerno područje 0-60 bar, klasa točnosti $\pm 0,5$ %, izlazni signal 4-20 mA.
- 5) Mjerilo temperature pare nakon regulacionog ventila, na ulazu u parnu turbinu; Proizvođač Rosemount, Tag TG 320, mjerno područje 0-600 °C, klasa točnosti $\pm 0,5$ %, izlazni signal 4-20 mA.
- 6) Mjerilo tlaka pare prvog, nereguliranog oduzimanja; Proizvođač Rosemount, TIP 2088 Smart, Tag PT 323, mjerno područje 0-25 bar, klasa točnosti $\pm 0,075$ %, izlazni signal 4-20 mA.

- 7) Mjerilo temperature pare prvog, nereguliranog oduzimanja; Proizvođač Berger, TIP PT 100, Tag TE 323, mjerno područje 0-400 °C, klasa točnosti ± 1 %, izlazni signal 4-20 mA.
- 8) Mjerilo protoka pare prvog, nereguliranog oduzimanja; Proizvođač Endress+Hauser, TIP Prowirl 72, Tag FE 5006, mjerno područje 0-30 t/h, 10-14 bar, 320-370 °C, klasa točnost ± 1 %, izlazni signal 4-20 mA.
- 9) Mjerilo tlaka pare drugog, reguliranog oduzimanja; Proizvođač Rosemount, TIP 2088 Smart, Tag PT 324, mjerno područje 0-10 bar, klasa točnosti $\pm 0,075$ %, izlazni signal 4-20 mA.
- 10) Mjerilo temperature pare drugog, reguliranog oduzimanja; Proizvođač Berger, TIP PT 100, Tag TE 324, mjerno područje 0-300 °C, klasa točnosti ± 1 %, izlazni signal 4-20 mA.
- 11) Mjerilo protoka pare drugog, reguliranog oduzimanja; Proizvođač Endress+Hauser, TIP Prowirl 72, Tag FE 5007, mjerno područje 0-40 t/h, 4-8 bar, 230-300 °C, klasa točnost ± 1 %, izlazni signal 4-20 mA.
- 12) Mjerilo tlaka pare u na izlazu iz parne turbine; Proizvođač Rosemount, TIP 2088 Smart, Tag PT 327, mjerno područje 0-1 bar, klasa točnosti $\pm 0,075$ %, izlazni signal 4-20 mA.
- 13) Mjerilo temperature pare na izlazu iz turbine, tj. na ulazu u kondenzator; Proizvođač Tes Sis, Tag TI 341, mjerno područje 0-160 °C.
- 14) Mjerilo temperature parnog kondenzata ; Proizvođač Wika, Tag TI 342, mjerno područje 0-160 °C.
- 15) Mjerilo protoka povratnog kondenzata; Proizvođač Endress+Hauser, TIP Promag 50W, Tag FQIT 350, mjerno područje 0-28 t/h, klasa točnost $\pm 0,5$ %, izlazni signal 4-20 mA.
- 16) Mjerilo ulazne temperature rashadne vode; Proizvođač Endress+Hauser, TIP PT 100, Tag TT 351, mjerno područje 0-100 °C, klasa točnost ± 1 %, izlazni signal 4-20 mA.
- 17) Mjerilo izlazne temperature rashladne vode; Proizvođač Endress+Hauser, TIP PT 100, Tag TT 350, mjerno područje 0-28 t/h, klasa točnost ± 1 %, izlazni signal 4-20 mA.
- 18) Mjerilo proizvedene električne energije; Proizvođač Schneider Electric, TIP Sepam series 20, Serijski broj SEPED303005 EN, Strujna zaštita S 20, Naponska i frekvencijska zaštita B 21, Mjerenje struje I_1, I_2, I_3 , Mjerenje napona U_{21}, U_{32}, U_{13} , Mjerenje snage, frekvencije, temperature, klasa točnost 0,50 %, izlazni signal 4-20 mA.

6.2. Režimi rada

Pod radnim režimima rada podrazumjevamo opterećenje turbogeneratorskog postrojenja koje se očituje kroz proizvodnju toplinske i električne energije. Definirana su četrdeset i dva različita režima rada koji su navedeni u tabeli 6.1. Prvo oduzimanje je tokom eksperimentalnog ispitivanja isključeno, dok je količina pare drugog, reguliranog, oduzimanja iznosila 0 t/h do 36 t/h s porastom od 3 t/h. Svaki od navedenih režima je ispitan počevši s minimalnim protokom kroz turbinu od 3 t/h do 51 t/h, s tim da se protok kroz kondenzator mijenja po 4 t/h, odnosno od 3 t/h do 15 t/h.

Tabela 6.1. Promjenjivi uvjeti rada

Broj mjerjenja	Ulazna količina pare, t/h	Količina pare prvog oduzimanja, t/h	Količina pare drugog oduzimanja, t/h
1. I	3	0	0
1. II	7		
1. III	11		
2. I	6	0	3
2. II	10		
2. III	14		
2. IV	18		
3. I	9	0	6
3. II	13		
3. III	17		
3. IV	21		
4. I	12	0	9
4. II	16		
4. III	20		
4. IV	24		
5. I	15	0	12
5. II	19		
5. III	23		
5. IV	27		
6. I	18	0	15
6. II	22		
6. III	26		
6. IV	30		
7. I	21	0	18
7. II	24		
7. III	29		
7. IV	33		
8. I	24	0	21
8. II	28		
8. III	32		
8. IV	36		
9. I	27	0	24
9. II	31		
9. III	35		
10. I	30	0	27
10. II	34		
10. III	38		
11. I	33	0	30
11. II	37		
12. I	36	0	33
12. II	40		
13. I	39	0	36

U tabeli 6.2. dat je prikaz jednog odabranog režima rada.

Tabela 6.2. Prikaz odabranog režima rada tijekom razdoblja od 15 minuta

Mjerenje br.12.1.04.03.2008.

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	Prosjek
Ulazna količina pare, t/h	40	40	39,9	40	40	40	40,1	40,1	40	40	40	40,1	40	40	40	40,01
Tlak pare ispred reg. ventila, barg	38,73	38,63	38,73	38,73	38,73	38,83	38,73	38,73	38,83	38,83	38,83	38,73	38,63	38,73	38,63	38,73
Tlak pare iza reg. ventila, barg	37,6	37,5	37,6	37,6	37,6	37,7	37,6	37,6	37,7	37,7	37,7	37,6	37,5	37,6	37,5	37,61
Temp. pare na ulazu, °C	430	430	430	430	430	430	430	430	430	431	431	430	429	430	430	430,07
Količina pare prvog oduzimanja, t/h	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,00
Tlak pare prvog oduzimanja, barg	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,00
Temp. pare prvog oduzimanja, °C	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,00
Količina pare drugog oduzimanja, t/h	32,9	33	33	32,9	32,8	32,8	32,9	32,8	32,8	32,8	32,9	33	32,9	32,9	32,9	32,89
Tlak pare drugog oduzimanja, barg	6,4	6,3	6,4	6,4	6,5	6,5	6,4	6,4	6,4	6,4	6,3	6,3	6,3	6,2	6,3	6,37
Temp. pare drugog oduzimanja, °C	261	261	262	262	263	262	262	263	263	262	261	262	263	262	262	262,07
Tlak kondenzacije, bar	0,29	0,29	0,28	0,28	0,29	0,29	0,3	0,3	0,3	0,3	0,29	0,29	0,29	0,29	0,29	0,29
Temperatura ispuha, °C	111	111	110	111	111	112	112	113	113	113	112	112	112	112	111	111,73
Temp. ulazne rashladne vode, °C	29,5	29,6	29,5	29,6	29,6	29,8	30,1	30,4	30,4	30,6	30,5	30,3	30,3	30,1	30	30,02
Temp. izlazne rashladne vode, °C	34,9	35,1	35	35,2	35,3	35,5	35,7	35,9	35,9	36,1	36	36	35,8	35,5	35,3	35,55
Očitana snaga el. generator, kW	2920	2920,49	2921,5	2920,2	2922,1	2910	2921,8	2922,5	2920	2920,9	2921	2920,15	2921	2920,2	2921,2	2920,20

Svaki od navedenih režima ispitivan je tokom 15 minutnog perioda s upisivanjem mjerenih vrijednosti rada postrojenja u razmacima od jedne minute.

U tabeli 6.3. do 6.15. dane su prosječne vrijednosti svih provedenih mjerenja sa radnim parametrima te ostvarenom (očitanom) električnom snagom na stezaljkama generatora.

Tabela.6.3. Prosječne vrijednosti prvog mjerenja

Prosječno dobivene vrijednosti kod mjerenja br.1. I, II, III puta			
	16.01.08	17.01.08	17.01.08
Ulazna količina pare, t/h	3,01	6,99	11,01
Tlak pare ispred reg. ventila, bar	39,45	39,90	39,54
Tlak pare iza reg. ventila, bar	38,30	38,73	38,39
Temp. pare na ulazu, °C	432,40	434,60	435,07
Količina pare prvog oduzimanja, t/h	0,00	0,00	0,00
Tlak pare prvog oduzimanja, bar	0,00	0,00	0,00
Temp. pare prvog oduzimanja, °C	0,00	0,00	0,00
Količina pare drugog oduzimanja, t/h	0,00	0,00	0,00
Tlak pare drugog oduzimanja, bar	6,00	6,49	6,49
Temp. pare drugog oduzimanja, °C	250,00	300,80	300,87
Tlak kondenzacije, bar	0,20	0,36	0,36
Temperatura ispuha, °C	125,80	122,73	91,13
Temp. ulazne rashladne vode, °C	28,61	32,07	32,08
Temp. izkazne rashladne vode, °C	34,48	39,12	39,09
Očitana snaga el. generatora, kW	429,87	1070,00	1850,20
Specifična potrošnja pare, kg/kW	7,01	6,53	5,95

Tabela.6.4. Prosječne vrijednosti drugog mjerenja

Prosječno dobivene vrijednosti kod mjerenja br.2. I, II, III, IV puta				
	31.12.07.	13.01.08.	13.01.08.	16.04.08.
Ulazna količina pare, t/h	6,01	10,02	14,02	17,99
Tlak pare ispred reg. ventila, bar	39,47	39,88	39,63	39,50
Tlak pare iza reg. ventila, bar	38,32	38,72	38,48	38,35
Temp. pare na ulazu, °C	429,93	433,60	435,13	429,73
Količina pare prvog oduzimanja, t/h	0,00	0,00	0,00	0,00
Tlak pare prvog oduzimanja, bar	0,00	0,00	0,00	0,00
Temp. pare prvog oduzimanja, °C	0,00	0,00	0,00	0,00
Količina pare drugog oduzimanja, t/h	2,97	2,99	2,96	2,97
Tlak pare drugog oduzimanja, bar	6,49	6,51	6,50	6,49
Temp. pare drugog oduzimanja, °C	295,07	299,93	298,60	298,73
Tlak kondenzacije, bar	0,34	0,34	0,37	0,47
Temperatura ispuha, °C	121,93	122,87	88,93	73,33
Temp. ulazne rashladne vode, °C	27,53	31,03	30,87	27,33
Temp. izkazne rashladne vode, °C	34,47	38,17	37,58	33,34
Očitana snaga el. generatora, kW	619,33	1219,67	2000,20	2759,07
Specifična potrošnja pare, kg/kW	9,71	8,22	7,01	6,52

Tabela.6.5. Prosječne vrijednosti trećeg mjerenja

Prosječno dobivene vrijednosti kod mjerenja br.3. I, II, III, IV puta				
	02.02.08.	03.02.08.	08.02.08.	08.02.08.
Ulazna količina pare, t/h	9,00	13,03	16,97	20,99
Tlak pare ispred reg. ventila, bar	39,63	39,54	39,57	39,64
Tlak pare iza reg. ventila, bar	38,48	38,39	38,41	38,49
Temp. pare na ulazu, °C	434,07	431,33	432,00	432,00
Količina pare prvog oduzimanja, t/h	0,00	0,00	0,00	0,00
Tlak pare prvog oduzimanja, bar	0,00	0,00	0,00	0,00
Temp. pare prvog oduzimanja, °C	0,00	0,00	0,00	0,00
Količina pare drugog oduzimanja, t/h	5,99	6,00	5,97	6,00
Tlak pare drugog oduzimanja, bar	6,48	6,49	6,49	6,56
Temp. pare drugog oduzimanja, °C	300,60	300,60	296,07	289,80
Tlak kondenzacije, bar	0,33	0,35	0,44	0,48
Temperatura ispuha, °C	133,27	130,73	91,47	76,47
Temp. ulazne rashladne vode, °C	29,85	28,80	30,81	31,03
Temp. izkazne rashladne vode, °C	35,21	35,12	38,91	38,92
Očitana snaga el. generatora, kW	759,67	1350,33	2200,07	2999,87
Specifična potrošnja pare, kg/kW	11,85	9,65	7,71	7,00

Tabela.6.6. Prosječne vrijednosti četvrtog mjerenja

Prosječno dobivene vrijednosti kod mjerenja br.4. I, II, III, IV puta				
	02.02.08.	17.01.08.	18.01.08.	18.01.08.
Ulazna količina pare, t/h	12,01	15,99	20,03	24,05
Tlak pare ispred reg. ventila, bar	39,66	39,68	39,66	39,66
Tlak pare iza reg. ventila, bar	38,50	38,53	38,51	38,50
Temp. pare na ulazu, °C	432,87	434,07	438,73	434,47
Količina pare prvog oduzimanja, t/h	0,00	0,00	0,00	0,00
Tlak pare prvog oduzimanja, bar	0,00	0,00	0,00	0,00
Temp. pare prvog oduzimanja, °C	0,00	0,00	0,00	0,00
Količina pare drugog oduzimanja, t/h	8,95	8,99	8,99	9,01
Tlak pare drugog oduzimanja, bar	6,49	6,50	6,50	6,52
Temp. pare drugog oduzimanja, °C	300,60	297,00	297,20	298,67
Tlak kondenzacije, bar	0,33	0,34	0,39	0,46
Temperatura ispuha, °C	133,40	123,40	94,00	79,13
Temp. ulazne rashladne vode, °C	30,61	32,29	30,57	31,50
Temp. izkazne rashladne vode, °C	36,60	39,42	38,32	39,65
Očitana snaga el. generatora, kW	900,03	1529,73	2450,53	3109,53
Specifična potrošnja pare, kg/kW	13,34	10,45	8,18	7,74

