

UNIVERSITETI I PRISHTINËS "HASAN PRISHTINA"
FAKULTETI I INXHINIERISË MEKANIKE
DEPARTAMENTI I TERMOENERGJETIKËS DHE TERMOTEKNIKËS



PUNIM DIPLOME MASTER

Mentori:
Akademik Prof. Dr. Dr.h.c. Fejzullah Krasniqi

Kandidati:
Arlinda Bresa

Prishtinë, 2017

UNIVERSITETI I PRISHTINËS "HASAN PRISHTINA"
FAKULTETI I INXHINIERISË MEKANIKE
DEPARTAMENTI I TERMOENERGJETIKËS DHE TERMOTEKNIKËS



PUNIM DIPLOME MASTER

**"ANALIZA ENERGETIKE DHE EKSERGETIKE E CIKLIT TË PUNËS DHE
KËMBYESVE TË NXEHTËSISË TË BLOKUT A2"**

Mentori:
Akademik Prof. Dr. Dr.h.c. Fejzullah Krasniqi

Kandidati:
Arlinda Bresa

Prishtinë, 2017

UNIVERSITY OF PRISHTINA "HASAN PRISHTINA"
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
DEPARTMENT OF THERMOTECHNICS AND THERMOENERGETICS



MASTER'S THESIS

**“EXERGETIC AND ENERGETIC ANALYSIS OF THE WORKING CYCLE AND
HEAT EXCHANGERS OF KOSOVA A2 POWER PLANT”**

Mentor:
Academic Prof. Dr. Dr. h.c. Fejzullah Krasniqi

Student:
Arlinda Bresa

Prishtinë, 2017

Falënderim

Përfundimi i suksesshëm i studimeve postdiplomike Master nuk do të ishte i mundur pa mbështetjen e vazhdueshme dhe të pakusht të prindërve dhe vëllezërve të mi, prandaj ju shpreh falënderim të veçantë.

Falënderim ju takon edhe profesorëve dhe kolegeve të fakultetit të Inxhinierisë Mekanike të cilët asnjëherë nuk janë kursyer për të ndarë njohuritë e tyre. Posaçërisht, falënderoj mentorin Akademik Fejzullah Krasniqi, i cili me mbështetjen e përhershme, konsultat dhe përkushtimin e vazhdueshëm ka bërë të mundur hartimin e këtij punimi të diplomës për studimet Master.

Përfundimisht, falënderoj gjithë shoqërinë të cilët më dhanë gjithmonë mbështetje gjatë studimeve dhe në periudhën e përpilimit të këtij punimi.

Gjithmonë mirënjohëse,

Arlinda Bresa

Përmbajtje

1. HYRJE	1
2. ANALIZA E PAJISJEVE PËRBËRËSE TË TERMOCENTRALIT KOSOVA A2	2
2.1. Gjeneratori i avullit	3
2.2. Turbina e avullit.....	6
2.3. Kondensatori	8
2.4. Kulla ftohëse	10
2.5. Pompa e kondensatit	11
2.6. Ezhektorët	12
2.7. Pompa ushqyese.....	13
2.8. Ngrohësit rigjenerativ të ujit ushqyes	14
2.9. Degazuesi.....	14
3. ANALIZË E SISTEMEVE NDIHMËSE TË BLOKUT A2	15
3.1. Sistemi furnizues i Termocentralit A2 me ujë	15
3.1.1. Analizimi kimik i ujit që përdoret në termocentrale	15
3.1.2. Fortësia e ujit.....	16
3.1.3. Pasojat e pranisë së papastërtive në ujë.....	17
3.1.4. Procesi i furnizimit të bllokut A2 me ujë	18
3.2. Furnizimi i bllokut A2 me lëndë djegëse	22
3.2.1. Furnizimi me qymyr i bllokut Kosova A2	22
3.2.2. Furnizimi i bllokut A2 me naftë.....	23
3.3. Largimi dhe deponimi i hirit dhe zgjyrës	24
4. RENDIMENTI ENERGJETIK DHE ANALIZA E TIJ	25
4.1. Kuptimi themelor i energjisë.....	25
4.2. Ligji i parë i termodinamikës	27
4.3. Ligji i dytë i termodinamikës	28
4.4. Cikli Karno.....	29
4.5. Cikli Rankin	31
4.6. Bilancet termodinamike të cikleve.....	33
4.6.1. Bilanci energjetik (bilanci termik)	33
4.7. Llogaritja e bilanceve termike të ngrohësve rigjenerativ të ujit ushqyes të bllokut A2	34
4.7.1. Bilanci termik i ngrohësit rigjenerativ të presionit të lartë N4.....	35

4.7.2. Bilanci termik i ngrohësit rigjenerativ të presionit të lartë N3.....	36
4.7.3. Bilanci termik i degazuesit.....	37
4.7.4. Bilanci termik i ngrohësit rigjenerativ të presionit të ulët N2.....	39
4.7.5. Bilanci termik i ngrohësit rigjenerativ të presionit të ulët N1.....	40
4.8. Rendimenti termik i ciklit të punës së Bllokut A2.....	42
4.8.1. Rëniet termike të avullit në turbinë.....	44
4.8.2. Puna reale në turbinë.....	45
4.8.3. Parametrat e avullit te turbina e presionit të lartë për tërë sasinë e fluidit punues.....	46
4.8.4. Puna e turbinës së presionit të ulët për tërë fluidin punues.....	48
4.9. Rendimenti termik i ciklit.....	49
4.10. Varësia e rendimentit termik nga parametra të ndryshëm.....	50
4.10. Rendimenti termik për tërë sasinë e fluidit punues në sistem.....	52
4.11. Përcaktimi i humbjeve termike në sistem.....	53
5. ANALIZA EKSERGJETIKE E CIKLIT TË PUNËS.....	56
5.1. Kuptimi themelor i eksergjisë.....	56
5.2. Bilanci eksergjetik dhe rendimenti eksergjetik.....	61
5.3. Analiza eksergjetike e ciklit të punës.....	62
5.4. Llogaritjet e rendimentit eksergjetik për bllokun A2.....	63
5.5. Rendimenti eksergjetik i ciklit për tërë sasinë e fluidit punues.....	64
5.6. Varësia e rendimentit eksergjetik nga temperatura e ambientit rrethues.....	65
5.7. Konstruktimi i diagramit të Grasmann-it për bilancin e eksergjisë.....	68
6. ANALIZA ENERGETIKE DHE EKSERGJETIKE E KËMBYESVE TË NXEHTËSISË SË BLOKUT A2.....	73
6.1. Në përgjithësi për këmbesit e nxehtësisë.....	73
6.2. Analiza energjetike dhe eksergjetike e kondensatorit.....	74
6.3. Analiza energjetike dhe eksergjetike e gjeneratorit të avullit.....	77
Përfundimi.....	80
Conclusion.....	82
Nomenklatura.....	85
Literatura.....	87

1. HYRJE

Zhvillimi i burimeve alternative të energjisë ka ndikuar në shumë vende të botës që përdorimi i tyre të jetë më i madh sesa shfrytëzimi i burimeve konvencionale të energjisë. Megjithatë, në Kosovë energjia elektrike sigurohet kryesisht në termoelektrocentrale nga burimet konvencionale të energjisë ku shfrytëzohet linjiti si lëndë djegëse. Duke pasur parasysh që kjo lëndë djegëse nuk bënë pjesë në grupin e lëndëve djegëse kualitative sepse përmban shumë lagështi, ka përmbajtje të lartë të hirit dhe nxehtësi të ultë e djegies mjaft të vogël, rrjedh nevoja e përdorimit të një sasi më të madhe të lëndës djegëse për përfitimin e sasisë së nevojshme të nxehtësisë. Rrjedhimisht, me rritjen e konsumit të lëndës djegëse rritet kostoja e përgjithshme për shkak të investimit të lartë në përpunimin dhe përgatitjen e tij, dhe në anën tjetër rritet edhe ndotja që shkaktohet në ambient për shkak të kësaj djegie. Reduktimi i konsumimit të lëndës djegëse, përkatësisht shfrytëzimi në mënyrë më efektive të nxehtësisë që lirohet nga kjo lëndë djegëse përkatësisht nxehtësisë që investohet në sistem, rezulton me rritjen e rendimentit të ciklit të punës së termoelektrocentralit në përgjithësi. Për përcaktimin e shkallës së shfrytëzimit të ciklit të punës së bllokut është bërë analiza energjetike e këtij cikli të punës e cila përfshinë vetëm analizën e energjisë në aspektin sasior, mirëpo për shqyrtim më të thellë duhet të bëhet edhe analiza eksergjetike e cila përfshinë edhe faktorin e ireversibilitetit dhe bënë analizën sasiore dhe cilësore të energjisë.

Në vazhdim është bërë analizimi i termoelektrocentralit Kosova A2 me fuqi instaluese 125 MW, ku për të dhënat e marra dhe kushtet operuese është shtruar bilanci i masës, energjisë dhe eksergjisë duke u bazuar në ligjin e parë dhe të dytë të termodinamikës. Me eksergji nënkuptojmë punën teknike maksimale e cila mund të merret nga një sasi e caktuar e lëndës punuese e cila nuk është në ekuilibër me ambientin rrethues. Eksergjia varet nga gjendja e lëndës punuese dhe gjendja e ambientit rrethues. Analiza e tillë mundëson që të bëhet identifikimi i zonave më të mëdha të humbjeve të nxehtësisë gjatë punës së ciklit dhe caktohen pajisjet të cilat krijojnë këto humbje, duke krijuar mundësi për zvogëlimin e humbjeve dhe rritjen e shkallës së shfrytëzimit të pajisjeve në të cilat ka humbje duke ndikuar kështu në rendimentin e përgjithshëm të tërë sistemit, përkatësisht bllokut.

2. ANALIZA E PAJISJEVE PËRBËRËSE TË TERMOCENTRALIT KOSOVA A2

Burimi kryesorë i energjisë elektrike në Kosovë janë termoelektrocentralet të cilat shfrytëzojnë thëngjillin si lëndë djegëse. Aktualisht, në Kosovë janë në funksion dy termoelektrocentrale TEC Kosova A dhe TEC Kosova B. Termoelektrocentrali Kosova A përbëhet nga 5 blloqe: Termoelektrocentrali Kosova A1, A2, A3, A4 dhe A5. Këto termoelektrocentrale së bashku prodhojnë rreth 1500 GWh energji elektrike.



Fig.2.1. Termoelektrocentrali Kosova A

Me blloqe nënkuptojmë tërësinë e pajisjeve përbërëse për prodhimin e energjisë elektrike siç janë: gjeneratori i avullit, turbina e avullit, kondensatori dhe kulla ftohëse, ngrohësit rigjenerativë të ujit ushqyes, gjeneratori elektrik, pompat dhe pajisjet ndihmëse siç janë pajisjet për filtrimin e gazeve të tymit, pajisjet për largimin e hirit dhe të zgjyrës, pajisjet për furnizim me ujë, me lëndë djegëse etj. Blloku punues karakterizohet nga fuqia e bllokut, vetitë e trupit punues siç janë presioni, temperatura, lagështia e avullit etj.

Blloku A2 i termocentralit Kosova A është ndërtuar në periudhën kohore prej 1962-1965 dhe është lëshuar në punë në Maj të vitit 1965. Ka fuqi instaluese 125 MW. Ky bllok për shkak të vjetërsisë aktualisht është jashtë përdorimit dhe nuk ka ndonjë status të definuar.