Tabela.6.7. Prosječne vrijednosti petog mjerenja

Prosječno dobivene vrijednosti kod mjerenja br.5. I, II, III, IV puta				
	03.02.08.	04.02.08.	04.02.08.	04.02.08.
Ulazna količina pare, t/h	15,01	19,00	23,03	26,99
Tlak pare ispred reg. ventila, bar	39,84	39,68	39,98	39,65
Tlak pare iza reg. ventila, bar	38,68	38,52	38,81	38,49
Temp. pare na ulazu, °C	433,07	433,00	433,67	433,27
Količina pare prvog oduzimanja, t/h	0,00	0,00	0,00	0,00
Tlak pare prvog oduzimanja, bar	0,00	0,00	0,00	0,00
Temp. pare prvog oduzimanja, °C	0,00	0,00	0,00	0,00
Količina pare drugog oduzimanja, t/h	12,01	12,03	12,02	12,00
Tlak pare drugog oduzimanja, bar	6,49	6,50	6,54	6,50
Temp. pare drugog oduzimanja, °C	299,87	289,93	288,33	288,40
Tlak kondenzacije, bar	0,33	0,33	0,40	0,46
Temperatura ispuha, °C	135,00	119,07	89,87	77,80
Temp. ulazne rashladne vode, °C	30,17	30,87	30,67	31,99
Temp. izkazne rashladne vode, °C	36,77	37,89	37,63	39,60
Očitana snaga el. generatora, kW	1149,93	1800,13	2620,40	3300,33
Specifična potrošnja pare, kg/kW	13,06	10,55	8,79	8,18

Tabela.6.8. Prosječne vrijednosti šestog mjerenja

Prosječno dobivene vrijednosti kod mjerenja br.6. I, II, III, IV puta				
	04.02.08.	05.02.08.	07.02.08.	07.02.08.
Ulazna količina pare, t/h	18,00	22,00	25,99	29,97
Tlak pare ispred reg. ventila, bar	39,56	39,65	39,66	39,78
Tlak pare iza reg. ventila, bar	38,41	38,49	38,50	38,62
Temp. pare na ulazu, °C	429,47	434,07	435,00	430,27
Količina pare prvog oduzimanja, t/h	0,00	0,00	0,00	0,00
Tlak pare prvog oduzimanja, bar	0,00	0,00	0,00	0,00
Temp. pare prvog oduzimanja, °C	0,00	0,00	0,00	0,00
Količina pare drugog oduzimanja, t/h	14,95	14,97	15,00	15,01
Tlak pare drugog oduzimanja, bar	6,52	6,51	6,50	6,50
Temp. pare drugog oduzimanja, °C	288,60	289,07	290,47	290,33
Tlak kondenzacije, bar	0,29	0,33	0,41	0,48
Temperatura ispuha, °C	139,47	122,20	93,13	81,73
Temp. ulazne rashladne vode, °C	32,87	29,10	30,25	32,12
Temp. izkazne rashladne vode, °C	37,86	36,42	38,19	40,00
Očitana snaga el. generatora, kW	1380,13	2000,07	2799,80	3481,27
Specifična potrošnja pare, kg/kW	13,04	11,00	9,28	8,61

Tabela.6.9. Prosječne vrijednosti sedmog mjerenja

Prosječno dobivene vrijednosti kod mjerenja br.7. I, II, III, IV puta				
	10.02.08.	12.02.08.	13.02.08.	13.02.08.
Ulazna količina pare, t/h	21,02	24,99	29,00	33,01
Tlak pare ispred reg. ventila, bar	39,53	39,50	39,44	39,32
Tlak pare iza reg. ventila, bar	38,38	38,35	38,29	38,17
Temp. pare na ulazu, °C	432,27	431,87	433,13	432,07
Količina pare prvog oduzimanja, t/h	0,00	0,00	0,00	0,00
Tlak pare prvog oduzimanja, bar	0,00	0,00	0,00	0,00
Temp. pare prvog oduzimanja, °C	0,00	0,00	0,00	0,00
Količina pare drugog oduzimanja, t/h	17,94	18,00	18,00	18,00
Tlak pare drugog oduzimanja, bar	6,51	6,50	6,47	6,48
Temp. pare drugog oduzimanja, °C	284,53	271,33	274,00	274,40
Tlak kondenzacije, bar	0,30	0,33	0,42	0,48
Temperatura ispuha, °C	131,27	118,27	92,40	80,47
Temp. ulazne rashladne vode, °C	25,48	27,23	29,03	30,77
Temp. izkazne rashladne vode, °C	31,68	33,21	36,78	39,27
Očitana snaga el. generatora, kW	1650,13	2351,07	3130,53	3999,80
Specifična potrošnja pare, kg/kW	12,74	10,63	9,26	8,25

Tabela.6.10. Prosječne vrijednosti osmog mjerenja

Prosječno dobivene vrijednosti kod mjerenja br.8. I, II, III, IV puta				
	14.02.08.	17.02.08.	16.05.08.	16.05.08.
Ulazna količina pare, t/h	24,11	27,99	32,00	35,87
Tlak pare ispred reg. ventila, bar	39,28	39,36	39,51	39,50
Tlak pare iza reg. ventila, bar	38,13	38,21	38,36	38,35
Temp. pare na ulazu, °C	430,20	439,33	434,93	430,47
Količina pare prvog oduzimanja, t/h	0,00	0,00	0,00	0,00
Tlak pare prvog oduzimanja, bar	0,00	0,00	0,00	0,00
Temp. pare prvog oduzimanja, °C	0,00	0,00	0,00	0,00
Količina pare drugog oduzimanja, t/h	20,90	20,97	20,99	21,00
Tlak pare drugog oduzimanja, bar	6,51	6,47	6,49	6,50
Temp. pare drugog oduzimanja, °C	266,67	269,13	265,07	268,47
Tlak kondenzacije, bar	0,29	0,37	0,41	0,47
Temperatura ispuha, °C	125,20	115,07	92,80	77,73
Temp. ulazne rashladne vode, °C	24,37	24,40	27,39	31,58
Temp. izkazne rashladne vode, °C	30,47	30,50	35,76	39,57
Očitana snaga el. generatora, kW	1976,20	2703,27	3550,20	4251,33
Specifična potrošnja pare, kg/kW	12,20	10,36	9,01	8,44

Tabela.6.11. Prosječne vrijednosti devetog mjerenja

Prosječno dobivene vrijednosti kod mjerenja br.9. I, II, III puta			
	17.02.08.	12.07.08.	12.07.08.
Ulazna količina pare, t/h	26,96	31,15	34,95
Tlak pare ispred reg. ventila, bar	39,58	39,17	39,25
Tlak pare iza reg. ventila, bar	38,43	38,03	38,11
Temp. pare na ulazu, °C	430,27	439,93	440,00
Količina pare prvog oduzimanja, t/h	0,00	0,00	0,00
Tlak pare prvog oduzimanja, bar	0,00	0,00	0,00
Temp. pare prvog oduzimanja, °C	0,00	0,00	0,00
Količina pare drugog oduzimanja, t/h	24,07	24,03	24,00
Tlak pare drugog oduzimanja, bar	6,43	6,49	6,50
Temp. pare drugog oduzimanja, °C	270,87	274,87	274,53
Tlak kondenzacije, bar	0,28	0,32	0,43
Temperatura ispuha, °C	131,60	108,00	86,93
Temp. ulazne rashladne vode, °C	22,19	30,09	28,89
Temp. izkazne rashladne vode, °C	27,15	35,50	36,21
Očitana snaga el. generatora, kW	2301,47	3100,07	3855,67
Specifična potrošnja pare, kg/kW	11,71	10,05	9,07

Tabela.6.12. Prosječne vrijednosti desetog mjerenja

Prosječno dobivene vrijednosti kod mjerenja br.10. I, II, III puta			
	18.02.08.	01.03.08.	01.03.08.
Ulazna količina pare, t/h	30,04	34,07	37,99
Tlak pare ispred reg. ventila, bar	39,45	38,62	38,82
Tlak pare iza reg. ventila, bar	38,30	37,49	37,69
Temp. pare na ulazu, °C	441,20	436,87	436,67
Količina pare prvog oduzimanja, t/h	0,00	0,00	0,00
Tlak pare prvog oduzimanja, bar	0,00	0,00	0,00
Temp. pare prvog oduzimanja, °C	0,00	0,00	0,00
Količina pare drugog oduzimanja, t/h	27,00	26,97	27,00
Tlak pare drugog oduzimanja, bar	5,59	6,50	6,49
Temp. pare drugog oduzimanja, °C	274,87	265,00	264,60
Tlak kondenzacije, bar	0,26	0,33	0,43
Temperatura ispuha, °C	111,40	100,93	85,93
Temp. ulazne rashladne vode, °C	25,34	30,57	31,78
Temp. izkazne rashladne vode, °C	30,74	36,21	37,99
Očitana snaga el. generatora, kW	2560,20	3359,20	4019,80
Specifična potrošnja pare, kg/kW	11,73	10,14	9,45

Tabela.6.13. Prosječne vrijednosti jedanaestog mjerenja

Prosječno dobivene vrijednosti kod mjerenja br.11. I, II puta		
	11.03.08.	16.03.08.
Ulazna količina pare, t/h	33,01	36,88
Tlak pare ispred reg. ventila, bar	38,59	38,65
Tlak pare iza reg. ventila, bar	37,47	37,53
Temp. pare na ulazu, °C	437,20	437,40
Količina pare prvog oduzimanja, t/h	0,00	0,00
Tlak pare prvog oduzimanja, bar	0,00	0,00
Temp. pare prvog oduzimanja, °C	0,00	0,00
Količina pare drugog oduzimanja, t/h	30,03	30,05
Tlak pare drugog oduzimanja, bar	6,46	6,47
Temp. pare drugog oduzimanja, °C	267,67	267,40
Tlak kondenzacije, bar	0,23	0,23
Temperatura ispuha, °C	117,53	107,13
Temp. ulazne rashladne vode, °C	26,58	24,70
Temp. izkazne rashladne vode, °C	30,82	32,42
Očitana snaga el. generatora, kW	2746,53	3559,80
Specifična potrošnja pare, kg/kW	12,02	10,36

Tabela.6.14. Prosječne vrijednosti dvanaestog mjerenja

Prosječno dobivene vrijednosti kod mjerenja br.12. I, II puta		
	12.03.08.	04.03.08.
Ulazna količina pare, t/h	36,03	40,01
Tlak pare ispred reg. ventila, bar	38,68	38,73
Tlak pare iza reg. ventila, bar	37,55	37,61
Temp. pare na ulazu, °C	440,67	430,07
Količina pare prvog oduzimanja, t/h	0,00	0,00
Tlak pare prvog oduzimanja, bar	0,00	0,00
Temp. pare prvog oduzimanja, °C	0,00	0,00
Količina pare drugog oduzimanja, t/h	32,89	32,89
Tlak pare drugog oduzimanja, bar	6,35	6,37
Temp. pare drugog oduzimanja, °C	273,40	262,07
Tlak kondenzacije, bar	0,23	0,29
Temperatura ispuha, °C	115,93	111,73
Temp. ulazne rashladne vode, °C	26,61	30,02
Temp. izkazne rashladne vode, °C	31,08	35,55
Očitana snaga el. generatora, kW	2920,20	3809,53
Specifična potrošnja pare, kg/kW	12,34	10,50

Tabela.6.15. Prosječne vrijednosti trinaestog mjerenja

Prosječno dobivene vrijednosti kod mjerenja br.13. I puta	
	18.03.08.
Ulazna količina pare, t/h	38,96
Tlak pare ispred reg. ventila, bar	38,76
Tlak pare iza reg. ventila, bar	37,63
Temp. pare na ulazu, °C	435,20
Količina pare prvog oduzimanja, t/h	0,00
Tlak pare prvog oduzimanja, bar	0,00
Temp. pare prvog oduzimanja, °C	0,00
Količina pare drugog oduzimanja, t/h	36,00
Tlak pare drugog oduzimanja, bar	5,53
Temp. pare drugog oduzimanja, °C	269,93
Tlak kondenzacije, bar	0,19
Temperatura ispuha, °C	100,27
Temp. ulazne rashladne vode, °C	22,47
Temp. izkazne rashladne vode, °C	25,63
Očitana snaga el. generatora, kW	3215
Specifična potrošnja pare, kg/kW	12,12

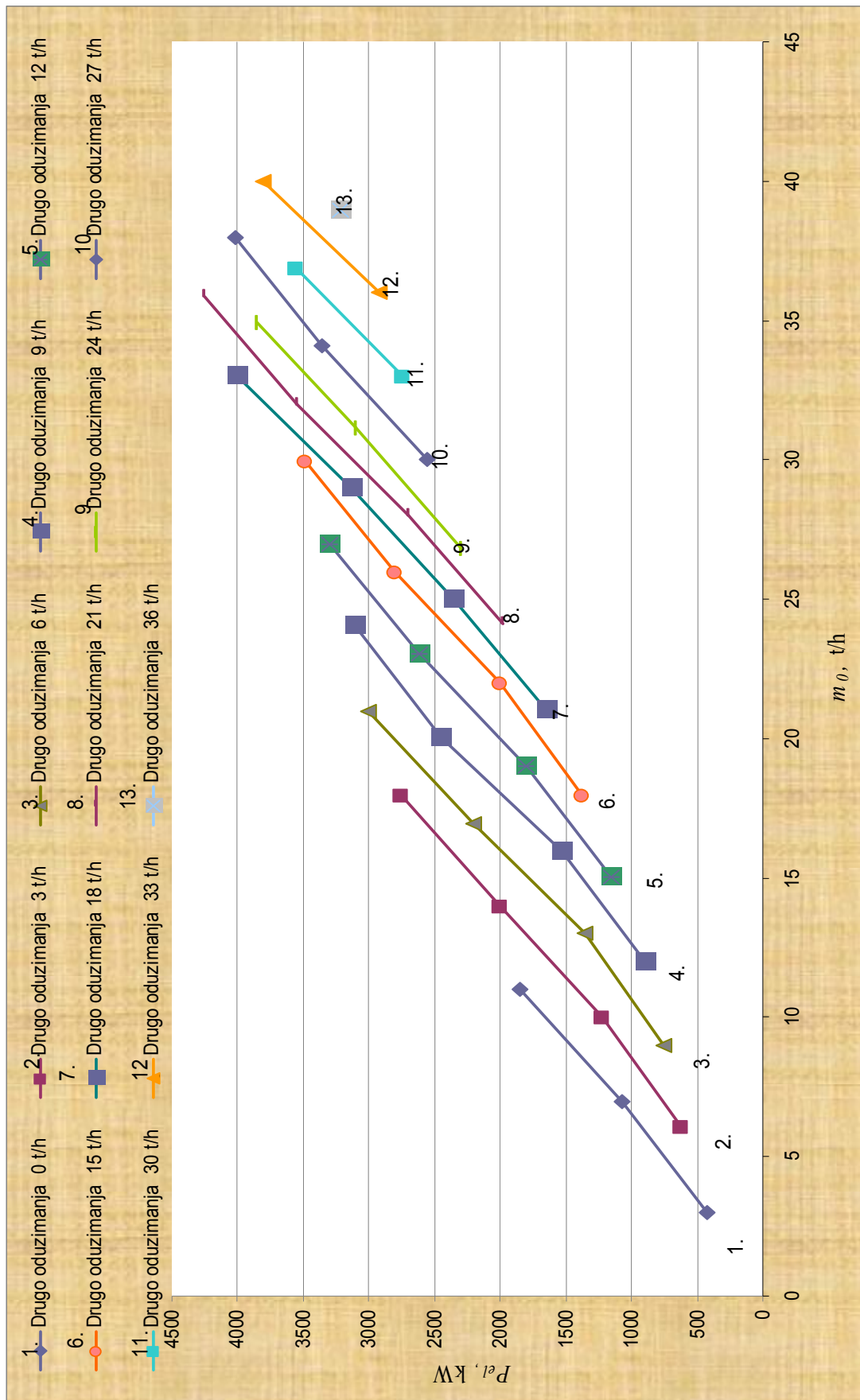
Osim radnih parametara u navedenim tabelama dat je i specifični utrošak pare koji je izračunat na osnovi ulazne količine pare i ostvarene električne snage mjerene na stezaljkama generatora.

Cilj ovih ispitivanja je bio određivanje stvarnog dijagrama režima rada turbine (ovisnost snage na stezaljkama generatora o količini pare na ulazu u turbinu za različite količine oduzimate pare). U tu svrhu provedena su ispitivanja u 42 različita režima rada turbine prema definiranom programu.

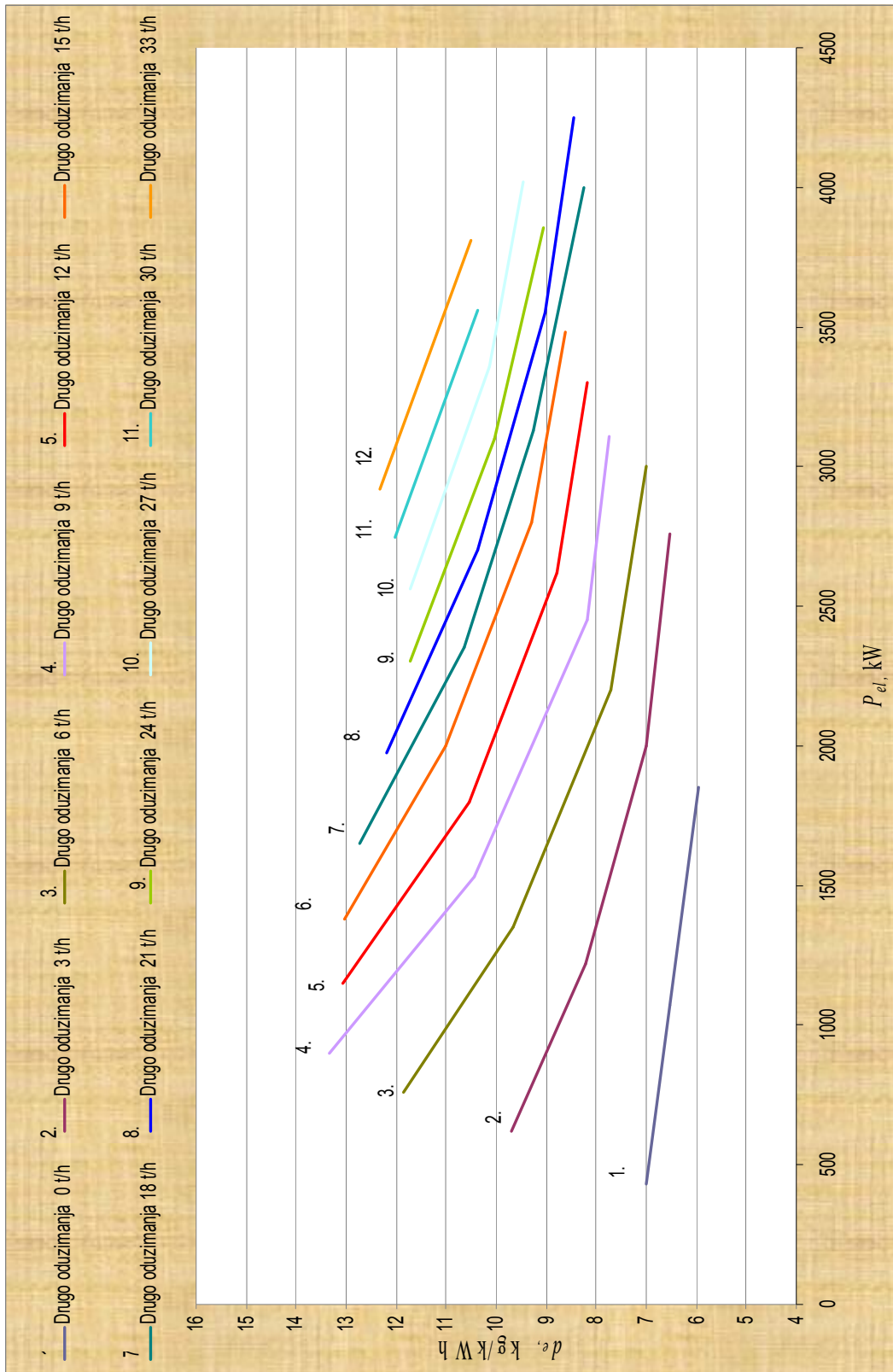
Na osnovu dobivenih rezultata dat je grafički prikaz, slika 6.2., odnosa ulazne količine pare s ostvarenom električnom snagom te u zavisnosti o količini pare drugog oduzimanja. Specifični utrošci pare po ostvarenoj električnoj snazi za navedene režime rada dati su na slici 6.3. Na slici 6.4. prikazana je ekspanzijska krivulja jednog od navedenog režima rada. Iz navedenih dijagrama vidljiva je potrošnja pare za svaki od ispitanih režima rada te potrošnja pare unutar pojedinog režima.

Tijekom ispitivanja utvrđeno je da para pregrijanog stanja ulazi u kondenzator, da je tlak kondenzacije visok, što za posljedicu ima smanjenje toplinskog pada usljed čega dolazi do smanjenja proizvedene snage te povećanja specifičnog utroška pare. Navedeno proizlazi iz:

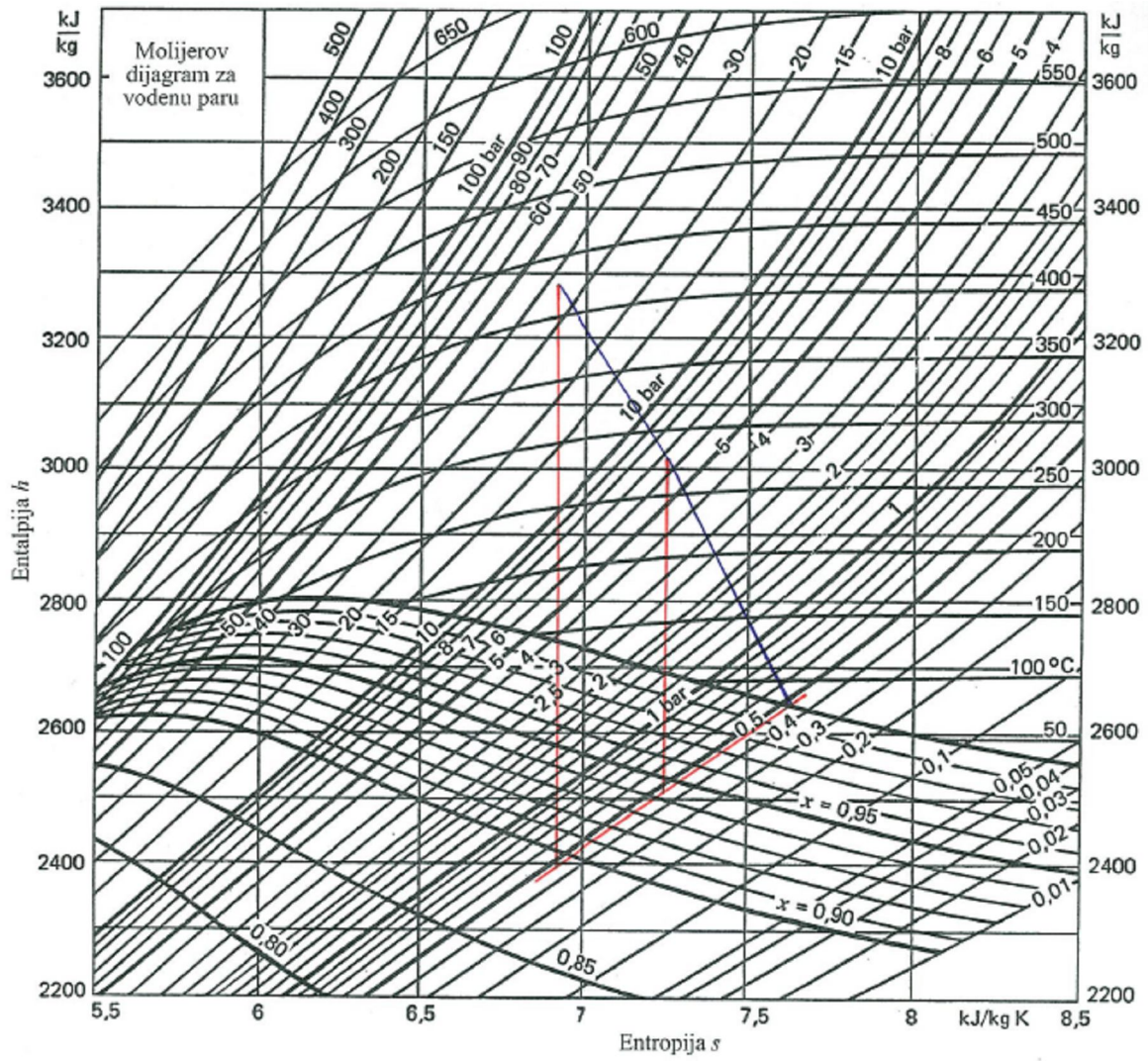
1. Izvedbe kondenzacijske turbine s reguliranim oduzimanjem pare,
2. Činjenice, da kod malih protoka pare temperatura na ispuhu raste usljed vrtloženja u zadnjem turbinskom stupnju,
3. Činjenice, da je ispitivana turbina izvedena s malim kondenzatorom i visokim tlakom kondenzacije. S toga, kod maksimalne kondenzacije tlak iznosi od 46 kPa do 48 kPa, što je u usporedbi s turbinskim jedinicama opisanim u literaturi loše.



Slika 6.2. Dijagram režima rada temeljem eksperimentalnog ispitivanja



Slika 6.3. Dijagram specifičnog utroška pare dobiven temeljem eksperimentalnog ispitivanja



Slika 6.4. Ekspanzijska krivulja mjerenja br. 7, IV put.

7. ANALIZA REZULTATA

Analizom dobivenih rezultata, koja se bazira na usporedbi električne snage izmjerene na stezaljkama električnog generatora tokom eksperimentalnih ispitivanja i izračunate snage putem matematičkog modela, definirana su odstupanja između stvarno izmjerenih i izračunatih veličina. Prosječna vrijednost odstupanja električne snage iznosi 7,7 %, tj. izmjerene vrijednosti su za navedeni postotak manje od izračunatih kako je prikazano u tabeli 7.1.

Tabela. 7.1. Odstupanje izračunate i izmjerene električne snage

Drugo oduzimanja 3 t/h				
Očitana el. snaga, kW	619,33	1219,67	2000,2	2759,07
Izračunata el. snaga, kW	606,38	1193,35	2037,42	2959,11
Očitana/izračunata el. snaga	1,02	1,02	0,98	0,93
Drugo oduzimanja 6 t/h				
Očitana el. snaga, kW	759,67	1350,33	2200,07	2999,87
Izračunata el. snaga, kW	776,16	1358,28	2279,97	3223,00
Očitana/izračunata el. snaga	0,98	0,99	0,96	0,93
Drugo oduzimanja 9 t/h				
Očitana el. snaga, kW	900,03	1529,7	2500,03	3109,53
Izračunata el. snaga, kW	933,33	1637,70	2620,51	3386,00
Očitana/izračunata el. snaga	0,96	0,93	0,95	0,92
Drugo oduzimanja 12 t/h				
Očitana el. snaga, kW	1149,93	1800,03	2620,4	3300,33
Izračunata el. snaga, kW	1216,63	2125,71	2911,57	3804,15
Očitana/izračunata el. snaga	0,95	0,85	0,90	0,87
Drugo oduzimanja 15 t/h				
Očitana el. snaga, kW	1380,13	2000,07	2799,8	3481,27
Izračunata el. snaga, kW	1572,69	2325,57	3184,20	4230,07
Očitana/izračunata el. snaga	0,88	0,86	0,88	0,82
Drugo oduzimanja 18 t/h				
Očitana el. snaga, kW	1650,13	2351,07	3130,53	3999,8
Izračunata el. snaga, kW	1819,13	2732,08	3685,79	4536,66
Očitana/izračunata el. snaga	0,91	0,86	0,85	0,88
Drugo oduzimanja 21 t/h				
Očitana el. snaga, kW	1976,2	2703,27	3550,2	4251,3
Izračunata el. snaga, kW	2051,97	2964,93	3709,07	4608,45
Očitana/izračunata el. snaga	0,96	0,91	0,96	0,92

Osim navedene analize provedena je i analiza specifičnih utrošaka pare za svaki od ispitanih režima rada. Usporedbom eksperimentalno dobivenih i izračunatih vrijednosti definirano je odstupanje te prosječna vrijednost odstupanja iznosi 8,5 %, tj. izmjerene vrijednosti su za navedeni postotak veće od izračunatih, tabela 7.2.

Tabela. 7.2. Odstupanje izmjerenog i izračunatog specifičnog utroška pare

Drugo oduzimanja 3 t/h				
Očitani spec. utrošak pare; kg/kW	9,85	8,22	7,01	6,52
Izračunat spec. utrošak pare; kg/kW	10,06	8,40	6,88	6,08
Očitani/izračunat spec. utrošak pare	0,98	0,98	1,02	1,07
Drugo oduzimanja 6 t/h				
Očitani spec. utrošak pare; kg/kW	11,85	9,65	7,71	7
Izračunat spec. utrošak pare; kg/kW	11,60	9,59	7,44	6,51
Očitani/izračunat spec. utrošak pare	1,02	1,01	1,04	1,08
Drugo oduzimanja 9 t/h				
Očitani spec. utrošak pare; kg/kW	13,34	10,45	8,18	7,73
Izračunat spec. utrošak pare; kg/kW	12,87	9,76	7,64	7,10
Očitani/izračunat spec. utrošak pare	1,04	1,07	1,07	1,09
Drugo oduzimanja 12 t/h				
Očitani spec. utrošak pare; kg/kW	13,05	10,55	8,79	8,14
Izračunat spec. utrošak pare; kg/kW	12,34	9,46	7,91	7,09
Očitani/izračunat spec. utrošak pare	1,06	1,12	1,11	1,15
Drugo oduzimanja 15 t/h				
Očitani spec. utrošak pare; kg/kW	13,04	11	9,28	8,61
Izračunat spec. utrošak pare; kg/kW	11,45	9,46	8,16	7,08
Očitani/izračunat spec. utrošak pare	1,14	1,16	1,14	1,22
Drugo oduzimanja 18 t/h				
Očitani spec. utrošak pare; kg/kW	12,74	10,63	9,26	8,25
Izračunat spec. utrošak pare; kg/kW	11,56	9,15	7,87	7,28
Očitani/izračunat spec. utrošak pare	1,10	1,16	1,18	1,13
Drugo oduzimanja 21 t/h				
Očitani spec. utrošak pare; kg/kW	12,2	10,35	9,01	8,44
Izračunat spec. utrošak pare; kg/kW	11,75	9,44	8,63	7,78
Očitani/izračunat spec. utrošak pare	1,04	1,10	1,04	1,08

Dobiveni rezultati koji su iskazani odstupanjima matematičkim modelom izračunatim vrijednostima i eksperimentalno dobivenim veličinama za uspoređivane režime rada prikazani su u poglavlju 7.1.