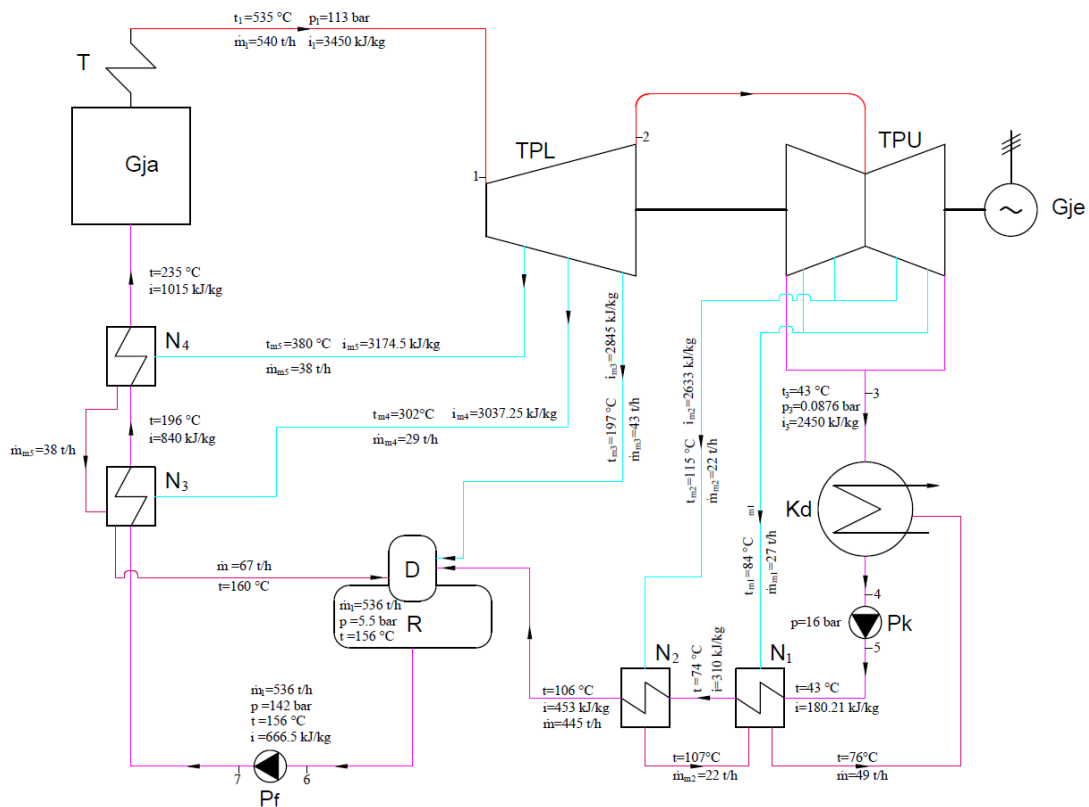


Fig.2.2. Skema termike e bllokut të termoelektrocentralit Kosova A2 me fuqi 125 MW: Gja- gjeneratori i avullit; T- tejnxemësi i avullit; TPL- turbina e presionit të lartë; TPU- turbina e presionit të ulët; Gje- gjeneratori elektrik; Kd- kondensatori; Pk- pompa e kondensatit; N1, N2- nxemësat regjenerativ të presioni të ulët; D- degazuesi; R- rezervuari i ujit furnizues; Pf- pompa furnizuese dhe N3, N4 - nxemësat rigjenerativ të presionit të lartë

2.1. Gjeneratori i avullit

Gjeneratori i avullit është pajisje e cila përdoret për përfitimin e avullit të ujit me parametra të lartë. Nxehtësia e nevojshme për përfitimin e avullit fitohet me anë të konvertimit të energjisë kimike të lëndës djegëse që mund të jetë lëndë djegëse fosile, nukleare etj, në energji termike me anë të procesit të djegies. Kjo nxehtësi bartet në ujin ushqyes i cili qarkullon nëpër ekranet tubore brenda kaldajës apo gjeneratorit të avullit, duke formuar kështu avullin si trup punues që shërben për rrotullimin e lopatave të turbinës për përfitimin e punës mekanike.

Gjeneratori i avullit i bllokut A2 është prodhuar nga kompania Babcock e Gjermanisë dhe është e tipit me tambur.

Kapaciteti i gjeneratorit të avullit është 490 t/h me parametra: presion $p= 113$ bar dhe temperaturë $t=540$ °C.

Parametrat e fluidit punues të gjeneratorit të avullit		
Prodhimi i avullit	\dot{m}_1	490 t/h
Presioni i avullit të prodhuar	p	113 bar
Temperatura e avullit të prodhuar	t	540 °C
Temperatura e ujit furnizues	t_{uf}	235 °C
Temperatura e ajrit të ftohtë	t_{af}	40 °C
Temperatura e ajrit të nxehtë	t_{anx}	250 °C
Temperatura e gazeve të tymit në dalje	t_g	160 °C

Kontrollimi i parametrave të avullit që prodhohet në gjeneratorin e avullit bëhet në dhomën kontrolluese, në të cilën po ashtu bëhet monitorimi i turbinës dhe gjeneratorit elektrik.



Fig.2.3. Instrumentet matëse dhe manipuluese elektrike të kaldajës dhe turbo-gjeneratorit për bllokun A2.

Të dhënat për sipërfaqet ngrohëse për gjeneratorin e avullit	
Gypat ekranor	4577 m ² (pjesa e rrezatuar e ekraneve 1600 m ² , pjesa tjetër 2977 m ²)
Ekonomajzeri -nxehësi i ujit	12 100 m ²
Tejnxehësi primar i avullit (tejnxehësi konvektiv)	3902 m ²
Tejnxehësi sekondar i avullit (tejnxehësi me rrezatim dhe me konvencion)	2040,3 m ²
Tejnxehësi konvektiv	409 m ²

Sasia e nevojshme e ajrit për djegie: (702/771 t/h) – 542461/595780 m³_N/h

Sasia e gazrave të tymit : (989/1056 t/h)- 998093/1065 m³/h

Pajisjet kryesore të cilat janë pjesë përbërëse të gjeneratorit të avullit janë:

Vatra e gjeneratorit të avullit - është hapësira në të cilën realizohet procesi i djegies. Në muret e vatrës gjenden të radhitura ekranet tubore ose avulluesit në të cilët kalon uji ushqyes i cili duke marrë nxehtësi nga djegia e lëndës djegëse shndërrohet në avull. Për shkak të temperaturës së lartë nën të cilën gjenden këto pajisje, materialet nga të cilat ndërtohen janë shumë rezistente ndaj nxehtësisë dhe rezistenca e tyre e kushtëzon rritjen e mëtutjeshme të temperaturës e cila do të rezultonte me rendiment më të lartë të kaldajës.

Mullinjtë e gjeneratorit të avullit - Gjeneratorin e avullit të bllokut A2 e furnizojnë me thëngjill gjashtë mullinj të tipit çekan- ventilatorik. Secili prej këtyre mullinjve ka kapacitet 52 t/h. Prodhues i këtyre mullinjve është po ashtu kompania gjermane Babcock. Tipi i mullirit është – DGS - 50, me numër të rrotullimeve $n = 575$ rr / min.

Tamburi -shërben si ndarës i ujit nga avulli. Ai është i pajisur me tregues të nivelit të ujit që gjendet brenda sistemit. Gjeneratori i avullit të bllokut A2 përmban vetëm një tambur.

Nxehësi i ujit (ekonomaizeri) - Shërben për këmbimin e nxehtësisë në mes të gazeve dalëse nga procesi i djegies dhe ujit ushqyes. Përdorimi i kësaj pajisje mundëson shfrytëzimin më të mirë të energjisë brenda sistemit. Parametrat e kondensatit në hyrje të ekonomaizerit janë: temperatura $t=235^{\circ}\text{C}$ dhe presioni $p=142$ bar.

Nxehësi i ajrit është element i gjeneratorit të avullit në të cilët ngrohet ajri i cili shërben për procesin e djegies. Është i vendosur në fundin e traktit të gazrave ku temperatura e gazrave të tymit është më e ultë. Të blloku A2 nxehësi i ajrit është i tipit Lungstrom, madhësia 26 V 159 – dhe janë gjithsej 2 copë. Sipërfaqja ngrohëse është 13300 m², ku temperatura e ajrit në hyrje është 40°C.

2.2. Turbina e avullit

Turbina e avullit është makinë termike e cila e shndërron energjinë termike të avullit në energji kinetike, e më pas këtë në energji elektrike. Shndërrimi i energjisë termike të avullit në energji kinetike realizohet gjatë procesit adiabatik të zgjerimit, ku presioni i avullit bie ndërsa shpejtësia e rrymimit rritet.

Turbina avullit e bllokut A2 është prodhuar nga kompania General elektrik nga SHBA-ja. Për nga forma e rrymimit të fluidit punues përkatësisht avullit kjo turbinë i takon llojit aksial me zgjerim aktiv të avullit të ujit. Te turbinat aksiale fluidi punues rrymon afërsisht paralel me boshtin e turbinës, dhe zgjerimi aktiv nënkupton që zgjerimi i avullit realizohet vetëm në lopatat e statorit. Sipas llojit të energjisë që prodhohet në bllokun A2, turbina e këtij blloku është e tipit me kondensim meqë nga turbina prodhohet vetëm energjia mekanike që më pas konvertohet në energji elektrike.



Fig.2.4. Turbina e avullit e blloku A2 e cila përbëhet nga turbina me presion të lartë dhe turbina me presion të ulët.

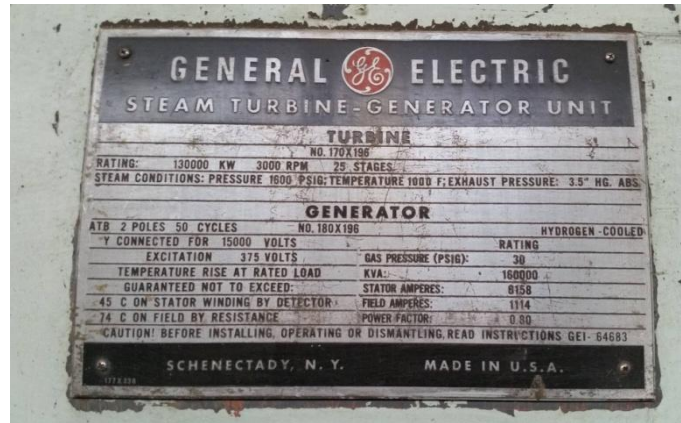


Fig.2.5. Të dhënat e turbinës të shënuara nga prodhuesi General Electric

Bloku A2 posedon turbinën e presionit të ultë dhe turbinën e presionit të lartë. Turbina e presionit të lartë përbëhet nga 19 shkallë dhe një shkallë rregulluese Kertis, ndërsa turbina e presionit të ultë përbëhet nga gjithsej 10 shkallë.

Karakteristikë e bllokut A2 është se nuk ka ritejnxehje ndërmjet turbinës së presionit të lartë dhe asaj të ulët. Avulli fillimisht zgjerohet në turbinën e presionit të lartë, pastaj kalon nëpër turbinën e presionit të ultë për të vazhduar më tej në kondensator ku e dorëzon nxehtësinë latente të kondensimit dhe konvertohet në kondensat. Kondensati i formuar me anë të pompës së kondensatit dërgohet nëpër nxemësa regjenerativë të presionit të ulët, ku me anë të avullit i cili merret nga turbina e presionit të ulët i ngritët temperatura kondensatit. Turbina e presionit të ultë të bllokut A2 i ka dy marrje të avullit ndërsa turbina e presionit të lartë i ka gjithsej tri marrje, nga të cilat njëra shkon në degazues ndërsa dy tjerat në ngrohësit regjenerativ me presion të lartë. Kondensati i ngrohur në nxemësa të presionit të ultë, kalon nëpër degazues deri tek ngrohësat me presion të lartë, për të vazhduar më pas në ekonomazerin e gjeneratorit të avullit. Parametrat e kondensatit në këtë pikë janë: temperatura $t=235^{\circ}\text{C}$ dhe presioni $p=142$ bar. Avulli i cili futet në turbinë ka temperaturë $t_1=535^{\circ}\text{C}$, presion $p_1 = 113$ bar dhe prurje të avullit $m_1=540$ t/h.



Fig.2.6. Rotori i turbinës me lopata dhe boshti i saj rrotullues

Lidhja e boshtit të turbinës me boshtin e gjeneratorit të energjisë elektrike mund të bëhet direkt apo me anën e reduktorit.

Rendimenti i turbinës gjatë punës reale është më i ulët për shkak të humbjeve të ndryshme në turbinë. Humbjet mund të jenë humbje në valvola rregulluese në hyrje të turbinës, humbjet në diza, në lopatat e punës, humbjet nga fërkimi, në tubin e shkarkimit, në hapësirat e brendshme, humbjet mekanike etj.



Fig.2.7. Rregullatori i turbinës që shërben për rregullimin e numrit të rrotullimeve.

2.3. Kondensatori

Shndërrimi i avullit të ujit në kondensat bëhet në kondensator. Kjo pajisje me anë të transmetimit të nxehtësisë në mes të avullit të ngopur të ujit dhe ujit të ftohtë nga kulla ftohëse, mundëson kalimin e avullit nga gjendja agregate e gaztë në gjendje agregate të lëngët.

Karakteristikë e turbinave me kondensim është se presioni në kondensator në përgjithësi është më i vogël se sa presioni atmosferik.

Parimi i punës së kondensatorit është: Avulli i ujit pas zgjerimit në turbinë shkon në kondensator ku gjatë kalimit të tij përmes tubave të kondensatorit kondensohet duke u kthyer në gjendje të lëngët për të vazhduar më tutje te pompa e kondensatit deri te ngrohësat regjenerativ. Nëpër tubat e kondensatorit kalon uji ftohës i cili vjen nga kulla ftohëse, ky ujë e merr nxehtësinë nga avulli duke bërë kondensimin e tij, dhe vazhdon për të mbyllë ciklin përsëri në kullën ftohëse.

Në përgjithësi për ta rritur punën mekanike në turbinë, në hapësirën e kondensatorit duhet që presionit të jetë më i vogël se presioni atmosferik. Ky nënpresion arrihet me anë të ezhektorëve të cilët bëjnë largimin e ajrit dhe gazrave tjerë nga kondensatori.



Fig.2.8. Kondensatori i bllokut A2.



Fig.2.9. Radhitja e tubave të ujit ftohës në kondensator, jashtë të cilave rrymon avulli për kondensim.

2.4. Kulla ftohëse

Për ta mundësuar vazhdimin e ciklit të punës të trupit punues duhet të mundësohet shndërrimi i gjendjes agregate të ujit nga e lëngët në të gaztë dhe anasjelltas. Kalimi nga gjendja e gaztë në të lëngët, pra kthimi i avullit në kondensat bëhet në kondensator. Uji i ftohtë që kalon nëpër kondensator për ta kondensuar avullin vjen nga kulla ftohëse. Kulla ftohëse bën ftohjen e avullit të ujit dhe këtë sasi të nxehtësisë e liron në atmosferë. Uji i ngrohtë me temperaturë 28 deri 32°C, i cili pasi del nga kondensatori, rrjedh nëpër kullën ftohëse nga lart-poshtë. Nga ana tjetër, nga poshtë-lart rrymon ajri atmosferik me rrymim të detyruar, me ndihmën e ventilatorit i cili ndodhet në pjesën e sipërme të kullës. Në këtë rast ndodh këmbimi i nxehtësisë latente dhe sensible me kontakt në mes të ujit dhe ajrit që pason me ftohjen e ujit që ngrohet në kondensator.

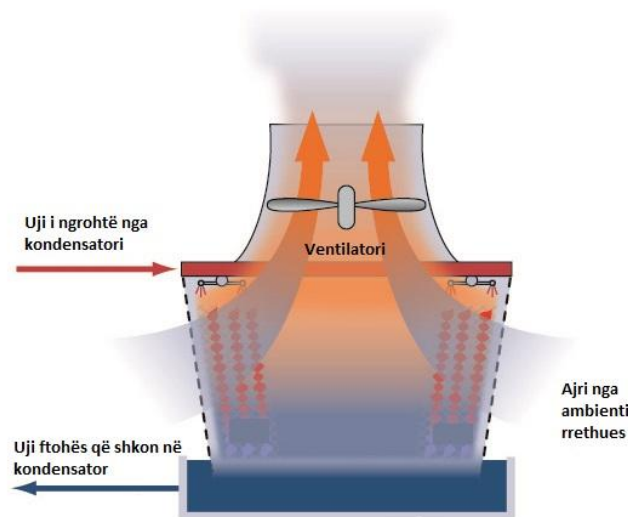


Fig.2.10. Principi i punës i kullës ftohëse me rrymim të detyruar për ftohjen e ujit nga kondensatori

Në termocentralin Kosova A secili bllok e ka të veçantë kullën ftohëse dhe pompat që mundësojnë qarkullimin e ujit nga kondensatori deri në kullën ftohëse dhe anasjelltas. Karakteristikë e kullave ftohëse të TEC Kosova A është se parimi i punës së tyre është me rrymim të detyruar të ajrit, pra me ventilator. Kulla ftohëse e bllokut A2 përmban 7 ventilatorë.

Puna e kullës ftohëse varet nga gjendja e ajrit e ambientit rrethues, pra nëse lagështia e ajrit gjendet në shkallë më të lartë atëherë puna e kullës është me rendiment më të ultë sesa kur kemi ajër të thatë, prandaj gjatë stinës së dimrit sidomos në mot me mjegull vërehet një rënie e efikasitetit të kullës.



Fig.2.11. Kulla ftohëse e bllokut A2

2.5. Pompa e kondensatit

Pas konvertimit të avullit në kondensat, bëhet bartja e këtij trupi punues nga kondensatori përmes ngrohësve regjenerativ me presion të ultë deri te dearatori me anë të pompave të kondensatit, që gjithsej janë dy. Këto pompa punojnë në presion 16 bar në bllokun A2 dhe e merr fluidin me temperaturë 30-35°C. Karakteristikë e këtyre pompave është që punojnë në vakuum, prandaj duhet të jenë hermetike duke mos lejuar depërtimin e ajrit.



Fig.2.11. Pompa e kondensatit

2.6. Ezhektorët

Pompat e ajrit apo ezhektorët shërbejnë për largimin e ajrit dhe gazeve tjera që futen në kondensatorët e turbinës në vendet e mosputhitura mirë, në mënyrë që të mbahet vakuumi në kondensator. Ezhektorët punojnë me avull uji me presion më të lartë se 12 deri 16 bar.



Fig.2.13. Njëri nga ezhektorët në bllokun A2

Turbina është e pajisur me dy lloje të ezhektorëve dhe atë:

- Ezhektor startues dhe
- Ezhektor punues.

Ezhektori startues përdoret vetëm për startimin e turbinës, pra për arritjen sa më të shpejtë të vakumit në kondensator në vlerën 0.65 deri në 0.71 bar. Parametrat e avullit për punën e tij duhet të jenë: presioni i avullit që merret nga turbina rreth (4.5 deri 6 bar) dhe temperatura 150°C.

Ezhektori punues është në funksion vazhdimisht kur turbina është në punë. Në rast se puthitja e kondensatorit është e mirë, atëherë vetëm një ezhektor është i mjaftueshëm për të bërë largimin e gazrave dhe ajrit.

2.7. Pompa ushqyese

Mundësimi i qarkullimit të ujit ushqyes nga rezervuari i dearatorit deri në kaldajë bëhet me anë të pompës ushqyese. Këto pompa zakonisht janë pompa centrifugale me shumë shkallë dhe karakteristikë e tyre është se uji si trup pune gjendet në temperaturë të lartë, për bllokun A2 uji në këtë pompë ka temperaturë 156°C dhe presion 142 bar. Gjithsej ky bllok ka 3 pompa ushqyese me kapacitet 360 m³/h.



Fig.2.14. Pompa ushqyese e bllokut A2



Fig.2.15. Pompat qarkulluese të bllokut A2 të cilat janë gjithsej dy të tipit: 48HH – GPM-45000 HAED – 75FT.

2.8. Ngrohësit rigjenerativ të ujit ushqyes

Bloku A2 përmban 4 ngrohësa regjenerativ prej të cilëve dy që kanë marrjet e avullit nga turbina e presionit të lartë dhe dy të tjerët kanë dy marrje nga turbina e presionit të ulët. Këta ngrohës janë ngrohës regjenerativ sipërfaqësorë pa përzierje të fluideve. Përdoren për ta ngritur temperaturën e ujit ushqyes duke ndikuar kështu në përmirësimin e rendimentit të përgjithshëm termik të bllokut.

2.9. Degazuesi

Degazuesi ose dearatori shërben për largimin e gazeve përkatësisht ajrit dhe oksigjenit nga uji ushqyes. Largimi i ajrit dhe oksigjenit bëhet me qëllim të mënjanimit të korrozionit të sipërfaqeve ngrohëse të gjeneratorit të avullit në kushte të temperaturave të larta.

Pozicionimi i dearatorit bëhet në mes të ngrohësve regjenerativ të presionit të ulët dhe ngrohësve regjenerativ të presionit të lartë. Vendosja e tij bëhet në pozitë vertikale dhe ka formë cilindri.



Fig.2.16. Degazuesi i ujit ushqyes

Sipas skemës së degazuesit mund të shihet që largimi i gazrave nga uji arrihet duke e bërë shpërndarjen e ujit në kolonën vertikale të degazuesit dhe duke ndikuar në të direkt me avull të ujit që merret nga turbina. Uji ushqyes futet në cilindër me gypin hyrës ndërsa me anë të gypit të avullit futet avulli i ujit nga turbina, për shkak të temperaturës së tij inicohet largimi i gazeve nga uji të cilat dalin nga gypi i sipërm, ndërsa në gypin e poshtëm largohet uji i degazuar që mbledhet në rezervuarë për të vazhduar më pas në kaldajë.

3. ANALIZË E SISTEMEVE NDIHMËSE TË BLOKUT A2

3.1. Sistemi furnizues i Termocentralit A2 me ujë

Elementi më i rëndësishëm që përdoret si trup pune në termocentral është uji. Uji është bashkimi kimik i hidrogjenit dhe oksigjenit. Molekula e ujit kimikisht të pastër përbëhet nga dy atome hidrogjen (H_2) dhe një atomi oksigjen (O).

Uji në natyrë gjendet si ujë atmosferik, nëntokësorë dhe sipërfaqësorë. Uji atmosferik është më i pastër dhe ujë më i butë natyror. Burimi i ujit mund të jetë burim natyror, pus, liqen ose lumë. Varësisht nga përbërja e nëntokës nëpër të cilin ka rrymuar uji përcaktohen edhe papastërtitë kimike të ujit, apo shkalla e tretjes së substancave të ndryshme kimike. Gjatë ciklit të punës uji ndryshon gjendjen e tij agregate nga e lëngët në të gaztë dhe anasjelltas, dhe varësisht nga gjendja e tij agregate mundësohet edhe tretja e substancave të ndryshme në të.

Prania e papastërtive kimike në formë të substancave të ndryshme përcjellet me efekte negative në pajisjet punuese të termocentraleve gjatë ciklit të punës, siç është rasti i formimit të gurit të gjeneratorit të avullit për shkak të pranisë së kripërave në trupin punues. Për të zvogëluar dëmet e shkaktuara dhe për të përmirësuar efektin e trupit punues realizohet përpunimi kimik i ujit, i cili ka për qëllim pastrimin e ujit nga substancat e tretura në të.