7.1. Analiza promjenjivih režima rada

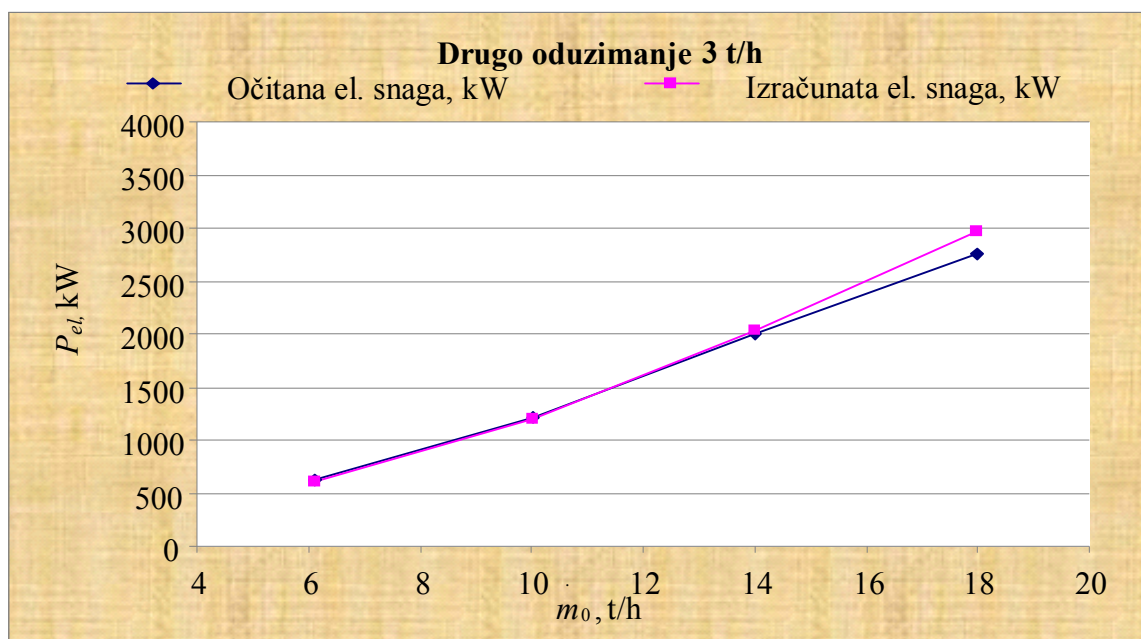
Analizom je obuhvaćeno sedam različitih pogonskih režima rada za drugo regulirano oduzimanje pare (3 t/h, 6 t/h, 9 t/h, 12 t/h, 15 t/h, 18 t/h, 21 t/h), te četiri različita protoka u kondenzaciji. Na primjer, za režim rada kod količine svježe pare od 9 t/h i 6 t/h oduzimate pare, u kondenzator se odvodi 3 t/h. Za režim rada kod količine svježe pare od 13 t/h i 6 t/h oduzimate pare, u kondenzator se odvodi 7 t/h. Za režim rada kod količine svježe pare od 17 t/h i 6 t/h oduzimate pare, u kondenzator se odvodi 11 t/h i za režim rada kod količine svježe pare od 21 t/h i 6 t/h oduzimate pare, u kondenzator se odvodi 15 t/h.

Analizom postignutih rezultata dobivena su odstupanja matematičkim modelom izračunatih vrijednosti od eksperimentalno izmjerenih vrijednosti. Odstupanja se manifestiraju kroz gubitke usljed promjene protoka pare tijekom rada ispitivanog postrojenja. Ti gubici najvećim dijelom proizlaze iz gubitaka u protočnom dijelu parne turbine kao što su; gubici zbog promjene kuta i brzine strujanja pare kroz statorske i rotorske lopatice, gubici usljed vrtloženja pare, gubici kroz zazoru i sl., a koji dosadašnjim istraživanjima nisu dovoljno istraženi te se pri proračunu protočnog dijela parne turbine uzimaju orijentacijski ili čak zanemaruju.

Na slikama 7.1. do 7.7. dat je usporedni prikaz svih sedam analiziranih režima rada za eksperimentalno izmjerenu i teoretski izračunatu snagu u zavisnosti o ulaznoj količini svježe pare, količini pare koja se oduzima i ostvarenoj električnoj snazi.

Za slučaj kada drugo oduzimanje iznosi **3 t/h** slijedi:

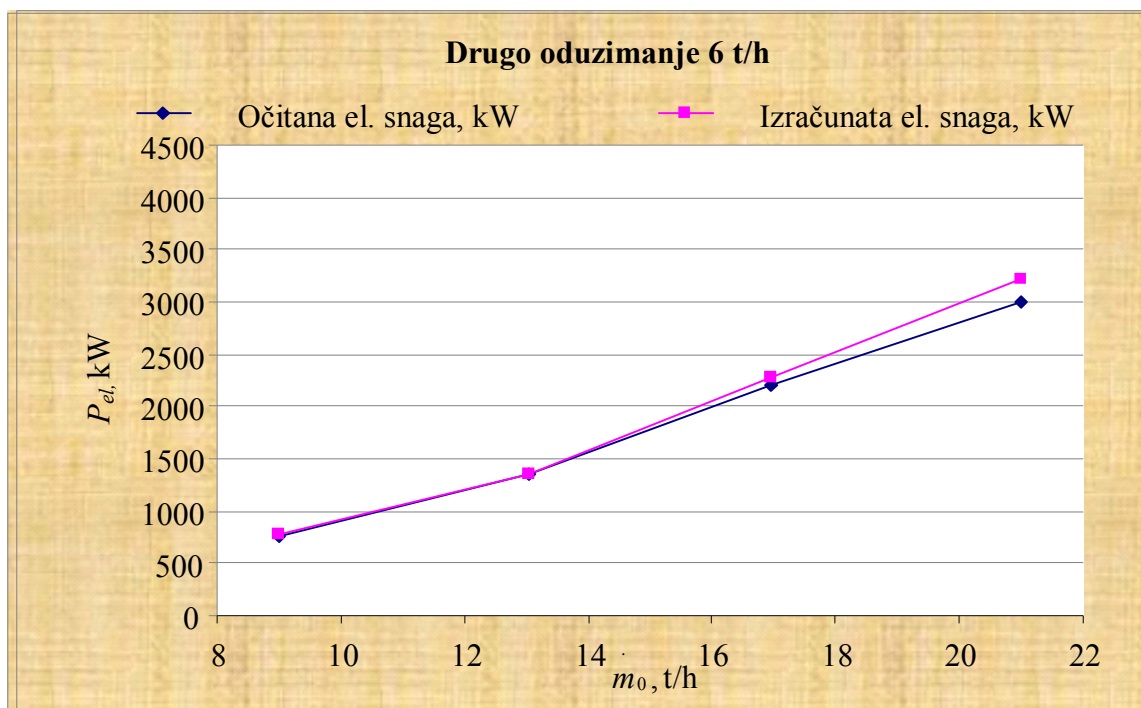
- Izračunata električna snaga, na osnovu matematičkog modela, veća je od očitane, eksperimentalno mjerene električne snage za 1,1 %
- Za navedeni režim rada, izmjereni specifični utrošak pare je za 1,2 % veći u odnosu na izračunate veličine.



Slika 7.1. Usporedni rezultati kod drugog oduzimanja 3 t/h

Za slučaj kada drugo oduzimanje iznosi **6 t/h** slijedi:

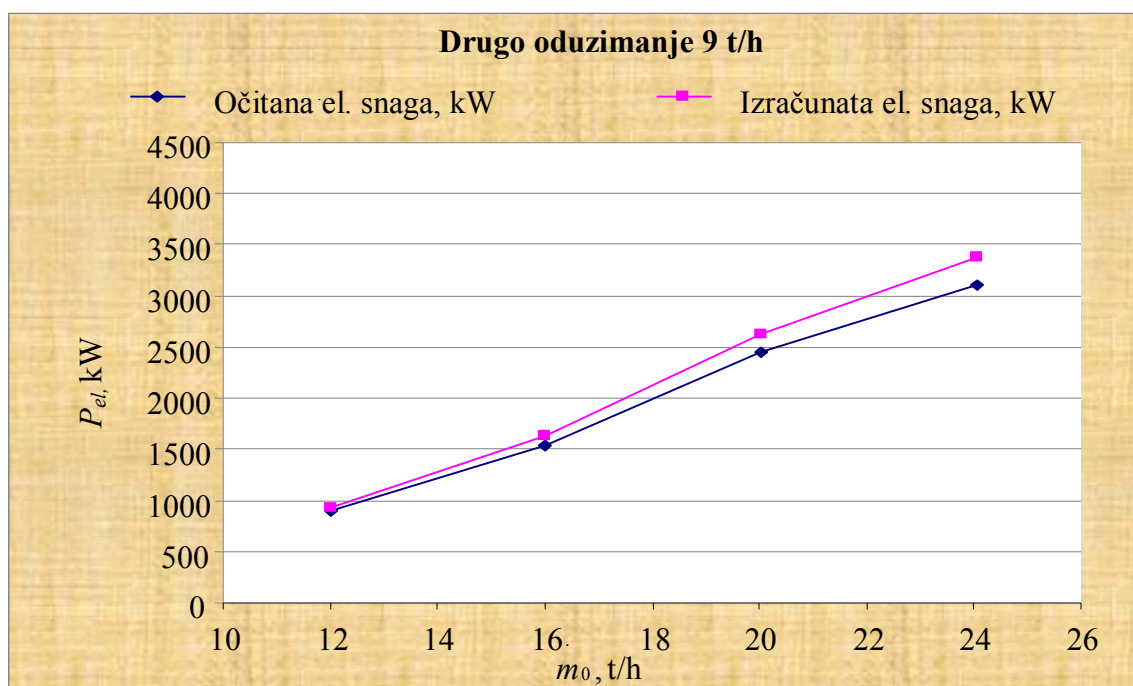
- Izračunata električna snaga, na osnovu mjerenih karakteristika protočne pare, odstupa, tj. veća je, od očitane, eksperimentalno mjerene električne snage za 3,3 %
- Za navedeni režim rada, izmjereni specifični utrošak pare je za 3,5 % veći u odnosu na izračunate veličine



Slika 7.2. Usporedni rezultati kod drugog oduzimanja 6 t/h

Za slučaj kada drugo oduzimanje iznosi **9 t/h** slijedi:

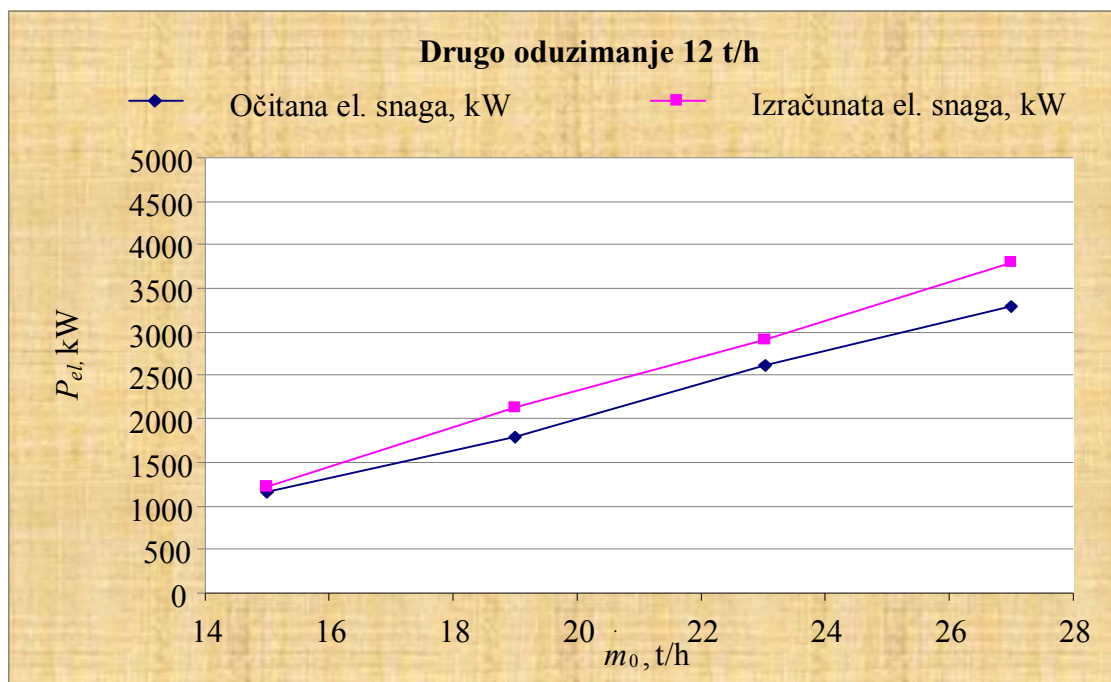
- Izračunata električna snaga, na osnovu mjerenih karakteristika protočne pare, odstupa, tj. veća je, od očitane, eksperimentalno mjerene električne snage za 5,7 %
- Za navedeni režim rada, izmjereni specifični utrošak pare je za 6,7 % veći u odnosu na izračunate veličine.



Slika 7.3. Usporedni rezultati kod drugog oduzimanja 9 t/h

Za slučaj kada drugo oduzimanje iznosi **12 t/h** slijedi:

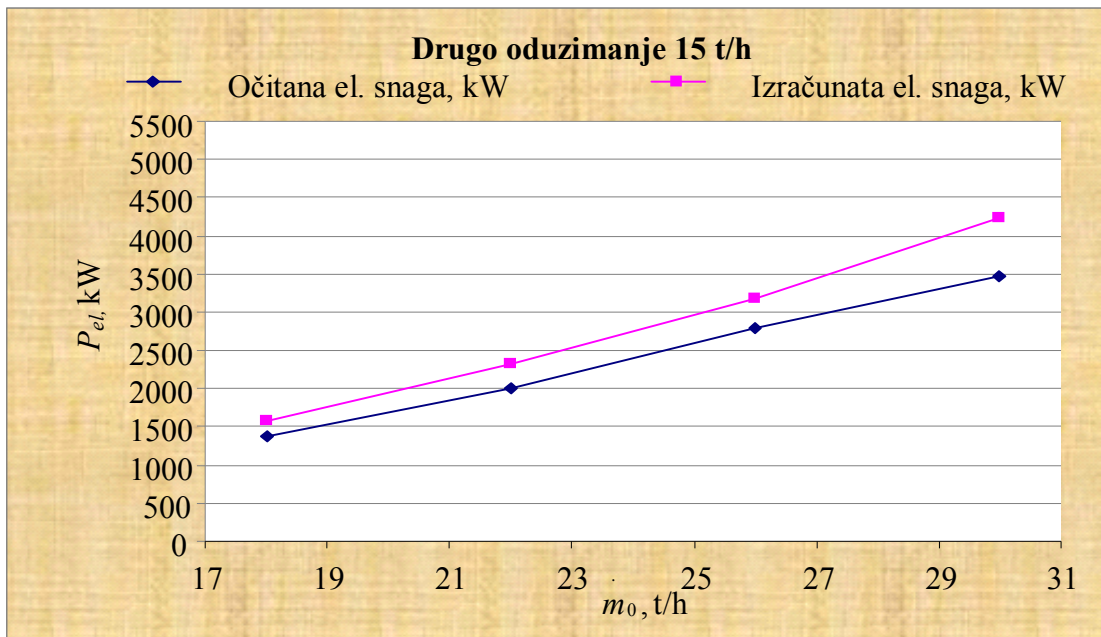
- Izračunata električna snaga, na osnovu mjerenih karakteristika protočne pare, odstupa, tj. veća je, od očitane, eksperimentalno mjerene električne snage za 11 %
- Za navedeni režim rada, izmjereni specifični utrošak pare je za 10,9 % veći u odnosu na izračunate veličine.