3.1.1. Analizimi kimik i ujit që përdoret në termocentrale

Si lëndë e parë për prodhimin e avullit të ujit në termoelektrocentral përdoret uji natyral. Njëra ndër vetitë më të rëndësishme të ujit është aftësia e tij për tretjen e kripërave, acideve, bazave dhe gazeve. Tretshmëria e këtyre materieve në ujë është në funksion të temperaturës, prandaj te disa materie tretshmëria rritet me rritjen e temperaturës ndërsa te disa zvogëlohet.

Analiza kimike e ujërave të burimeve konsiston në përcaktimin e substancave të tretura në të përmes anioneve dhe kationeve, fortësisë, alkalitetit, mineralizimit të përgjithshëm, mbetjen e thatë të lëndët organike dhe substancat e tjera kimike të padisocuara në ujë.

Reaksioni kimik i ujit mund të jetë neutral, acidik ose bazik. Kjo varet nga temperatura, lloji dhe sasia e kripërave, acideve, bazave dhe gazeve të tretura në të. Masa e aciditetit ose e bazicitetit e përzierjes së ujit paraqet përqendrimin e joneve të hidrogjenit që përmban 1 litër ujë. Në një litër të ujit kimikisht të pastër në temperaturën $23^{\circ}C$ kemi 10^{-14} g jone, përkatësisht 10^{-7} jone H^+ dhe 10^{-7} jone OH^- . Pra:

$$H^+ \times (OH^-) = 10^{-14}$$

Për llogariten e përqendrimit të joneve të hidrogjenit përkatësisht caktimin e shkallës së aciditetit përdoret edhe vlera PH, e cila është e barabartë me logaritmin negativ të përqendrimit të joneve të hidrogjenit.

$$pH = -\log [H^+]$$

Pasi që në ujin e pastër përqendrimi i joneve H^+ dhe OH^- është i barabartë atëherë mund të themi që uji kimikisht i pastër në temperaturë $23^\circ C$ është neutral dhe ka $pH=7$, pra:

$$pH = -\log [10^{-7}] = -(-7)\log 10 = 7 \cdot 1 = 7$$

Nëse uji ka më tepër jone H^+ , vlera pH e tij do të jetë më e vogël se 7 dhe uji do të ketë veti acidike, ndërsa nëse ka më tepër jone OH^- , vlera e tij pH do të jetë më e madhe se 7 dhe uji do të ketë veti bazike.

Vlera pH e ujit kimikisht të pastër zvogëlohet me rritjen e temperaturës siç mund të shihet edhe në diagramin e mëposhtëm:

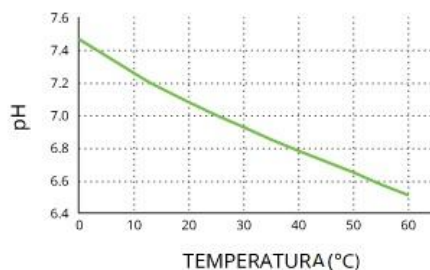


Fig.3.1. Varësia e vlerës PH të ujit nga temperatura

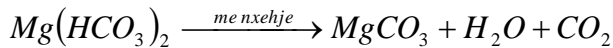
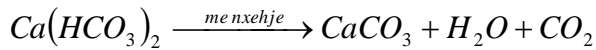
3.1.2. Fortësia e ujit

Me fortësi të ujit kuptojmë sasinë e kripërave minerale të tretura në ujë, ose aftësia e ujit për të formuar gurin dhe lymin në kaldajë.

Guri i gjeneratorin të avullit që formohet gjatë nxehjes së ujit përbëhet nga kripërat e kalciumit dhe magnezit. Varësisht nga mënyra e lidhjes së kalciumit dhe magnezit dallohen tri lloje të fortësisë së ujit:

- Fortësia e përkohshme
- Fortësia e përhershme dhe
- Fortësia e përgjithshme.

Fortësia e përkohshme vjen si pasojë e tretjes së bikarbonateve të kalciumit dhe të magnezit në ujë. Ky lloj i fortësisë mund të largohet lehtë me anë të nxehtësisë së ujit duke bërë shndërrimin e bikarbonateve në karbonate me çrast ndodh fundërrimi i tyre në formë të gurthit. Zbërthimi i bikarbonateve realizohet me anë të këtyre reaksioneve:



Këto karbonatet të fituara CaCO_3 dhe MgCO_3 treten shumë pak në ujë, por tretshmëria e tyre shpejtohet me anë të CO_2 . Fortësia e përkohshme ndryshe mund të quhet edhe fortësi kalimtare.

Fortësia e përhershme është ajo fortësi e cila nuk mund të largohet me nxehtësi të thjeshtë të ujit. Kjo paraqitet për shkak të përmbajtjes së sulfatëve, klorureve, fosfatëve dhe kripërave tjera të kalciumit dhe magnezit në ujë.

Fortësia e përgjithshme paraqet shumën e të dy fortësive të cekura më lart, pra fortësinë e përkohshme dhe të përhershme së bashku.

Matja e shkallës së fortësisë mund të bëhet me sisteme të ndryshme për shprehjen e fortësisë siç janë sistemi gjerman, amerikan, francez dhe rus. Mirëpo në Kosovë përdoret shkalla gjermane e cila paraqet përmbajtjen e 10 mg të oksidit të kalciumit CaO në një litër ujë.

3.1.3. Pasojat e pranisë së papastërtive në ujë

Për shkak të përbërjes jo të pastër të ujit me përbërje të shtresave mundësohet formimi i sedimenteve në stabilimentet e kaldajave të avullit, korrozioni i materialit të kaldajës dhe shkumëzimi i ujit, që rezulton në uljen e rendimentit të kaldajës dhe me rritjen e kostos për mirëmbajtje. Sedimentimi apo fundërrimi bëhet kryesisht nga kripërat e kalciumit dhe të magnezit që janë të pranishme në ujë, dhe ky deponim mund të bëhet në dy forma:

1. Sedimentimi kristalor - është në formë të gurthave në sipërfaqet ngrohëse në muret e kaldajave, dhe njihet me emrin gurthi i kaldajës.
2. Sedimentimi i paqëndrueshëm- apo ndryshe quhet lymi i kaldajës. Ndryshe nga gurthi i kaldajës i cili gjendet ngurtë i lidhur me muret metalike në kaldajë, lymi gjendet në formë të lirë dhe mund të largohet lehtë.

Gurthi i kaldajës formohet për shkak të ndryshimeve fizike dhe kimike që pason trupi punues në kaldajën e avullit. Kjo masë e formuar dhe e deponuar në muret e tubave ka efekte negative për shkak se është përçues i dobët i nxehtësisë dhe kështu e zvogëlon transmetimin e nxehtësisë nga gypat në ujë, duke rezultuar kështu në shpenzim më të madh të lëndës djegëse,

dëmtimin e gypave, zvogëlimi i rendimentit të kaldajës dhe zvogëlimi i sigurisë së punës së kaldajës.

Prania e acideve të lira të cilat formohen në temperaturë dhe presion të lartë nga kloruret e kalciumit dhe të magnezit ose nga bashkëdyzimet organike të mbetura në ujë, mundësojnë formimin e korrozionit kimik të mureve të gypave të kaldajës nëpër të cilat kalon uji.

Efekt tjetër negativ i pranisë së papastërtive në trupin punues është shkumëzimi i ujit të kaldajës. Shkumëzimi paraqitet si pasojë e sasisë së madhe të kripës të tretur në ujin e kaldajës si dhe pranisë së materieve të suspenduara me prejardhje organike dhe inorganike. Kjo sasi e shkumës grumbullohet në pjesën e sipërme të sipërfaqes së ujit në tambur të kaldajës, ku vështirësohet verifikimi i nivelit të ujit në kaldajë dhe avulli gjatë kalimit tërheq me vete grimcat e ujit dhe kripëra të patretura duke shkaktuar kështu rritjen e lagështisë së avullit dhe zvogëlimi i pastërtisë së tij. Ndarja e këtyre grimcave rezulton në zbritjen e temperaturës së avullit që ka për pasojë lajmërimin e korrozionit në qarqet e turbinës.

3.1.4. Procesi i furnizimit të bllokut A2 me ujë

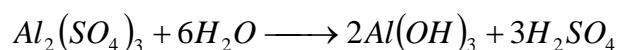
Si burim natyror i ujit të cilin e përdor si trup punues termoelektrocentrali Kosova A2 shërben lumi Llap nga i cili furnizohen po ashtu edhe blloqet tjera të TEC Kosova A. Në këtë lum është ndërtuar penda dhe afër saj gjendet stacioni i pompave. Në rast të kushteve me thatësi në stinën e verës, penda mbushet me ujë nga sistemi Ibër-Lepenc.

Përgatitja e ujit si trup punues në termoelektrocentral është e domosdoshme dhe është një proces mjaft i ndërlikuar. Varësish nga lloji i përbërësve të ujit, përgatitja e tij ndahet në disa etapa:

1. Largimi i përbërësve mekanik
2. Largimi i përbërësve koloidal
3. Largimi i kripërave të tretura
4. Largimi i gazeve të tretura.

Largimi i materieve të vrazhda të suspenduara në ujë bëhet me anë të sitave të cilat gjenden të vendosura para stacionit të pompave. Bartja e ujit nga ky stacion deri në pikën e radhës bëhet me katër pompa.

Largimi i përbërësve koloidal bëhet me anë të koagulimit. Ky proces realizohet me anë të shtimit në ujë të elektroliteve siç janë sulfati i aluminit $Al_2(SO_4)_3$, sulfati i hekurit në gjendje të lëngët $FeSO_4$ si dhe disa koagulante tjera. Me anë të këtyre komponentëve realizohet reaksioni kimik:



Sulfati i aluminit si rezultat i hidrolizës së ujit formon grimcat e hidroksidit të aluminit në formë flokulash me ngarkesë pozitive. Pas këtij procesi uji dërgohet në reaktorët e ujit me vëllim 200m^3 të cilët emërohen si R1, R2 dhe R3. Me anë të gypave $\varnothing 700$, $\varnothing 900$ dhe $\varnothing 1100$ bëhet bartja e ujit nga reaktorët në pusetën shpërndarëse dhe prej aty me anë të rënies së lirë dërgohet uji në pusetën hyrëse të Termoelektrocentralit Kosova A. Uji më pas kalon në katër rezervuarë nëntokësorë ku secili ka vëllim prej 750m^3 .

Procesi i përpunimit të ujit vijon me procesin e dekarbonizimit dhe demineralizimit të ujit. Për blloqet A2, A3 dhe A4 procesi i dekarbonizimit është i ngjashëm. Dekarbonizimi vazhdohet nga rezervuari që tashmë përmban ujë të kthjelluar R_1 , merret me anë të 4 pompave ku dy prej tyre janë në funksion dhe dy janë rezervë, dërgohet në tre reaktorë të ujit me kapacitet $400\text{ m}^3/\text{h}$.



Fig.3.2. Reaktori për dekarbonizim të ujit për bllokun A2.



Fig.3.3. Çiftet e shkëmbyesve anionikë dhe kationikë

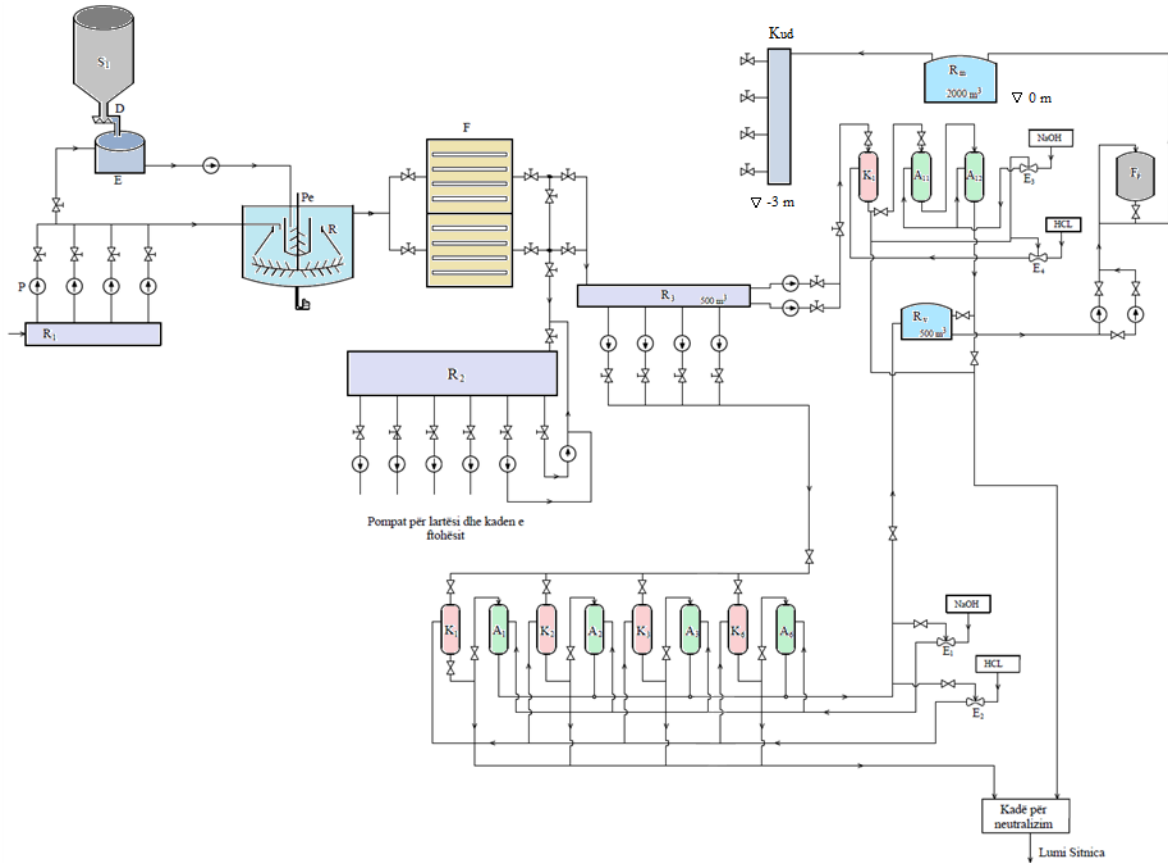


Fig.3.4. Sistemi i përgatitjes së ujit për bllokun e termoelektrocentralit A2: S_1 - sillosi i gëlqerës D – dozatori i gëlqerës; E – ena e qumështit gëlqerorë; P – pompa; Pe – përzierja; R – reaktori i ujit; F – filtrat e hapur ranor R_1 – rezervuari i ujit të thjeshtë nga diga në Prugovc;

Në çdo reaktorë shtohet qumësht gëlqeror $\text{Ca}(\text{OH})_2$ i dozuar nga dy sillosa dhe vazhdimisht bëhet përzierja e tij me ujin. Pas kësaj, uji vazhdon në filtrin ranorë i cili përbëhet nga shtresa të rërës me granulacion të ndryshëm. Gjithsej kalon nëpër gjashtë filtra ranorë gravitacionale me kapacitet $6 \times 200 \text{ m}^3/\text{h}$. Me anë të dizave bëhet largimi i ujit nga filtri. Uji i dekarbonizuar kalon në rezervuarin R_2 vëllim 815 m^3 dhe pjesërisht në rezervuarin R_3 me vëllim 500 m^3 dhe me këtë mbyllet procesi i dekarbonizimit të ujit. Ky ujë me këtë shkallë të përpunimit shpenzohet për ftohjen në kondensator, ftohjen e vajit të pompave furnizuese, ftohjen e vajit të kushinetave të mullinjve dhe të turbinës etj.

Filtrat me rërë duhet të pastrohen pasi kanë punuar për rreth 8 orë, ku pastrimi i tyre bëhet duke lëshuar ujin të rrymojë në anën e kundërt të rrymimit të ujit gjatë filtrimit. Uji bashkë me mbeturina që merr nga rëra largohen dhe shkojnë në hedhurinë.

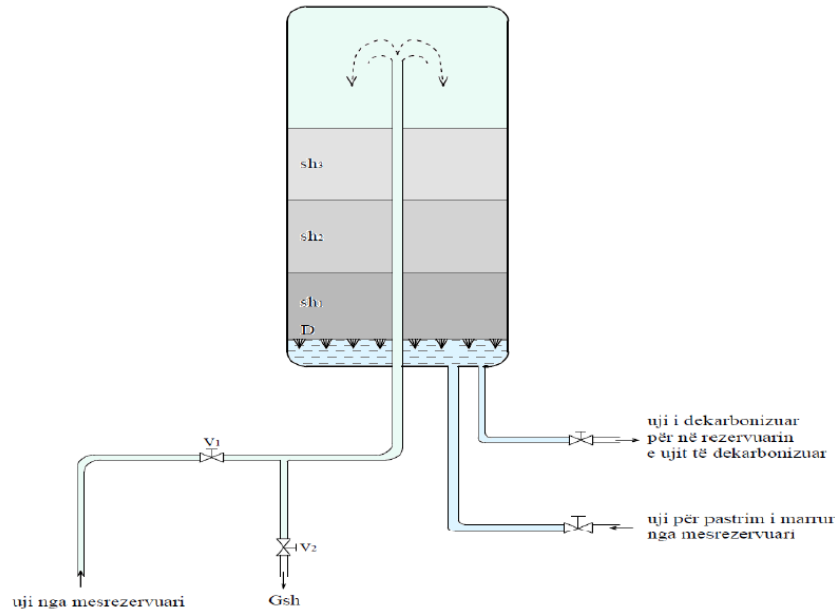


Fig.3.5. Parimi i punës së filtrit me rërë, ku janë: sh_1, sh_2, sh_3 - shtresat e filtrit ranor me granulacion të ndryshëm; Gsh - gypi për shpërlarje



Fig.3.6. Filtrat me rërë

Procesi i demineralizimit realizohet me përpunimin e mëtutjeshëm të ujit të dekarbonizuar. Me anë të pompës një sasi e ujit tashmë i përpunuar dërgohet në rezervuarin R_3 , prej nga më pas kalon nëpër shkëmbyes kationik dhe shkëmbyes anionik të cilat janë të ndara në dy grupe, një sasi e ujit me anë të pompave shkon në çiftet e shkëmbyesve kationik dhe anionikë të cilët te blloku A2 janë gjithsej 4 çifte të lidhura në rend, dhe nga këtu vazhdon në rezervuarin e vogël të ujit R_v me kapacitet $500m^3$. Pjesa tjetër e ujit me anë të pompave tjera dërgohet në një linjë tjetër përpunimi duke kaluar nëpër dy radhë shkëmbyesish, të cilët përbëhen nga një shkëmbyes kationikë dhe dy anionikë, dhe nga këtu vazhdon në rezervuarin e vogël R_v . Nga ky rezervuar vazhdohet përpunimi edhe nëpër një shkëmbyes të përzier anionik-kationik dhe më pas dërgohet në rezervuarin e madh R_m të ujit të demineralizuar.

Prej këtu uji kalon në kolektorin e pompave (kuota -3m) me anë të gravitacionit, dhe nga këtu bëhet furnizimi i të gjitha blloqeve të TEC Kosova A me ujë të demineralizuar.

Uji i demineralizuar i përfituar nga ky proces ka përçueshmëri specifike maksimum 0.2 ms/cm, përmbajtje të SiO_2 maksimum 0.02mg/l dhe vlerë pH=7.

3.2. Furnizimi i bllokut A2 me lëndë djegëse

Lëndët djegëse të cilat përdoren në termoelektrocentralin Kosova A janë qymyri dhe nafta e cila shërben vetëm për inicimin e ndezjes. Në sistemin e furnizimit me lëndë djegëse të bllokut A2 përfshihet furnizimi me qymyr dhe furnizimi me naftë.

3.2.1. Furnizimi me qymyr i bllokut Kosova A2

Rezervat e qymyrit të linjitet të Republikës së Kosovës konsiderohen të jenë rreth $10 \cdot 10^9$ tonë me nxehtësi të ultë të djegies rreth $H_u = 7000 \text{ kJ/kg}$. Lënda djegëse përkatësisht qymyri për të mbuluar nevojat e përdorimit për të gjitha blloqet deponohet në sheshe apo deponi të hapur.

Ekzistojnë dy sisteme të furnizimit me qymyr. Është sistemi i vjetër dhe sistemi i ri i furnizimit. Me sistemin e vjetër furnizohen blloqet A1 dhe A2. Procesi i furnizimit fillon nga deponia D_1 e cila gjendet në Mirash me kapacitet rreth 179392 m^3 qymyr të thërrmuar i cili dërgohet në qendër shkarkimi Q_1 me anë makinës së kombinuar Mk_1 dhe shiritit transportues Sh_1 . Në qendrën e shkarkimit Q_1 sjellet edhe qymyr nga deponia D_2 me anë të shiritit transportues Sh_2 . Nga kjo qendër vazhdohet transportimi me anë të shiritave 5a dhe 5b deri te shiritat 6a dhe 6b, të cilët përmes hinkave e dërgojnë qymyrin në shiritat transportues reversibil 7a dhe 7b që gjenden mbi bunkerët e qymyrit të bllokut A1 dhe A1. Blloku A2 posedon 6 bunkerë të qymyrit.

Sistemi i ri i furnizimit me qymyr fillon nga dy deponitë D_3 dhe D_4 secila me kapacitet rreth 169218 m^3 dhe përmes shiritit transportues Sh_4 furnizohet nga xeherorja e Hadës, e Sibovcit dhe Sitnicës e dërgon atë në qendrën e shkarkimit Q_2 . Nga kjo qymyri bartet me anë të shiritit transportues Sh_6 nga hinka me dy kalime X deri te qendra shkarkuese Q_3 ose sipas nevojës me anë të shiritit Sh_3 mund të dërgohet tek qendra shkarkuese Q_1 për furnizim të blloqeve të TEC A1, A2, A3 dhe 1/2 A4.

Pas arritjes së qymyrit në bunker, procesi vazhdon në mullinj për bluarje shtesë ku edhe teret me gazet e tymit që merren nga furra e kaldajës me temperaturë rreth 600-900°C. Blloku A2 është i pajisur me 6 mullinj secili me kapacitet 20-40 t/h për bluarjen e qymyrit. Ndezja e qymyrit bëhet nga flakëdhësit e qymyrit që ndodhen në këndet e vatrës tetë këndëshe në kuotën 15 m.