Slika 7.4. Usporedni rezultati kod drugog oduzimanja 12 t/h

Za slučaj kada drugo oduzimanje iznosi **15 t/h** slijedi:

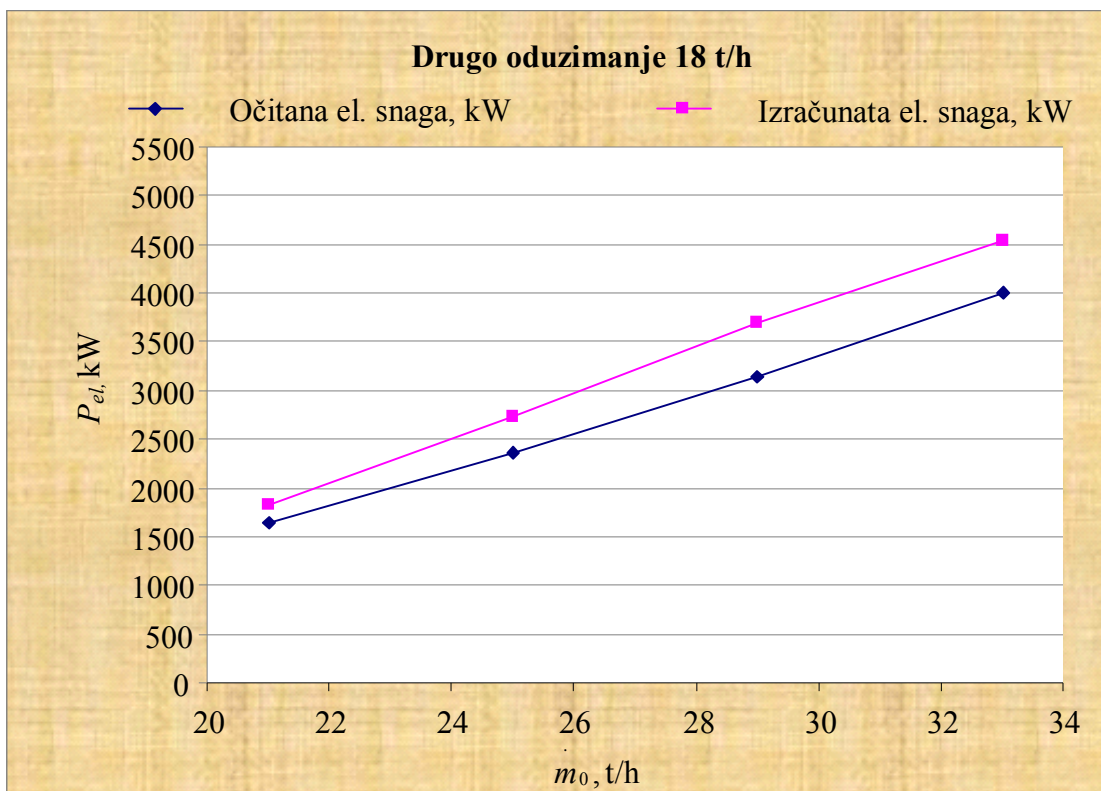
- Izračunata električna snaga, na osnovu mjerenih karakteristika protočne pare, odstupa, tj. veća je, od očitane, eksperimentalno mjerene električne snage za 14 %
- Za navedeni režim rada, izmjereni specifični utrošak pare je za 16,4 % veći u odnosu na izračunate veličine.



Slika 7.5. Usporedni rezultati kod drugog oduzimanja 15 t/h

Za slučaj kada drugo oduzimanje iznosi **18 t/h** slijedi:

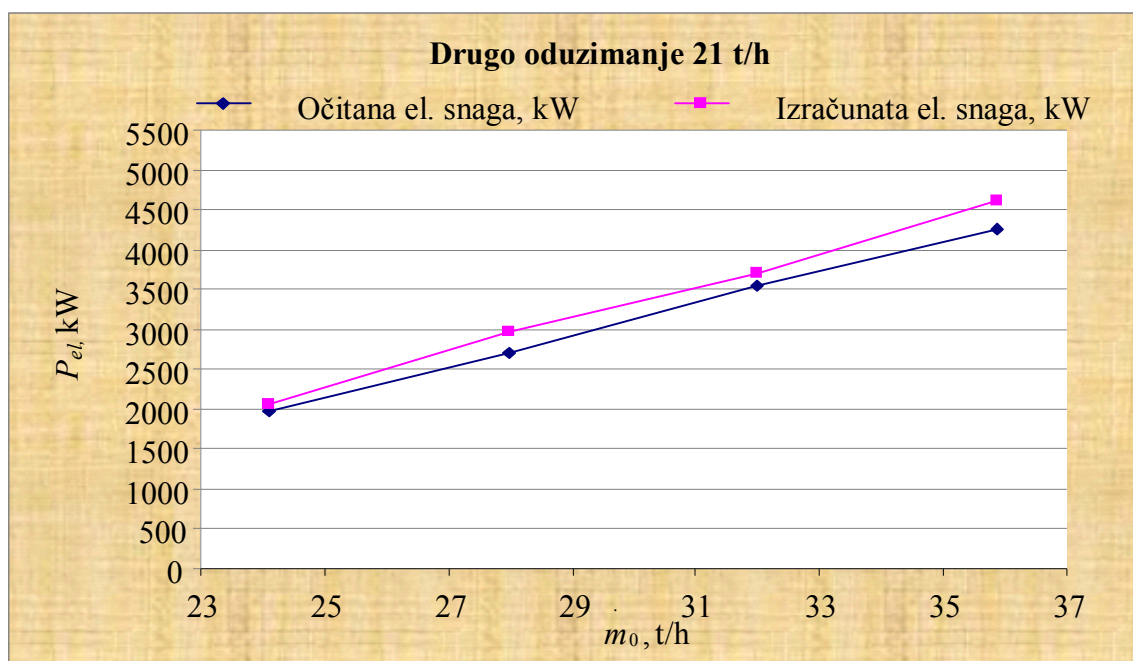
- Izračunata električna snaga, na osnovu mjerenih karakteristika protočne pare, odstupa, tj. veća je, od očitane, eksperimentalno mjerene električne snage za 12,5 %
- Za navedeni režim rada, izmjereni specifični utrošak pare je za 14,4 % veći u odnosu na izračunate veličine.



Slika 7.6. Usporedni rezultati kod drugog oduzimanja 18 t/h

Za slučaj kada drugo oduzimanje iznosi **21 t/h** slijedi:

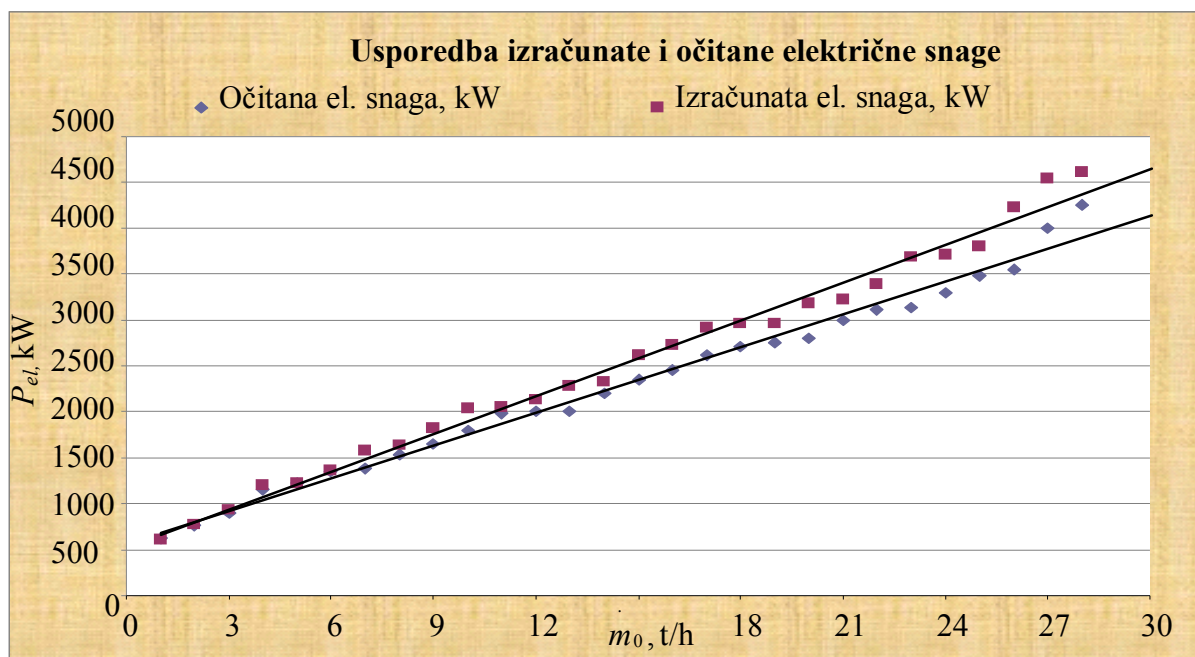
- Izračunata električna snaga, na osnovu mjerenih karakteristika protočne pare, odstupa, tj. veća je, od očitane, eksperimentalno mjerene električne snage za 6,1 %
- Za navedeni režim rada, izmjereni specifični utrošak pare je za 6,6 % veći u odnosu na izračunate veličine.



Slika 7.7. Usporedni rezultati kod drugog oduzimanja 21 t/h

7.2. Analiza električne snage

Predana električna snaga krajnjim potrošačima od velike je važnosti za pouzdan rad strojeva i uređaja, tj. neizbježan je čimbenik kod izrade termodinamičke i ekonomske analize rada određenog postrojenja. Stoga je važno za napomenuti, tj. dati usporedni prikaz matematičkim modelom dobivenih i očitanih električnih snaga na stezaljkama električnog generatora slika 7.8., za identične točke svih četrdeset i dva različita režima rada ispitivanog postrojenja.



Slika 7.8. Usporedba izračunate i očitane električne snage

Prosječno odstupanje očitane električne snage u odnosu na matematičkim modelom izračunatu iznosi 7,7 %, što bi drugim riječima značilo da matematičkim modelom dobivene vrijednosti moramo umanjiti u prosjeku za 7,7 % kako bi uskladili vrijednosti sa izmjenjenim u radnim uvjetima.

7.3. Korekcijski faktori

Prilog proračunu parne turbine u kogeneracijskom sustavu s promjenjivim uvjetima pogona dat je korekcijskim faktorima koji su određeni su na osnovu specifičnog utroška pare (tabela 7.1.) i električne snage (tabela 7.2.). Korekcijskim faktorima definirana su odstupanja rezultata dobivenih eksperimentalnim mjerenjima u odnosu na ostvarene rezultate matematičkim modelom.

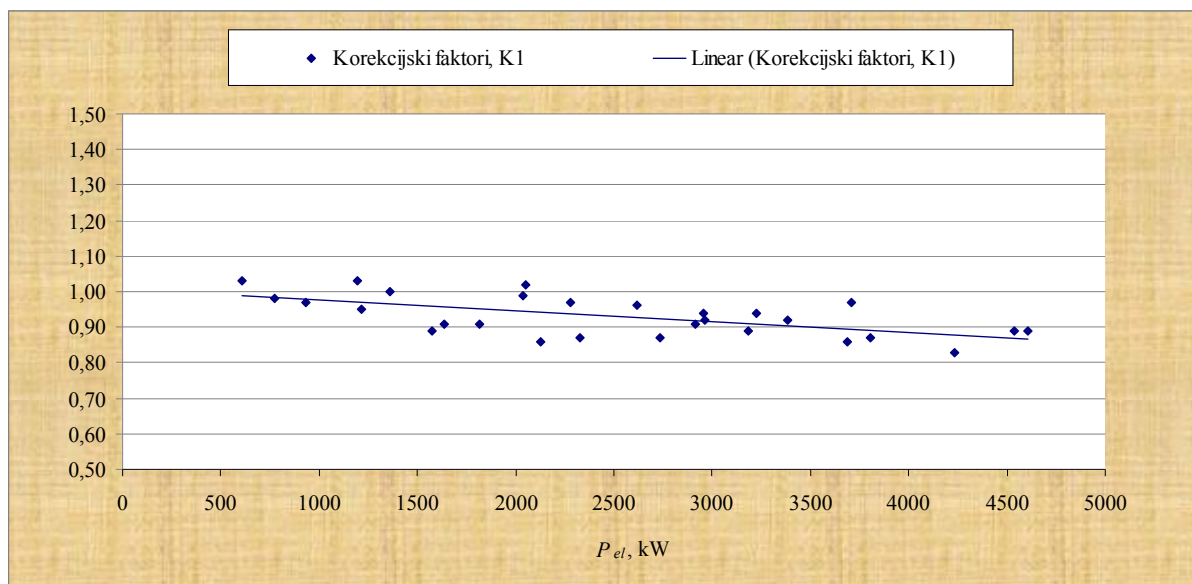
Korekcijski faktori pojedinog oduzimanja pare za električnu snagu (K_1) i specifični utrošak pare (K_2) dati su u tabelama 7.3. i 7.4.