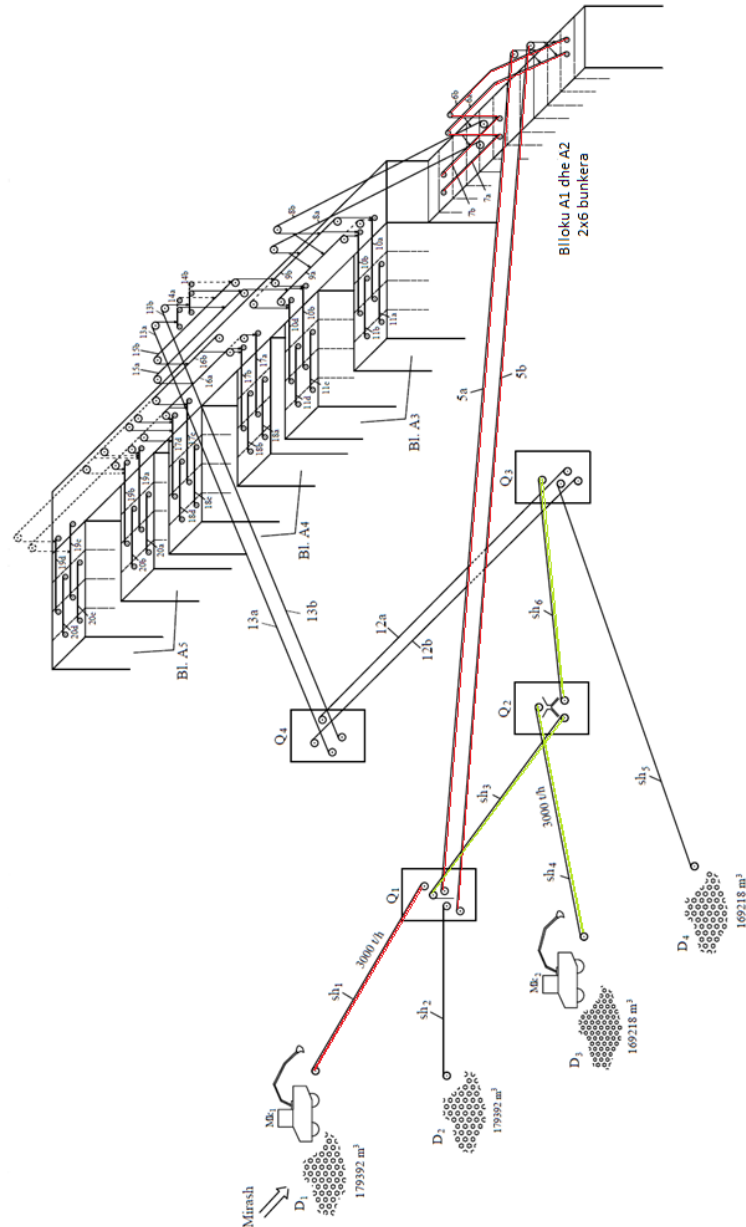


Fig.3.7. Skema e furnizimit me qymyr të TEC-it Kosova A: D_1 , D_2 , D_3 dhe D_4 – deponitë e qymyrit me kapacitete të përkatëse; Mk_1 dhe Mk_2 – makinat e kombinuar për zbrazjen e qymyrit në deponi si dhe ngarkimin e shiritave transportues nëpërmjet shiritit transportues të makinës; Q_1 , Q_2 , Q_3 dhe Q_4 – qendrat e shkarkim- ngarkimit; sh_1 , sh_2 , sh_3 , sh_4 , sh_5 dhe sh_6 – shiritat transportues

3.2.2. Furnizimi i bllokut A2 me naftë

Nafta paraqet një përzierje molekulesh që përbëhet nga tri grupe hidrokarburesh: parafinë, cikloparafinë dhe lëndë aromatike. Me këto molekula të hidrokarbureve janë të lidhura kimikisht elementet si: sulfuri deri në 6%, oksigjeni deri 4% dhe azoti deri në 1%. Nxehtësia e ultë e djegies së naftës merret rreth $4,3 \cdot 10^4$ kJ/kg.

Nafta në termoelektrocenral përdoret si ndezës fillestar në gjeneratorë të avullit. Procesi i furnizimit me naftë fillon me sjelljen e saj me autocisterna në stacionin e pompave të naftës. Nga kjo përmes gypit me ndihmën e dy pompave ku njëra nga këto është rezervë, sillet nafta nga autocisterna deri në rezervuarë të naftës. Gjithsej gjenden tre rezervuarë të naftës me kapacitete të ndryshme, ku njëri ka kapacitet 500 t, ndërsa dy tjerë me kapacitet 50t. Me anë të pompave bëhet bartja e naftës deri te flakëhedhësat e naftës, të cilët kanë rregulluar presionin e naftës që është 25-30 bar dhe presioni i ajrit 243.2 Pa. Blloku A2 posedon 4 flakëhedhësa të naftës në kuotën 10 m secili ka kapacitet 0.8 t/h.

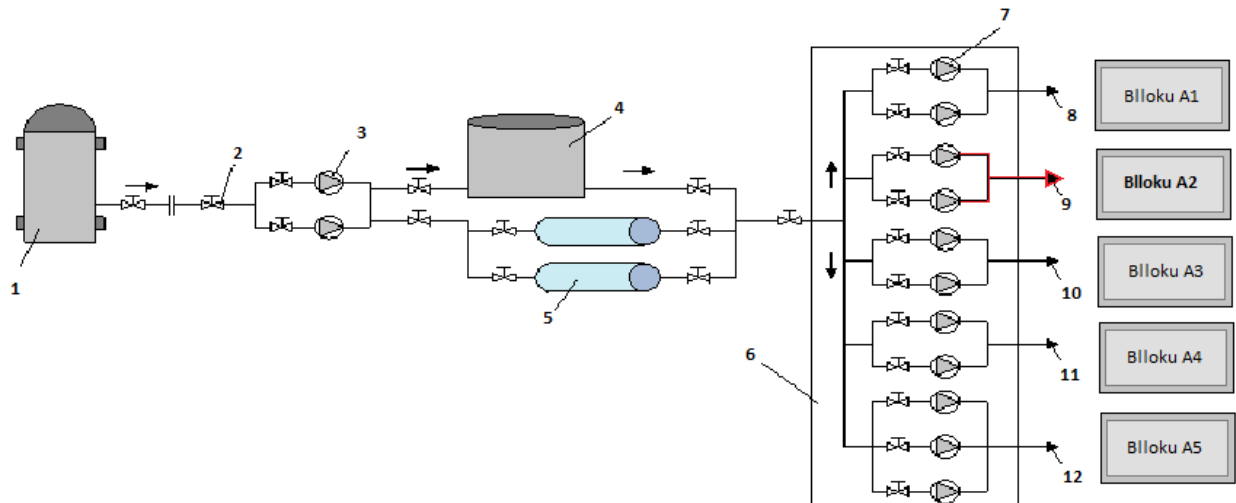


Fig.3.8. Skema e furnizimit me naftë të TEC-it Kosova A: 1 – Autocisterna; 2 – valvulat izoluese; 3 – pompat për transportin e naftës deri te rezervuarët; 4 – rezervuari cilindrik i naftës; 5 – rezervuarët cilindrikë të naftës; 6 – stacioni i pompave për furnizimin e gjeneratorit të avullit me naftë; 7 – pompat për furnizim me naftë në gjeneratorët e avullit, 8,9,10,11,12 – gypat për dërgimin e naftës në gjeneratorin e avullit të bllokut A1 respektivisht A2, A3, A4 dhe A5.

3.3. Largimi dhe deponimi i hirit dhe zgjyrës

Për shkak të kualitetit jo të lartë të linjit si lëndë djegëse që përdoret në Termoelektrocenralin Kosova për fitimin e energjisë termike, sasia e produkteve të djegies që lirohet është mjaft e madhe. Në produkte të djegies përfshihen edhe produktet e gazta pra tymi që lirohet gjatë djegies, si dhe produktet në formë të ngurtë ku përfshihet hiri dhe zgjyra.

Sipas të dhënave të matura sasia e përgjithshme e hirit dhe e zgjyrës e mbetur nga termoelektrocenralet Kosova A është: sasia e hirit 231 t/h ndërsa e zgjyrës 46 t/h, pra gjithsej 277 t/h mbetje e ngurtë nga puna e tërë TEC Kosova A. Prej kësaj vlere, blloku Kosova A2 liron 44 t/h sasi të hirit dhe 8 t/h sasi të zgjyrës.

Në kohën kur blloku Kosova A2 ka qenë aktiv, largimi i hirit është bërë në mënyrë hidraulike.

4. RENDIMENTI ENERGJETIK DHE ANALIZA E TIJ

4.1. Kuptimi themelor i energjisë

Energjia paraqet aftësinë e trupit për të kryer punë. Koncepti i energjisë është përdorur për herë të parë në mekanikë nga Newton në hipotezën e tij për energjinë kinetike dhe atë potenciale. Energjia është madhësi skalare e cila nuk mund të observohet por mund të matet dhe të vlerësohet me anë të matjeve indirekte. Zakonisht matjet paraqesin ndryshimin e energjisë sepse energjia absolute e cila përmbahet në një sistem është vështirë të llogaritet.

Energjia nuk humbet as nuk fitohet, por vetëm shndërrohet nga një formë në tjetrën. Në natyrë energjia gjendet në forma të ndryshme. Në termodinamikë, energjia klasifikohet në dy grupe të mëdha: energjia makroskopike dhe mikroskopike.

Energjia makroskopike paraqet grupin e energjive të cilat i përmban një sistem në krahasim me një objekt referues, siç janë energjia kinetike dhe potenciale. Ky grup i energjive është i lidhur me lëvizjen dhe ndikim i faktorëve të jashtëm siç janë forca gravitacionale, magnetike, elektrike, tensioni sipërfaqësor etj.

Energjia potenciale e një sistemi paraqet shumën e energjive gravitacionale, elektrike, centrifugale dhe magnetike që veprojnë një atë sistem, ndërsa energjia kinetike lidhet me lëvizjen e sistemit.

Energjia mikroskopike në këtë grup bëjnë pjesë energjitë të cilat janë të lidhura me strukturën molekulare të sistemit dhe nuk varen nga ndonjë fushë referuese. Shuma e energjive mikroskopike të një sistemi paraqet energjinë e brendshme. Energjia e brendshme varet nga vetitë e materialit të sistemit siç janë vetitë fizike dhe kimike të tij, po ashtu edhe nga faktorët e ambientit që ndikojnë në të siç janë temperatura, presionit fusha elektrike, magnetike etj. Energjia e brendshme mund të shfaqet në forma të ndryshme dhe atë në formë të energjisë mekanike, kimike, elektrike, magnetike, termike etj.

Energjia mekanike është energji e cila lidhet me lëvizjen dhe pozitën e trupave në natyrë.

Energjia kimike paraqet energjinë mikroskopike e cila lidhet me strukturën e brendshme të materies dhe lirohet gjatë ndryshimit të lidhjeve molekulare duke formuar kështu lidhje tjera.

Energjia termike paraqet energjinë e brendshme të sistemit e cila rritet me rritjen e temperaturës. Gjatë rritjes së temperaturës në sistem, rritet shpejtësia e lëvizjes së molekulave që rezulton me rritje të energjisë kinetike të tyre duke rritur energjinë termike të tërë sistemit.

Energjetika është lëmi e cila merret me metodat e shndërrimit të energjive potenciale të burimeve energjetike natyrore në forma të tjera të përshtatshme të energjisë për përdorim, si dhe gjetja e rrugëve më efektive për shfrytëzimin e kësaj energjie.

Konvertimi i energjive nga burimet natyrore siç janë energjia atomike, energjia nga lëndët djegëse konvencionale, hidroenergja, energjia diellore etj, në forma të përdorshme të energjisë realizohet me anë të pajisjeve përkatëse energjetike. Ky konvertim në rastet reale gjithmonë shoqërohet me humbje të energjisë për shkak të degradimit të energjisë në humbje termike.

Shndërrimi e energjisë kimike të lëndës djegëse në energji mekanike dhe më pas elektrike ka rëndësi të veçantë për zhvillimin industrial dhe shoqëror. Ky proces i shndërrimit realizohet në termoelektrocentrale.

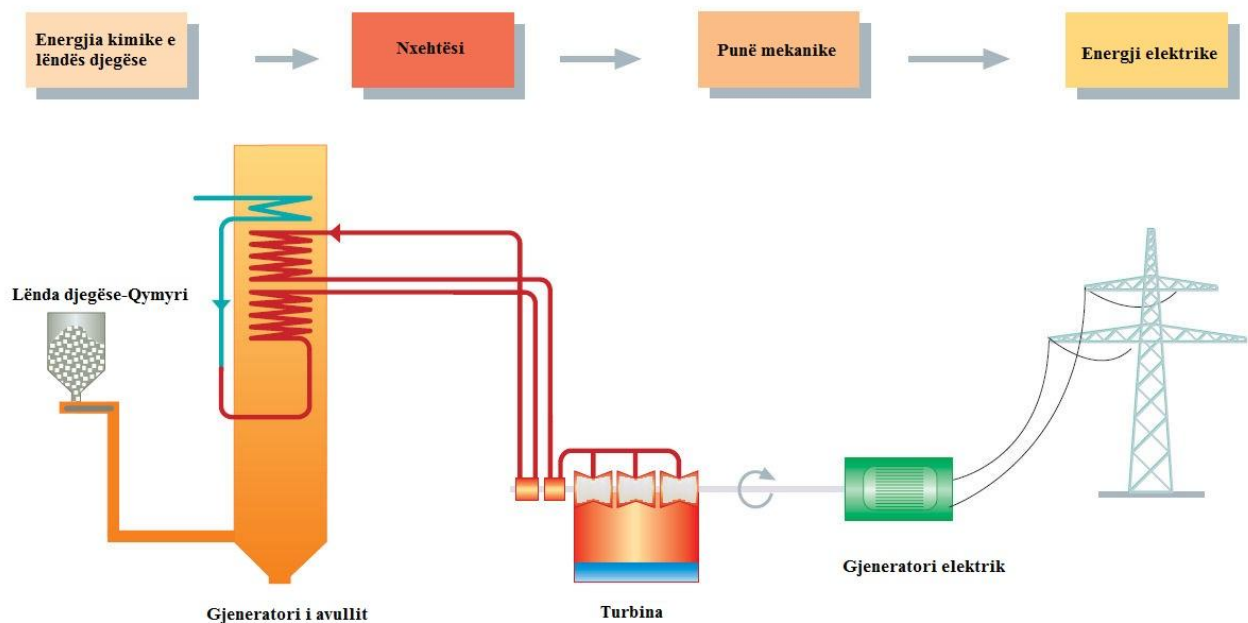


Fig.4.1. Konvertimi i energjisë në faza të ndryshme në termoelektrocentral. Shndërrimi nga energjia kimike e lëndës djegëse, në nxehtësi e cila më pas shndërrohet në punë mekanike dhe përfundimisht në energji elektrike

Konvertimi i energjisë termike të liruar nga lënda djegëse në energji mekanike, përkatësisht në energji elektrike bëhet me një koeficient konvencional të konvertimit që është i barabartë me $1/3 \approx 0.33$.

Për të mundësuar shfrytëzimin më racional të energjive të cilat merren nga burimet natyrore, ato fillimisht duhet ti nënshtrihen disa fazave përgatitore, siç janë:

- Nxjerrja e burimeve energjetike natyrore, transportimi i tyre dhe shpërndarja tek përdoruesi;
- Ndryshimi i bazës fiziko-kimike të burimeve energjetike me qëllim të përshtatjes dhe përmirësimit të gjendjes së tyre varësisht nga destinimi i përdorimit.;

-Ndryshimi i gjendjes fiziko-kimike dhe i gjendjes agregate të burimeve energjetike për përdorimin përfundimtar siç është rasti tek energjia mekanike, elektrike, avullit teknologjik etj;

-Faza e fundit përfshinë fazën e përdorimit përfundimtar të energjisë së burimeve natyrore për realizimin e të gjitha aktiviteteve praktike nga shfrytëzuesi i energjisë.

4.2. Ligji i parë i termodinamikës

Ligji i parë i termodinamikës paraqet ligjin mbi ruajtjen e energjisë. Për të prodhuar punë mekanike duhet të harxhohet një sasi ekuivalente energjie e një lloji tjetër.

Gjatë këmbimit të nxehtësisë në mes të një sistemi material të caktuar dhe ambientit të jashtëm, nxehtësia e harxhuar është ekuivalente me punën mekanike të prodhuar ose e kundërta. Pra:

$$Q = L \quad (4.1)$$

Kjo vlen në rastin kur sistemi në të cilin ndodh ndryshimi kthehet përsëri në gjendjen fillestare, pra kur bëhet fjalë për ciklet reversibile.

Nëse gjatë këmbimit të nxehtësisë përveç punës mekanike të prodhuar ndryshon edhe energjia e brendshme e sistemit, pra kemi të bëjmë me një cikël ireversibil, atëherë vlen shprehja:

$$Q_{1,2} = U_2 - U_1 + L_{1,2} \quad (4.2)$$

Me anë të kësaj shprehje paraqitet Ligji i parë i Termodinamikës, i cili tregon se nxehtësia e cila është futur në sistem shërben për rritjen e energjisë së brendshme të sistemit nga U_1 në U_2 si dhe për të kryer punë $L_{1,2}$.

Nëse sasia e nxehtësisë e cila hynë në sistem është shumë e vogël, atëherë për formimin e ekuacionit të Ligjit të parë përdoret forma diferenciale, e cila është:

$$dQ = dU + dL \quad (4.3)$$

Kur llogaritja e nxehtësisë që ndryshon energjinë e brendshme dhe prodhon punën e sistemit merret parasysh vetëm për njësinë e masës së atij, përkatësisht vlen për vetëm 1kg të asaj mase, atëherë shprehja e Ligjit të parë shkruhet me simbole të vogla:

$$dq = du + dl \quad (4.4)$$

Gazet gjatë rrjedhjes karakterizohen me posedimin e llojeve të ndryshme të energjisë siç janë: energjia e brendshme U , energjia kinetike e rrjedhjes $\left(\frac{m \cdot w^2}{2g}\right)$, puna mekanike e zhvendosjes së gazit $(m \cdot h)$, prandaj ekuacioni i Ligjit të parë shkruhet:

$$Q = U_2 - U_1 + m \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + (p_2 \cdot V_2 - p_1 \cdot V_1) + m(h_2 - h_1) \quad (4.5)$$

ku indekset 1 dhe 2 tregojnë gjendjen fillestare dhe përfundimtare të gazit që rrjedh.

Duke neglizhuar ndryshimin e energjisë kinetike dhe potenciale dhe duke zëvendësuar $i = u + p \cdot v$, del:

$$Q = m(i_2 - i_1) = I_2 - I_1 \quad (4.6)$$

që do të thotë se tek rrjedhja në tubacion puna mekanike është zero, ndërsa këmbimi i nxehtësisë me ambientin e jashtëm rezulton në ndryshimin e entalpisë së gazit.

4.3. Ligji i dytë i termodinamikës

Ligji i dytë i Termodinamikës vjen si plotësim i Ligjit të parë, sepse ky i fundit është i pamjaftueshëm për shpjegimin e problemit të transformimit të vazhdueshëm të nxehtësisë në punë mekanike. Ligji i dytë qartëson dallimin e kualitetit të formave të ndryshme të energjisë dhe sqaron pse disa procese ndodhin në mënyrë spontane ndërsa te disa tjera duhet të shpenzohet punë.

Duke shprehur anën cilësore të shndërrimit të nxehtësisë në punë ose të punës në nxehtësi, ligji i dytë përcakton veçorinë që ka energjia termike në krahasim me energjinë mekanike dhe me llojet tjera të energjisë. Po ashtu, me anë të tij del edhe përparësia e energjisë termike me temperaturë më të lartë, ndaj asaj me temperaturë më të ulët.

Lidhur me Ligjin e dytë të Termodinamikës janë dhënë disa postulate nga shkencëtarë të njohur:

1. Postulati i Klausiusit (1850) i cili thotë: "Nuk është e mundur të bëhet bartja e nxehtësisë vetvetiu nga një trup i ftohtë në një trup të nxehtë në mënyrë direkte apo indirekte". Pra, bartja e nxehtësisë në mënyrë spontane mund të ndodhë vetëm nga sistemi me temperaturë më të lartë kah ai me temperaturë më të ulët. Shembull konkret është se nuk mund të ndërtohet një frigorifer i cili do të punonte pa investuar punë.

2. Postulati i Kelvin-Plankut: "Nuk është e mundur që një sistem tërë sasinë e pranuar të nxehtësisë ta kthej në punë, pa pasur humbje" Përderisa shndërrimi i punës në sasi

ekuivalente të nxehtësisë është i mundur, shndërrimi i anasjelltë, pra i tërë nxehtësisë në punë nuk është i mundur. Pra, pajisjet termike reale nuk mund të kenë rendiment termik 100%.

3. Sipas postulatit të Thomsonit (1851): "*Nuk është e mundur të ndërtohet makina periodike nga e cila gjithmonë do të marrim punë mekanike me përdorimin e vetëm një burimi termik*" Pra, për të prodhuar punë mekanike është e nevojshme të kemi dy burime të nxehtësisë me temperatura të ndryshme, kushtimisht të kemi burimin e ftohtë dhe burimin e ngrohtë termik.

Ligji i dytë përfaqësohet me inekuacionin e Klausiusit, që tregon se entropia në fund të procesit është gjithmonë më e madhe ose e barabartë me gjendjen në fillim të procesit. Është e barabartë vetëm në rastet ideale të proceseve reversibile. Pra, formulimi matematikor është:

$$dS \geq \frac{dQ}{T} \quad (4.7)$$

ku janë: dS , kJ/K -diferenciali i entropisë së sistemit

dQ -sasia elementare e nxehtësisë të cilën sistemi e merr nga burimi i nxehtësisë

T , K -temperatura absolute

4.4. Cikli Karno

Cikli Karno është cikël ideal i cili zhvillohet në mënyrë reversibile. Ky cikël paraqet ciklin me rendiment më të lartë të mundshëm që lejohet sipas ligjeve të fizikes. Përbëhet nga dy proceseve adiabatike dhe dy proceseve izotermike. Përderisa Ligji i dytë i termodinamikës ka vërtetuar se nuk është e mundur që e tërë sasia e nxehtësisë që futet në sistem të kthehet në punë, cikli Karno definon kufijtë maksimal të përdorimit në mënyrë të dobishme të asaj nxehtësie.

Ciklin Karno për herë të parë e ka formuluar fizikanti i njohur francez Nicolas Léonard Sadi Carnot në librin e tij të vetëm të publikuar në vitin 1824.

Ky cikël përmban burimin dhe greminën termike të cilat duhet të kenë temperaturë konstante $T_b = const.$ dhe $T_g = const.$

Gjatë ndryshimi të gjendjes së 1 kg të lëndës punuese, puna dhe nxehtësia e këmbyer për proceset përkatëse janë:

Tek ekspansionit izotermik 1-2 futet sasia e nxehtësisë:

$$q_{1,2} = T(s_2 - s_1) = T \cdot \Delta s > 0 \quad (4.8)$$



Nicolas Léonard Sadi Carnot
(1796-1832)

Gjatë procesit të ekspansionit 2-3 sasia e nxehtësisë është $q_{2,3} = T(s_3 - s_2) = 0$ sepse procesi është adiabatik me $s = \text{const}$.