Tabela. 7.3. Korekcijski faktori za električnu snagu

	3 t/h	6 t/h	9 t/h	12 t/h	15 t/h	18 t/h	21 t/h
K_1	0,99	0,97	0,94	0,89	0,86	0,88	0,94

Korekcijskim faktorom za proizvedenu električnu snagu korigiran je matematički model na način kako je prikazano izrazom 7.1.

$$P_{el} = (P_{iT} + P_{iNT}) \cdot K_1 \cdot \eta_m \cdot \eta_g \quad 7.1.$$



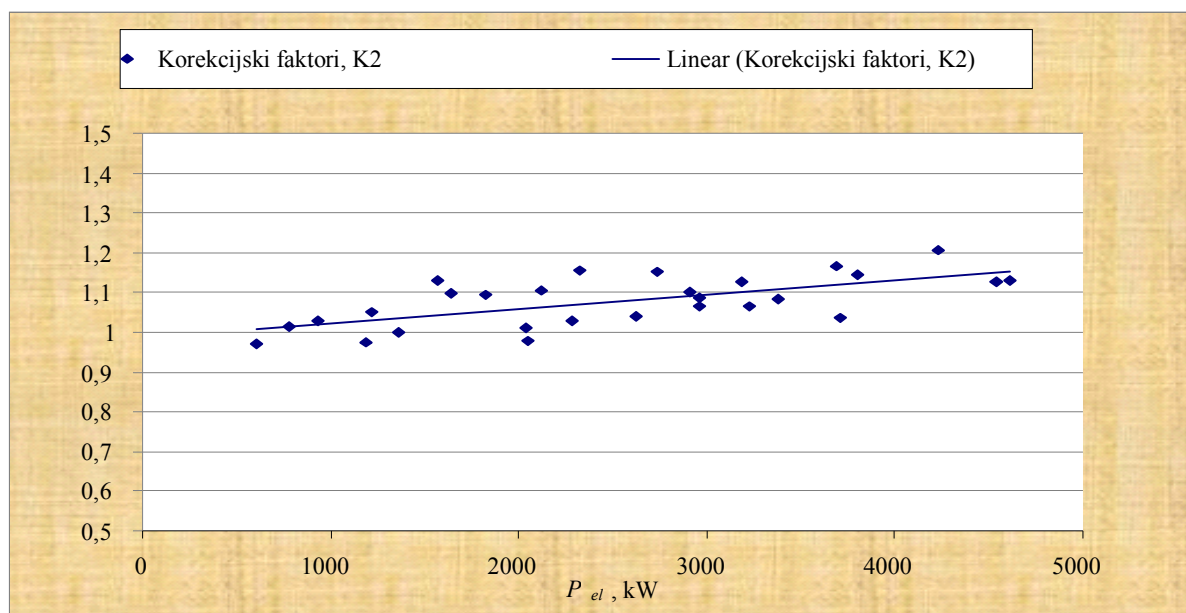
Slika 7.9. Prikaz korekcijskih faktora za električnu snagu

Tabela.7.4. Korekcijski faktori za specifični utrošak pare

	3 t/h	6 t/h	9 t/h	12 t/h	15 t/h	18 t/h	21 t/h
K_2	1,01	1,04	1,07	1,11	1,17	1,14	1,07

Korekcijskim faktorom za specifični utrošak pare korigiran je matematički model na način kako je prikazano izrazom 7.2.

$$d_{ekor.} = d_e \cdot K_2 \quad 7.2.$$



Slika 7.10. Prikaz korekcijskih faktora specifičnih utrošaka pare

Gore navedenim dat je prilog proračunu parne turbine u kogeneracijskom sustavu s promjenjivim uvjetima pogona na način da su usklađene eksperimentalne vrijednosti u realnim pogonskim uvjetima kogeneracijskog parno-turbinskog postrojenja s vrijednostima dobivenim predstavljenim matematičkim modelom.

8. ZAKLJUČAK

Pregled dosadašnjih istraživanja i objavljeni znanstveni radovi ne daju detaljan uvid u eksperimentalna ispitivanja realnih pogonskih uvjeta. Zbog toga, ovaj rad daje pregled eksperimentalnih ispitivanja u četrdeset i dvije radne točke. Time je dobiven detaljan uvid širokog radnog područja kondenzacijske parne turbine s reguliranim oduzimanjem pare u stabilnim realnim pogonskim uvjetima.

Na temelju provedenih istraživanja zaključuje se:

- Dobivenim rezultatima eksperimentalnim istraživanjem u realnim pogonskim uvjetima, kondenzacijske parne turbine s reguliranim oduzimanjem pare, pokazana su odstupanja specifičnih utrošaka pare i ostvarene električne snage od rezultata dobivenih matematičkim modelom. Prosječno odstupanje ostvarene električne snage iznosi 7,7 %, dok prosječno odstupanje specifičnih utrošaka pare iznosi 8,5 %. Relevantnim rezultatima uzete su vrijednosti dobivene eksperimentalnim mjerenjima iz razloga što su eksperimentalna mjerenja izvršena u realnim pogonskim uvjetima dok su dobiveni rezultati mjereni instrumentima klase točnosti $\pm 1\%$ (vidi poglavlje 6.1.). Također opisani matematički model ne uzima u obzir sve specifičnosti pojedinih izvedbi parnih turbina, koje utječu na unutarnje gubitke.
- Znanstveni doprinos je provjera rezultata dobivenih matematičkim modelom s eksperimentalno dobivenim veličinama u realnim pogonskim uvjetima. Iz te usporedbe, izvedeni su pripadajući korekcijski faktori koji bi se mogli smatrati relevantnim za parno-turbinska kogeneracijska postrojenja sličnih konstrukcijskih izvedbi i pogonskih parametara.
Pod sličnim konstrukcijskim izvedbama podrazumjevaju se slični profili statorskih i rotorskih lopatica te kutevi ugradnje istih. Navedeno utječe na promjenu snage i unutarnju korisnost parne turbine.
Pod sličnim radnim parametrima podrazumjevaju se slična stanja pare (tlak, temperatura) koja struji turbinom.
- Dobivenim rezultatima potvrđen je cilj disertacije, a on se odnosi na definiranje korekcijskih faktora kojima je dat prilog proračunu parne turbine u kogeneracijskom sustavu s promjenjivim uvjetima pogona na način da su usklađene eksperimentalne vrijednosti realnih pogonskih uvjeta kogeneracijskog parno-turbinskog postrojenja s vrijednostima dobivenim predstavljenim matematičkim modelom.
- Tijekom ispitivanja utvrđeno je da, kod predmetne turbine na kojoj su izvršena istraživanja u pojedinim uvjetima rada, parametri ispušne pare izlaze iz područja zasićenja. To je posljedica povećanih unutarnjih gubitaka u turbini i nedovoljnog rashladnog kapaciteta kondenzatora. Ovu konstataciju potvrđuju rezultati izmjerene snage koji su manji od očekivanih veličina snage po matematičkom modelu.
- U ovoj disertaciji istražen je rad kondenzacijske turbine s reguliranim oduzimanjem pare, a slični princip ispitivanja bio bi primjenjiv kod turbina s više oduzimanja. To bi iziskivalo eksperimentalna mjerenja mnogo većeg broja radnih točaka i bilo bi vezano uz veliki utrošak vremena i sredstava, što je teško provedivo u realnim pogonskim uvjetima.

POPIS LITERATURE:

- [1] *A Guide to Cogeneration*, The European Association for the Promotion of Cogeneration 2001.
- [2] *Pravilnik o korištenju obnovljivih izvora energije i kogeneracije*, Ministarstvo gospodarstva, rada i poduzetništva, Republika Hrvatska 2006.
- [3] *Tarifni sustav NN 68/2001. i 177/2004. Zakona o Energiji*, Vlada Republike Hrvatske 2007.
- [4] A. Stodola; *Dampf-und Gas-Turbinen, Fünfte Auflage*, Springer, Berlin, 1922.
- [5] Zerkowitz; *Thermodynamik der Turbomaschinen*, R. Oldenbourg, Munchen- Berlin, 1913.
- [6] Bendemann; *Mitteilungen u. Forschungsarbeiten*, sv. 37, Berlin, 1907.
- [7] A. U. Ščeglajev; *Parovije turbini*, Gosudarstv. energetičeskoe izdateljstvo, Moscwa-Leningrad, 1947.
- [8] E. F. Camacho, C. Bordonsi; *Model Predictive Control*, Springer, London, 2000.
- [9] K. Astrom, T. Hagglund; *PID Controllers, Theory, Design, and Tuning*, Instrument Society of America, second edition, 1995.
- [10] H. P. Bloch; *A Practical Guide to Steam Turbine Technology*, McGraw-Hill, 1996.
- [11] C. K. Aldrich; *Types of Extraction Turbines and Their Performance Curves*, Dresser-Rand Company, Publication No. ST-24.
- [12] X. Luo, B. Zhang, Y. Chen and S. Mo; *Modeling and optimization of a utility system containing multiple extractions steam turbines*, Energy 36, Issue 5, May 2011, Pages 3501-3512.
- [13] J. Martin Medina-Flares, M. Picon-Nunez; *Modelling the power production of single and multiple extraction steam turbine*, Engineering Science, Volume 65, Issue 9, 2010, Pages 2811-2820.
- [14] J. Moser; *Petojezični elektroenergetski rječnik*, Kigen, Zagreb 2005.
- [15] *Public Utility Regulatory Policy Act (PURPA)*, Unaited States Congress 1978.
- [16] *Tarifni sustav za proizvodnju električne energije iz obnovljivih izvora energije i kogeneracije*, Vlada Rrepublike Hrvatske 2007.
- [17] I. Smajević, K. Hanjalić; *Toplotne turbomašine*, TKD Šahinpašić, Sarajevo 2007.
- [18] Z.Elčić; *Parne turbine*, ABB, Karlovac 1995.
- [19] B. Staniša; *Proračun parne turbine 6,7 MW Skarzysko*, Jugoturbina, Karlovac 1971.
- [20] J. Miler; *Parne i plinske turbine, II dio*, Tehnička knjiga, Zagreb 1965.
- [21] C. Zietemann; *Proračun i konstrukcija parnih turbina*, Naučna knjiga, Beograd, 1951.
- [22] E. Tireli, D. Martinović; *Brodске toplinske turbine*, Visoka pomorska škola u Rijeci, Rijeka 2001.
- [23] B. Staniša; *Ispitivanje i analiza termodinamičkog i dinamičkog stanja kondenzacijsko oduzimne parne turbine 251 TA-003 snage 5,7 MW INA Maziva Rijeka*, Karlovac 2007.
- [24] W. Traupel; *Thermische Turbomaschinen*, 2 Aufl., Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg/New York, 1968.
- [25] J. A. Orlando; *Cogeneration Planner`s Handbook*, PennWell, Tulsa 1997.
- [26] M. Šunić; *Efikasnost kogeneracijskih postrojenja*, Energetika marketing, Zagreb, 1996.
- [27] Z. Prelec; *Energetika u procesnoj industriji*, Školska knjiga, Zagreb 1994.
- [28] M. Pajić; *Toplina i termoenergetika*, Školska knjiga, Zagreb 1994.
- [29] N. Vasiljević; *Parne turbine*, Mašinski fakultet, Beograd 1984.
- [30] E. B. Woodruff, H. B. Lammers; *Steam-Plant operation*, McGraw-Hill, 1977.
- [31] F. Bošnjaković; *Nauka o toplini II*, Tehnička knjiga, Zagreb 1976.
- [32] F. Bošnjaković; *Nauka o toplini I*, Tehnička knjiga, Zagreb 1962.
- [33] N. M. Obradović; *Osnove turbomašina*, Građevinska knjiga, Beograd, 1962.

- [34] M. M. Popović; *Toplotne turbine, Teoriski osnovi*, Naučna knjiga, Beograd, 1960.
- [35] J. K. Salisbury; *Steam Turbines and their cycles*, General Electronic Company, New York, 1950.
- [36] K. Ražnjević; *Termodinamičke tablice*, Svjetlost, Sarajevo, 1988.
- [37] K. Ražnjević; *Mollierov h, s dijagram za vodenu paru do 1000 °C i 950 bar*, Axiom, Zagreb, 1968.
- [38] W. Grote; *Ein Beirtag zur modell basierten Regelung von Entnahmedampfturbinen*, Dissertation, Bochum, 2009.
- [39] I. Jakovljević; *Racionalna potrošnja energije*, Seminarski rad, Tehnički Fakultet Rijeka, Rijeka, 2007.
- [40] I. Jakovljević; *Analiza i optimizacija energetskeg sustava u rafinerijskoj procesnoj industriji*, Seminarski rad, Tehnički Fakultet Rijeka, Rijeka 2005.
- [41] I. Jakovljević; *Analiza, optimizacija i modernizacija parnoturbinskog postrojenja male snage*, Diplomski rad, Tehnički Fakultet Rijeka, Rijeka, 2004.
- [42] N. Hladki; *Glavni projekt turbo-generatorskog postrojenja 252-TA-003*, EKONER, Zagreb 2003.
- [43] I. Novko; *Modeliranje prijelaznih toplinskih i mehaničkih pojava u rotoru toplinske turbine*, Magistarski rad, Siječanj 1995.
- [44] Z. Prelec; *Metodologija pristupa optimiranju energetskeg sistema*, Doktorska disertacija, Rijeka 1983.
- [45] B. Staniša, Z. Prelec, I. Jakovljević; *Prikaz i analiza učinkovitosti kogeneracijskog parnoturbinskog postrojenja snage 5,7 MW INA maziva Rijeka*, Engineering Review, 30-1, 1-131, Rijeka 2010.
- [46] Omar F. Car, N. Celik and I. Dagtekin; *Energetic-exergetic-economic analyses of cogeneration thermicpower plant in Turkei*, International Communications in Heat and Mass Transfer, Article in press, August 2009.
- [47] J. Wang, Y. Dai and L. Gao; *Exergy analyses and parametric optimizations for different cogeneration power plant in cement industry*, Applied Energy, Volume 86, Issue 6, June 2009, Pages 941-948.
- [48] S. C. Kamate and P. B. Gangavati; *Exergy analyses of cogeneration power plant in suggar industries*, Applied Thermal Engineering, Volume 29, Issue 5-6, April 2009, Pages 1187-1194.
- [49] A. Chaibakhsh and A. Ghaffari; *Steam turbine Model*, Simulation Modeling practice and Theory, Volume 16, Issue 9, October 2008, Pages 1145-1162.
- [50] B. Staniša, P. Jukić, A. Matanović; *Prikaz i analiza učinkovitosti novog kombikogeneracijskog postrojenja snage 115 MW TE-TO Zagreb*, Zbornik radova, Energija i Okoliš, Volime II, Opatija 2008, Str. 349-356.
- [51] V. A. Prisyazhnik; *The turbine plant efficiency: Maximum efficiency attained and the share of individual stages*, Applied Thermal Engineering, Volume 28, Issue 11-12, August 2008, Pages 1318-1323.
- [52] M. M. Huamani and A. F. Orlando; *Methodology for generating thermal and electric load profiles for designing a cogeneration system*, Energy and Buldings, Volume 39, Issue 9, September 2007, Pages 1003-1010.
- [53] V. Uran; *Optimization system for combined heat and electricity production in the wood-procesing industry*, Energy, Volume 31, Issue 14, Novembre 2006, Pages 2996-3016.
- [54] V. Dragičević, Z. Prelec, B. Franković; *Optimizacija kogeneracijskog postrojenja upotrebom pinch metode*, Zbornik radova, Energija i Okoliš, Volume II, Opatija 2006.
- [55] L. S. Vieira, J. L. Donatelli and M. E. Cruz ; *Mathematical exergoeconomic optimization of a complex cogeneration plant aided by a professional proces simulator*, Applied Thermal Engineering, Volume 26, Issue 5-6, April 2006, Pages 654-662.

- [56] W. E. B. Forsthoffer; *Steam turbine performance*, Forsthoffers Rotating Equipment Handbooks, 2005, Pages 295-305.
- [57] W. E. B. Forsthoffer; *Steam turbine mechanical desing overview*, Forsthoffers Rotating Equipment Handbooks, 2005, Pages 307-324.
- [58] W. E. B. Forsthoffer; *Steam turbine operation*, Forsthoffers Rotating Equipment Handbooks, 2005, Pages 355-377.
- [59] X. Qin, L. Chen, F. Sun and C. Wu; *Optimization for a steam turbine stage efficienncy using a genetic algoritam*, Applied Thermal Engineering, Volume 23, Issue 18, December 2003, Pages 2307-2316.
- [60] A. Goršak and P. Glavič; *Process integration of a steam turbine*, Applied Thermal Engineering, Volume 23, Issue 10, July 2003, Pages 1227-1234.
- [61] W. Bolek, J. Sasadek und T. Wisniewski; *Two-valve control of a large steam turbine*, Control Engineering Practice, Volume 18, Issue 1, 2002, Pages 365-377.
- [62] M. Gruden, Z. Prelec, B. Courcelle; *Mini kogeneracijske jedinice za distributivnu opskrbu električnom i toplinskom energijom*, Zbornik radova, Energija i Okoliš, Volume II, Opatija 2000, Str. 269-275.
- [63] X. Feng, Y-N. Cai and L-L. Qian; *A new performance criterion for cogeneration system*, Energy Conversion and Management, Volume 39, Issue 15, October 1998, Pages 1607-1609.
- [64] H. P. Bloch and C. Soares; *Steam turbine*, Proces Plant Machinery (Second Edition), 1998, Pages 135-197.
- [65] S. P. Mavromatisl and A. C. Kokossis; *A logic based model for the analysis and optimisation of steam turbine networks*, Computers in industry, Volume 36, Issue 3, June 1998, Pages 165-179.
- [66] C. Maffezzoni; *Boiler-turbine dynamics in power plant control*, Control Engineering Practice, Volume 5, Issue 3, March 1997, Pages 301-312.
- [67] A. Galović, Z. Virag; *Entropijska analiza adijabatskog miješanja vrele vode i pregrijane pare istog tlaka*, Strojarstvo, Volume 39, Dio 3,4, 1997, Str. 111-115.
- [68] A. Galović, I. Baros; *Eksergijska analiza zasićene i pregrijane vodene pare*, Strojarstvo, Volume 39, Dio 1,2, 1997, Str. 23-26.
- [69] *Selection of steam-turbine based on its operation conditions*, Fuel and Energy Abstracts, Volume 38, Issue 1, January 1997, Page 44.
- [70] D. A. Manolas, T. P. Gialamas, C. A. Frangopoulos and D. T. Tshalis; *A Genetic Algorithm for operation optimization of an industrial cogeneration system*, Computers&Chemical Engineering, Volume 20, Supplement 2, 1996, Pages S1107-S1112.
- [71] R. T. Griffiths; *Combined heat and power. A practical gride to the evalution, development, implementation and operation of cogeneration schemes*, Fuel and Energy Abstracty, Volume 3, Issue 3, May 1996, Page 209.
- [72] P. Alert; *Combined combustion and steam turbine power plant*, Applied Thermal Engineering, Volume 16, Issue 3, March 1996, Pages V-VI.
- [73] N. Pucker, W. Schappacher; *Energetske i proračunske bilance instaliranih novih energetskih sustava*, Energija i Zaštita Okoliša, Volume I, 1996, Str. 177-182
- [74] A. Arivalagan, B. G. Raghavendra and A. R. K. Rao; *Integrated energy optimization model for a cogeneration based energy supply system in the process industry*, International Journal of Electric Power&Energy Systems, Volume 17, Issue 4, August 1995, Pages 227-233.
- [75] Z. Prelec, R. Perišić; *Mogućnost povezivanja industrijske i komunalne energetike u Riječkoj regiji*, Zbornik radova, Energija i Zaštita Okoliša str. 393-404, 1994.

- [76] B. Staniša; *Svojstva suvremenih kombiniranih plinsko-parnih turbinskih postrojenja*, Strojarsvo 36, Dio 3,4, Str. 169-182, 1994.
- [77] V. Knežević, Ž. Cetina, D. Žametić; *Analiza mogućnosti smanjenja specifičnog toplinskog utroška termoenergetskog postrojenja*, Zbornik radova, Energija i Zaštita Okoliša, Volume II, 1994, Str. 113-121.
- [78] D. Pečornik; *Racionalna potrošnja energije kao rezultat sistematske analize postrojenja*, Zbornik radova, Energija i Zaštita Okoliša, Volume II, 1994, Str. 185-193.
- [79] V. Potočnik; *Korist od šire primjene kogeneracije u energetsom sustavu Hrvatske*, Energija i Zaštita Okoliša, Volume II, 1994, Str. 385-392.
- [80] D. Stančić, M. Tomašič, A. Urbančić; *Kombinirana proizvodnja toplinske i električne energije u Sloveniji*, Zbornik radova, Energija i Zaštita Okoliša, Volume II, 1994, Pages 447-456.
- [81] V. Grković; *Selection of the optimal extraction pressure for steam from a condensation-extraction turbine*, Energy, Volume 15, Issue 5, May 1990, Pages 459-465.
- [82] J. M. Sala and J. G. Vian ; *Computer program for determining optimal running conditions of steam turbine cogeneration system*, Heat recovery Systems and CHP, Volume 8, Issue 5, 1988, Pages 401-409.
- [83] B. Palancz; *A modular approach to the simulation of steam-turbine cycles*, Applied Energy, Volume 30, Issue 2, 1988, Pages 147-152.
- [84] Z. Prelec; *Optimizacija sistema za proizvodnju pare u promjenjivim uvjetima rada*, Strojarsvo 30, Dio I, Str. 45-50, 1988.
- [85] M. Butković, B. Staniša; *Razvoj domaće proizvodnje parnih turbina*, Strojarsvo 29, Dio 2, Str. 107-118, 1987.
- [86] B. Staniša; *100 godina proizvodnje i razvoja parnih turbina*, Energija 33, Str. 407-427, 1984.
- [87] G. Vasilevski; *Energetske karakteristike turbinskih jedinica*, Strojarsvo 24, Dio IV, Str. 215-220, 1982.
- [88] M.P.Polsky; *Fuel effectinves of Cogeneration*, A.S.M.E. Paper 80,1980.
- [89] M. H. Fallah; *Integrated energy conversion systems: A mathematical model of extraction steam turbine*, Energy Conversion, Volume 18, Issue 1, 1978, Pages 11-15.
- [90] Z. Elčić; *Parne turbine male i srednje jedinične snage i njihova uloga pri proizvodnji energije*, Strojarsvo 19, Dio III, Str. 163-174, 1977.
- [91] J. H. Horlock; *Losses and efficiencies in axial-flow turbines*, International Journal of Mechanical Sciences, Volume 2, Issue 1-2, October 1960, Pages 48-75.
- [92] <http://www.mingorp.hr/>
- [93] <http://www.sciencedirect.com/>

POPIS OZNAKA:

simbol	jedinica	naziv
A	m^2	površina poprečnog presjeka sapnice
a	m/s	brzina zvuka
c_f	m/s	fiktivna brzina strujanja pare
c_s	m/s	idealna brzina u presjeku 1
c_0	m/s	brzina strujanja pare na ulazu u sapnicu
c_1	m/s	brzina strujanja pare na izlazu iz sapnice
d_A		diferencijal površine
d_e	kg/kW	specifični utrošak pare
d_{ekor}	kg/kW	korigirani specifični utrošak pare
d_h		diferencijal entalpije
d_p		diferencijal tlaka
d_{srVT}	m	srednji promjer visokotlačnog dijela turbine
d_{srK}	m	srednji promjer kondenzacijskog dijela turbine
d_c		diferencijal brzine
f		stupanj proširenja sapnice
f_{kr}	m^2	površina kritičnog presjeka sapnice
f_2'	m^2	presjek sapnice
h_i	kJ/kg	toplinski pad u reg. stupnju s djelomično otvorenim ventilom
h_i''	kJ/kg	toplinski pad u reg. stupnju s potpuno otvorenim ventilom
h_{k1}	kJ/kg	entalpija pare na ulazu u kondenzator
h_k	kJ/kg	entalpija kondenzata na izlazu iz kondenzatora
h_{kt}	kJ/kg	teoretska entalpija pare na ulazu u kondenzator
h_{k1}, h_{k2}	kJ/kg	entalpija pare na ulazu u kondenzator kod promjene opterećenja
h_{NV}	kJ/kg	entalpija napojne vode
h_s	kJ/kg	izentropska entalpija u presjeku 1
h_{0n}	kJ/kg	zaustavna entalpija na ulazu u sapnicu
h_0	kJ/kg	entalpija pare na ulazu
h_1	kJ/kg	entalpija pare prvog oduzimanja, nakon prigušenja
h_{1t}	kJ/kg	teoretska entalpija pare do prvog oduzimanja
h_1'	kJ/kg	entalpija kondenzata nakon prvog oduzimanja
h_2	kJ/kg	entalpija pare drugog oduzimanja
h_{2t}	kJ/kg	teoretska entalpija pare do drugog oduzimanja
h_2'	kJ/kg	entalpija kondenzata nakon drugog oduzimanja
K_1		korekcijski faktor za električnu snagu
K_2		korekcijski faktor za specifičnu potrošnju pare
l_i	kJ/kg	stvarni rad turbine
l_0	kJ/kg	izentropski rad turbine
M		Machov broj
\dot{m}_k	kg/s	protok pare u kondenzaciji
\dot{m}_{NV}	kg/s	protok napojne vode
\dot{m}_{NT}	kg/s	protok pare kroz niskotlačni dio turbine
\dot{m}_{kr}	kg/s	kritični protok pare
\dot{m}_{VT}	kg/s	protok pare kroz visokotlačni dio turbine
$\dot{m}_{VT,1}$	kg/s	protok pare kroz prvi ventil

$m_{VT,II}$	kg/s	protok pare kroz drugi ventil
$m_{VT,III}$	kg/s	protok pare kroz treći ventil
$m_{VT,IV}$	kg/s	protok pare kroz četvrti ventil
m_0	kg/s	ulazni protok pare
m_0	kg/s	protok pare u reg. stupnju s djelomično otvorenim ventilom
m_0	kg/s	protok pare u reg. stupnju s potpuno otvorenim ventilom
m_{0NT}	kg/s	promjenjeni protok pare kroz niskotlačni dio turbine
m_{01}	kg/s	promjenjeni protok pare
m_1	kg/s	protok pare prvog oduzimanja
m_2	kg/s	protok pare drugog oduzimanja
$m_{VTI,max}$	kg/s	maksimalni protok pare kroz prvi ventil
$m_{VTII,max}$	kg/s	maksimalni protok pare kroz drugi ventil
$m_{VTIII,max}$	kg/s	maksimalni protok pare kroz treći ventil
$m_{VTIV,max}$	kg/s	maksimalni protok pare kroz četvrti ventil
n	min ⁻¹	broj okretaja turbine
P_e	kW	efektivna snaga turbine
P_{el}	kW	električna snaga
P_i	kW	indicirana snaga turbine
P_{iNT}	kW	indicirana snaga niskotlačnog dijela turbine
P_{iVT}	kW	indicirana snaga visokotlačnog dijela turbine
p_k	bar	tlak kondenzacije
p_{k1}, p_{k2}	bar	promjenjeni tlak iza turbine
p_{kr}	bar	kritični tlak pare u sapnici
P_m	kW	mehanička snaga turbine
P_t	kW	teoretska snaga turbine
p_0	bar	ulazni tlak pare
p_{00}	bar	tlak pare ispred regulacionih ventila
p_{0n}	bar	tlak pare ispred sapnice
p_{01}	bar	promjena tlaka ispred turbine
p_{0I}	bar	tlak pare iza prvog ventila
p_{0II}	bar	tlak pare iza drugog ventila
p_{0III}	bar	tlak pare iza trećeg ventila
p_{0IV}	bar	tlak pare iza četvrtog ventila
p_1	bar	tlak pare prvog oduzimanja, nakon prigušenja
p_2	bar	tlak pare drugog oduzimanja
R	J/Kmol	opća plinska konstanta
s	kJ/kgK	entropija pare
Q	kW	uložena, ulazna snaga
Q	kJ/kg	toplinsko opterećenje turboagregata
$q_{dov.}$	kJ/kg	toplina dovedena u proces
q_e	kJ/kWh	specifični utrošak topline

Q_k	kJ/kg	toplina pare na ulazu u kondenzator
Q_{p1}	kW	snaga predana toplinskim potrošačima prvog oduzimanja
Q_{p2}	kW	snaga predana toplinskim potrošačima drugog oduzimanja
Q_{1p1}	kW	toplina za proizvodnju pare prvog oduzimanja
Q_{1p2}	kW	toplina za proizvodnju pare drugog oduzimanja
q		odnos protoka pare kroz sapnicu
$q_{dov.}$	kJ/kg	dovedena toplina
q_0	kg/s	specifični protok pare
q_1		odnos protoka pare kroz djelomično otvoreni ventil
T_{01}	K	početna temperatura
T_k	K	temperatura kondenzacije
t_{rv}	°C	temperatura rashladne vode
T_0	K	apsolutna temperatura kod nominalnog protoka
T_{0k}	K	apsolutna temperatura kod kritičnog protoka pare
T_{01}	K	apsolutna temperatura kod promjenjenog protoka pare
t_0	°C	temperatura pare na ulazu u turbinu
t_{00}	°C	temperatura pare na izlazu iz generatora pare
t_1	°C	temperatura pare prvog oduzimanja
t_2	°C	temperatura pare drugog oduzimanja
u	m/s	obodna brzina
v_0	m ³ /kg	ulazni volumen pare
v_{0n}	m ³ /kg	volumen pare ispred sapnice
v_{01}	m ³ /kg	promjenjeni volumen pare
x_f		odnos ubodne i fiktivne brzine
z		broj stupnjeva

GRČKA SLOVA:

simbol	jedinica	naziv
Δh_g	kJ/kg	gubitak toplinskog pada
Δh_i	kJ/kg	ostvareni toplinski pad
$\Delta h_{inereg.}$	kJ/kg	ostvareni toplinski pad bez regulacije
$\Delta h_{ireg.}$	kJ/kg	ostvareni toplinski pad nakon regulacije
Δh_{iNT}	kJ/kg	ostvareni toplinski pad niskotlačnog dijela turbine
Δh_{iVT}	kJ/kg	ostvareni toplinski pad visokotlačnog dijela turbine
Δh_0	kJ/kg	izentropski toplinski pad
$\Delta h_{0nereg.}$	kJ/kg	izentropski toplinski pad bez regulacije
$\Delta h_{0reg.}$	kJ/kg	izentropski toplinski pad nakon regulacije
Δh_{0NT}	kJ/kg	izentropski toplinski pad niskotlačnog dijela turbine
Δh_{0NT}	kJ/kg	izentropski toplinski pad pri promjeni tlaka ispred sapnice niskotlačnog dijela turbine
Δh_{0VT}	kJ/kg	izentropski toplinski pad visokotlačnog dijela turbine
μ, φ		koeficijent brzine
χ		koeficijent adijabate
η		stupanj korisnosti parno-turbinskog postrojenja
η_e		efektivni stupanj korisnosti
η_{el}		električna korisnost turbo-generatora
η_g		korisnost električnog generatora VT
η_k		korisnost generatora pare
η_i		unutarnji, indicirani stupanj korisnosti
η_m		mehanički stupanj korisnosti
η_{NT}		korisnost niskotlačnog dijela turbine
η_p		korisnost toplinskih potrošača
η_t		teoretski stupanj korisnosti
η_{VT}		korisnost visokotlačnog dijela turbine
$\eta_{0i'}$		unutarnji stupanj korisnosti regulacijskog stupnja
$\eta_{0i''}$		unutarnji stupanj korisnosti niskotlačnog dijela turbine
ε_a		odnos izlaznog tlaka kod kritičnog protoka kroz sapnicu
ε_{kr}		kritični odnos tlakova pare u sapnici
ε_0		odnos kritičnog i nominalnog protoka pare kroz sapnicu
ε_1		odnos ulaznog i proračunskog tlaka
ρ	kg/m ³	gustoća plina
ρ_1	kg/m ³	gustoća plina nakon prigušenja
ρ_0	kg/m ³	ulazna gustoća plina
ζ		relativni gubitak toplinskog pada
π		ludolfova značajka

INDEKSI:

ideks	tumačenje
<i>Ca</i>	kalcij
<i>CARDS</i>	program pomoći Europske Zajednice državama jugo-istočne Europe pri pristupu Europskoj Uniji
<i>CHP</i>	zajednička proizvodnja toplinske i električne energije
<i>CH₄</i>	metan
<i>CIP</i>	europski program konkurencije i inovativnosti
<i>CO₂</i>	ugljični dioksid
<i>DCS</i>	upravljačko nadzorni sustav
<i>EC</i>	europska komisija
<i>EDUCOGEN</i>	europska asocijacija za promociju kogeneracije
<i>EU</i>	europska unija
<i>G-001</i>	generator pare
<i>G-002</i>	generator pare
<i>GRG2</i>	generalno ograničen gradijent
<i>g</i>	mjereni tlak
<i>HCl</i>	klorovodična kiselina
<i>h-s</i>	dijagram entalpija-entropija
<i>H₂</i>	vodik
<i>H₂O</i>	voda
<i>IEE</i>	inteligentna energija u Europi
<i>K</i>	kalij
<i>KMnO₄</i>	kalijev mangan oksid četiri
<i>KWK</i>	kogeneracija
<i>Mg</i>	magnezij
<i>MHD</i>	magnetohidrodinamski generator
<i>Na</i>	natrij
<i>NaOH</i>	natrijeva lužina
<i>N.N.</i>	narodne novine
<i>NO_x</i>	dušični oksidi
<i>pH</i>	pokazatelj kiselosti, lužnatosti
<i>PHARE, (IPA)</i>	program financijske pomoći državama centralne i istočne Europe
<i>PURPA</i>	zakon o promicanju obnovljivih izvora energije i kogeneracije
<i>T-s</i>	dijagram temperatura-entropija
<i>SO_x</i>	sumporni oksidi
<i>TE-TO</i>	termoelektrana-toplana

POPIS SLIKA:

- Slika 2.1. Usporedba kogeneracijske i odvojene proizvodnje energije
- Slika 2.2. Instalirana snaga kogeneracijskih postrojenja
- Slika 2.3. Kombinirano plinsko-parno turbinsko postrojenje
- Slika 2.4. Kogeneracijski sustav s protutlačnom parnom turbinom
- Slika 2.5. Kogeneracijski sustav s kondenzacijskom turbinom s oduzimanjem pare
- Slika 2.6. Kogeneracijski sustav s plinskom turbinom
- Slika 2.7. Kogeneracijski sustav s plinskom turbinom i generatorom pare na ispušne dimne plinove uz dodatno loženje
- Slika 2.8. Kogeneracijski sustav s plinskom i protutlačnom parnom turbinom s dodatno loženim generatorom pare na ispušne dimne plinove
- Slika 2.9. Kogeneracijski sustav s dizelskim motorom i loženim generatorom pare na ispušne dimne plinove
- Slika 2.10.. Sustav s gorivim ćelijama
- Slika 2.11. Princip rada MHD generatora
- Slika 2.12. Parna turbina
- Slika 2.13. Prikaz ekspanzije pare u turbini
- Slika 2.14. Unutarnja korisnost turbine u zavisnosti o snazi turboagregata
- Slika 2.15. Mehanička korisnost turbine u zavisnosti o snazi turboagregata
- Slika 2.16. Efektivna korisnost turbine u zavisnosti o snazi turboagregata
- Slika 2.17. Korisnost generatora električne energije u zavisnosti o snazi
- Slika 2.18. Dijagram bilance energije
- Slika 2.19. De Lavalova konvergentno-divergentna sapnica
- Slika 2.20. h-s dijagram za sapnicu
- Slika 2.21. Ovisnost masenog protoka kroz sapnicu o tlaku
- Slika 2.22. Shema ugradnje sapnice u parovod
- Slika 2.23. Krivulja promjene protoka pare kroz sužavajuću sapnicu
- Slika 2.24. Dijagram ovisnosti relativnog protoka pare u ovisnosti od odnosa tlakova ispred i iza konvergentne sapnice
- Slika 2.25. Stodolin konus protoka pare kroz sužavajuću sapnicu
- Slika 2.26. Krivulja ekspanzije Lavalove sapnice
- Slika 2.27. Dijagram protoka pare kroz konvergentno-divergentnu Lavalovu sapnicu
- Slika 2.28. Gubitak toplinskog pada i promjene tlaka u ventilima
- Slika 2.29. Regulacija prigušivanjem
- Slika 2.30. Prikaz regulacije s prigušivanjem u T-s dijagramu
- Slika 2.31. Prikaz regulacije s prigušivanjem u h-s dijagramu
- Slika 2.32. Tlak ispred prvog privodnog kola i količina pare kao funkcija opterećenja kod regulacije prigušivanjem
- Slika 2.33. Regulacija grupom sapnica
- Slika 2.34. Unutarnji stupanj djelovanja kao funkcija broja okretaja
- Slika 2.35. Specifični utrošak pare kod različitih vrsta regulacije
- Slika 2.36. Shema kondenzacijske turbine s oduzimanjem pare
- Slika 2.37. Dijagram promjene tlaka u turbini s oduzimanjem pare
- Slika 2.38. h-s dijagram turbine s reguliranim oduzimanjem
- Slika 2.39. Dijagram režima rada parne turbine
- Slika 3.1. Shematski prikaz parno-turbinskog postrojenja
- Slika 3.2. Prikaz radnih karakteristika generatora pare
- Slika 3.3. Turbogeneratorski sklop
- Slika 3.4. Prikaz praćenja pogonskih parametara turbogeneratorskog postrojenja

- Slika 3.5. Turbinski kondenzator
- Slika 3.6. Ejektorski sustav
- Slika 4.1. Prikaz ekspanzije pare u Mollierovom h-s dijagramu ispitivane kondenzacijsko-oduzimne parne turbine
- Slika 4.2. Shematski prikaz kondenzacijsko-oduzimne parne turbine
- Slika 4.3. Krivulja ekspanzije parne turbine
- Slika 4.4. Rezultati izračunatoga unutarnjeg stupnja korisnosti parne turbine
- Slika 4.5. Unutarnja snaga parne turbine
- Slika 4.6. Stupanj korisnosti parno-turbinskog postrojenja
- Slika 4.7. Specifična potrošnja pare i topline
- Slika 5.1. Shematski prikaz parne turbine
- Slika 5.2. Ovisnost iskorištenog toplinskog pada u regulacijskom stupnju od odnosa p_1/p_{0n}
- Slika 5.3. h-s dijagram visokotlačnog dijela turbine kod prigušivanja
- Slika 5.4. Ovisnost unutarnjeg koeficijenta korisnosti visokotlačnog dijela o relativnom protoku pare kroz visokotlačni dio
- Slika 5.5. h-s dijagram niskotlačnog dijela turbine
- Slika 5.6. Ovisnost unutarnjeg koeficijenta korisnosti niskotlačnog dijela turbine o relativnom protoku pare kroz niskotlačni dio
- Slika 5.7. Dijagram promjenjivih režima rada
- Slika 5.8. Dijagram sedam oduzimanja pare
- Slika 6.1. Prikaz mjernih mjesta turbogeneratorskog postrojenja
- Slika 6.2. Dijagram režima rada dobiven temeljem eksperimentalnog ispitivanja
- Slika 6.3. Dijagram specifičnog utroška pare dobiven temeljem eksperimentalnog ispitivanja
- Slika 6.4. Ekspanzijska krivulja mjerenja br. 7, IV put.
- Slika 7.1. Usporedni rezultati kod drugog oduzimanja 3 t/h
- Slika 7.2. Usporedni rezultati kod drugog oduzimanja 6 t/h
- Slika 7.3. Usporedni rezultati kod drugog oduzimanja 9 t/h
- Slika 7.4. Usporedni rezultati kod drugog oduzimanja 12 t/h
- Slika 7.5. Usporedni rezultati kod drugog oduzimanja 15 t/h
- Slika 7.6. Usporedni rezultati kod drugog oduzimanja 18 t/h
- Slika 7.7. Usporedni rezultati kod drugog oduzimanja 21 t/h
- Slika 7.8. Usporedba izračunate i očitane električne snage
- Slika 7.9. Prikaz korekcijskih faktora za električnu snagu
- Slika 7.10. Prikaz korekcijskih faktora specifičnih utrošaka pare

POPIS TABELA:

- Tabela 2.1. Prikaz kogeneracijskih postrojenja
- Tabela 3.1. Radne karakteristike generatora pare
- Tabela 4.1. Primjer pogonske liste radnih parametara turbo-generatorskog postrojenja
- Tabela 4.2. Pogonska stanja turbo-generatorskog postrojenja
- Tabela 4.3. Radni parametri u promjenjivim uvjetima pogona
- Tabela 4.4. Rezultati izračunatoga unutarnjeg stupnja korisnosti parne turbine
- Tabela 4.5. Rezultati izračunate korisnosti parno-turbinskog postrojenja
- Tabela 4.6. Specifična potrošnja pare
- Tabela 4.7. Specifična potrošnja topline
- Tabela 5.1. Poračun visokotlačnog dijela parne turbine
- Tabela.5.2. Proračun niskotlačnog dijela parne turbine
- Tabela 5.3. Unutarnja snaga parne turbine i snaga na stezaljkama generatora
- Tabela 6.1. Promjenjivi uvjeti rada
- Tabela.6.2. Prikaz odabranog režima rada tijekom razdoblja od 15 minuta
- Tabela.6.3. Prosječne vrijednosti prvog mjerenja
- Tabela.6.4. Prosječne vrijednosti drugog mjerenja
- Tabela.6.5. Prosječne vrijednosti trećeg mjerenja
- Tabela.6.6. Prosječne vrijednosti četvrtog mjerenja
- Tabela.6.7. Prosječne vrijednosti petog mjerenja
- Tabela.6.8. Prosječne vrijednosti šestog mjerenja
- Tabela.6.9. Prosječne vrijednosti sedmog mjerenja
- Tabela.6.10. Prosječne vrijednosti osmog mjerenja
- Tabela.6.11. Prosječne vrijednosti devetog mjerenja
- Tabela.6.12. Prosječne vrijednosti desetog mjerenja
- Tabela.6.13. Prosječne vrijednosti jedanaestog mjerenja
- Tabela.6.14. Prosječne vrijednosti dvanaestog mjerenja
- Tabela.6.15. Prosječne vrijednosti trinaestog mjerenja
- Tabela.7.1. Odstupanje izračunate i izmjerene električne snage
- Tabela.7.2. Odstupanje izmjenjenog i izračunatog specifičnog utroška pare
- Tabela.7.3. Korekcijski faktor za električnu snagu
- Tabela.7.4. Korekcijski faktor za specifični utrošak pare

ŽIVOTOPIS:

Rođen sam 09. studenog 1971. godine u Rijeci sa prebivalištem na Kukuljanovu gdje sam završio prva četiri razreda Osnovne škole. Nakon osmogodišnjeg školovanja, koje sam završio u Osnovnoj školi Bakar upisujem se u Srednju Tehničku školu u Rijeci. Po završetku Srednje škole odlazim na odsluženje vojnog roka. 1993. godine zapošljam se u Rafineriji nafte Rijeka na Mlaci u službi Energetike. Do okončanja domovinskog rata dva puta sam bio na ličkom bojištu te s tim stekao status hrvatskog branitelja. Nakon sedam godina provedenih kao smjenski radnik na različitim poslovima (strojar pumpne stanice, operater na kemijskoj pripremi vode, strojar ATK specijalist i kotlovođa kotlovske postrojenja), završavam VI stupanj Tehničkog fakulteta u Rijeci i odlazim iz smjene na radno mjesto Tehnologa u Energetici. Iste godine, 2000., upisujem se na VII stupanj Tehničkog fakulteta u Rijeci koji završavam 2004. godine i stičem zvanje diplomiranog inženjera strojarstva. Te godine dolazim na radno mjesto glavnog tehnologa Energetike i zamjenika rukovoditelja Energetike gdje ostajem do listopada 2005. godine kada sam postavljen za rukovoditelja Energetike. Tokom veljače 2009. godine raspoređen sam na radno mjesto Ekspert za investicije i ulaganja te odlazim na rad u Siriju u svojstvu eksperta za strojarske radove na izgradnji postrojenja za dobavu nafte i plina. S 01. rujnom 2010 god. dolazim u Rafineriju nafte Rijeka na radno mjesto Rukovoditelja Energetike i energetske mreže. Do današnjeg dana obnašam tu dužnost.

Krajem 2004. godine upisujem se na poslijediplomski studij strojarstva te se zapošljam na Tehničkom fakultetu kao vanjski suradnik sa zvanjem asistenta za kolegije Termoenergetska postrojenja i Toplinske turbine kod profesora B. Staniše. U posljednjih nekoliko godina bio sam sudionik više znanstvenih i stručnih simpozija iz područja Energetike, te bih od najznačajnijih izdvojio: Energija i okoliš, Energetska i procesna postrojenja, Plinarski forum, Plinarska energetska konferencija, Posude pod tlakom, Elektro energetske sustavi (CIGRE), Elektro inženjerski simpozij, Otvoreno energetske tržište i dr. Pohađao sam poslovnu školu FBA (fundamental business administration) pod pokroviteljstvom Ekonomskog fakulteta iz Zagreba. Osim navedenog, u više navrata sudjelovao sam u realizaciji investicijskih projekata, kao voditelj ili član tima, iz područja Energetike u Rafineriji nafte Rijeka. Od projekata bih spomenuo: Projekt centralnog vođenja kotlova i povezivanje na kontrolni sustav Energetike (voditelj), projekt isporuke opreme i izvođenje radova za centralno vođenje procesa (voditelj), realizacija projekta prelaska loženja procesnih peći i generatora pare sa mješanog plina na zemni plin (voditelj), izrada projekta rekonstrukcije trafostanice TS-5 (član), puštanje u probni rad termoenergetskog postrojenja 251-TA-003 (član), izrada projekta ugradnje spojnog polja u glavnoj trafostanici (član), te sam trenutno uključen u projekte; ugradnja turbogeneratora TA-004, snage 21 MW, instalacija redukcijske stanice za prirodni plin u Rafineriji na Urinju, sakupljanje kondenzata u RNR, izgradnja TS 110/35 kV, modernizacija sustava izgaranja i upravljanja s kotlovima 341-G-004 i 341-G-005.