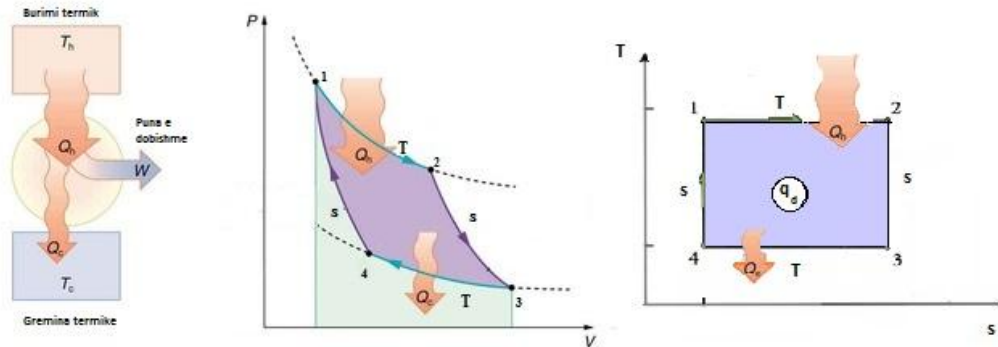


Fig.4.2. Paraqitja e ciklit Karno në diagramin p-v dhe T-s

Puna e fituar është:

$$l_{2,3} = u_2 - u_3 = c_v(T_2 - T_3) \quad (4.9)$$

Te procesi i komprimimit izotermik 3-4:

$$q_{3,4} = T_0(s_4 - s_3) = T \cdot \Delta s < 0 \quad (4.10)$$

$$l_{3,4} = q_{3,4} = R \cdot T_0 \cdot \ln \frac{v_4}{v_3} < 0 \quad (4.11)$$

Gjatë procesit 4-1 i cili është proces komprimimit adiabatik kemi:

$$q_{4,1} = 0$$

$$l_{4,1} = u_4 - u_1 = c_v(T_4 - T_1) < 0 \quad (4.12)$$

Puna e dobishme e fituar në cikël paraqet diferencën në mes të nxehtësisë së investuar që futet në sistem ndaj asaj të shpenzuar që nxirret nga sistemi, pra:

$$l_d = q_f - q_n = \text{sip} (1, 2, 3, 4) \quad (4.13)$$

Shkalla e shfrytëzimit termodinamik apo rendimenti i ciklit Karno është:

$$\eta_t = \frac{q_f - |q_n|}{q_f} = \frac{q_d}{q_f} = \frac{l_d}{q_f} = \frac{(T - T_0)\Delta s}{T \cdot \Delta s} = \frac{T - T_0}{T} = 1 - \frac{T_0}{T} \quad (4.14)$$

Nga ky ekuacion konkludohet që rendimenti i ciklit Karno nuk varet nga lënda punuese, por vetëm nga temperatura maksimale dhe minimale e ciklit.

Sa i përket ciklit Karno te motorët me avull uji, ky cikël realizohet në zonën e avullit të ngopur në mes të $x=0$ dhe $x=1$. Futja e nxehtësisë në sistem bëhet duke realizuar vlimin e lëndës punuese, përkatësisht ujit, pastaj realizohet zgjerimi i avullit të fituar në turbinën e avullit, ku energjia termike e avullit shndërrohet në energji mekanike pas vënies në lëvizje të lopatave të turbinës. Avulli vazhdon në procesin e kondensimit dhe cikli përmbyllet me komprimimin adiabatik të avullit të lëngët në kompresor.

Puna e dobishme e prodhuar nga ky cikël është:

$$l_d = q_1 - q_2 = (i_1 - i_2) - (i_4 - i_3) \quad (4.15)$$

Ndërsa rendimenti termik i ciklit është:

$$\eta_t = \frac{ld}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{(i_1 - i_2) - (i_4 - i_3)}{(i_1 - i_2)} \quad (4.16)$$

4.5. Cikli Rankin

Ciklin Rankin e ka formuluar fizikanti i njohur scocez Rankine si modifikim i ciklit ideal Karno, ku mundësohet konvertimi i nxehtësisë në punë mekanike kur lënda punuese i nënshtrohet ndryshimeve fazore.

Cikli Rankin paraqet një formë të ciklin Karno, mirëpo ndryshimi qëndron në faktin se kondensimi i lëngut punues është i plotë pra deri te $x=0$. Cikli i tillë, me kondensim të plotë të avullit por me rendiment termik më të ulët se cikli ideal Karno, ka temperaturë ekuivalente maksimale të avullit. Shtypja e mediumit punues zëvendësohet nga kompresori në pompë si një pajisje kompakte që shpenzon më pak energji se kompresori.



William John Macquorn Rankine
(1820-1872)

Termoelektrocentralet bazohen në parimin e punës së ciklit Rankin. Në figurën e mëposhtme është paraqitur skema e thjeshtësuar e punës. Pjesët përbërëse kryesore janë gjeneratori i avullit, turbina, kondensatori, pompat, gjeneratori elektrik etj.

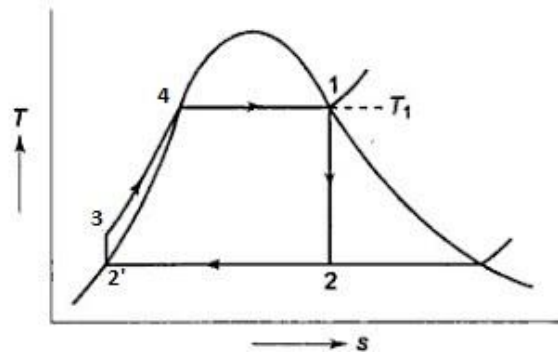


Fig.4.3. Cikli i thjeshtë Rankin

Për të rritur efikasitetin e ciklit të punës këtij sistemi i shtohen edhe pajisje tjera siç janë tejnxehtësit, ritejnxehtësit etj.

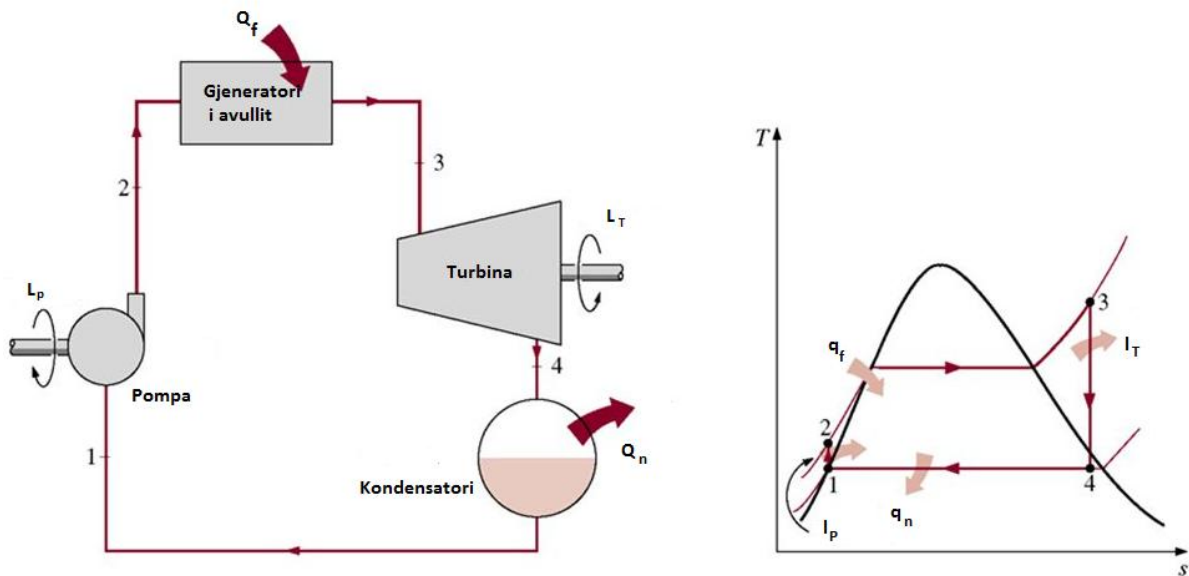


Fig.4.4. Cikli Rankin me tejnxehtë të avullit

Duke u nisur nga shprehja e përgjithshme e përcaktimit të rendimentit termik për cikël reversibil Rankin, mund të shkruhet:

$$\eta_{t,R} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{(i_1 - i_3) - (i_2 - i_{2'})}{i_1 - i_3} = \frac{(i_1 - i_2) - (i_3 - i_{2'})}{i_1 - i_3} = \frac{l_{t,T} - l_{t,P}}{q_1} = \frac{l_t}{q_1} \quad (4.17)$$

ku janë:

q_1 - nxehtësia e marrë nga burimi i nxehtë

q_2 -nxehtësia që i jepet burimit të ftohtë

$l_{t,T}$ -puna teknike e prodhuar në turbinë

$l_{t,p}$ -puna teknike e shpenzuar në pompë

l_t -puna e realizuar në cikël.

4.6. Bilancet termodinamike të cikleve

Bilancet termodinamike të cikleve mund të jenë bilance energjetike apo termike, bilanc eksergjetik dhe bilanc entropik.

4.6.1. Bilanci energjetik (bilanci termik)

Mungesa e ekuilibrit mekanik në një sistem shkakton humbje të energjisë. Bilanci termik merr në konsiderim këto humbje, si dhe bënë përcaktimin e humbjeve tjera brenda sistemit termodinamik të cilat vijnë si pasojë e ireversibilitetit të brendshëm. Me faktin që bilanci termik konsideron vetëm humbjet brenda sistemit ndërsa jo ato që ndodhin në kufijtë e sistemit apo për shkak të ireversibilitetit të jashtëm, shtrimi i këtij bilanci është i nevojshëm por jo edhe i mjaftueshëm për atë sistem.

Nxehtësia e dobishme e cila fitohet nga cikli për nxehtësinë të futur në cikël varet nga rendimenti termik i ciklit. Ky rendiment varet nga temperatura e burimit termik dhe greminës termike. Pra sa më e lartë të jetë temperatura e burimit termik, apo sa më e ulët të jetë temperatura e greminës termike, shkalla e shfrytëzimit të nxehtësisë do të jetë më e madhe.

Nxehtësia e dobishme mund të shkruhet me:

$$Q_d = Q_f - Q_n = \oint dQ = \oint dL = L_d = L_{ci} + Q_j + \sum_i \Delta L_i$$

(4.18)

Ku janë:

L_{ci} - puna e ciklit me procese ireversibile (puna reale e ciklit);

Q_j - humbjet e nxehtësisë në ambientin e jashtëm;

$\sum \Delta L_i$ -humbjet e punës të shkaktuara nga ireversibiliteti i brendshëm.

Rendimenti absolut i ciklit e shpreh efektivitetin real të ciklit dhe përcaktohet me shprehjen:

$$n_i = \eta_{ci} = \frac{L_{ci}}{Q_f} = \frac{L_c - Q_j - \sum \Delta L_i}{Q_f} = \frac{Q_f - Q_n - Q_j - \sum \Delta L_i}{Q_f} \quad (4.19)$$

ose

$$\eta_i = \frac{L_{ci}}{Q_f} = \frac{L_{ci}}{L_c} \cdot \frac{L_c}{Q_f} = \eta_{c,ri} \cdot \eta_t \quad (4.20)$$

ku $\eta_{c,ri} = \frac{L_{ci}}{L_c}$ paraqet raportin në mes të punës së fituar nga cikli me procese ireversibile ndaj punës që do të fitohej me procese reversibile.

Nga ligji i parë i termodinamikës në formën e dytë del se nxehtësia e cila sillet në cikël shpenzohet pjesërisht për ndryshimin e entalpisë dhe pjesërisht për të kryer punë teknike, pra:

$$\int_1^2 dQ = \int_1^2 di + \int_1^2 dl_t \quad (4.21)$$

Kështu përfundimisht përfitohet shprehja për nxehtësinë që futet në sistem:

$$Q_f = I_{2i} - I_1 + L_{t1,2} = I_{2i} - I_1 + L_{ti} + Q_j + \sum \Delta L_i \quad (4.22)$$

Bilanci material dhe termik gjen aplikim shumë të madh gjatë kalkulimit të shfrytëzimit të nxehtësisë në mënyrë të dobishme. Në vazhdim janë paraqitur bilancet për pajisjet e bllokut A2 të termoelektrocentralit Kosova A.

4.7. Llogaritja e bilanceve termike të ngrohësve rigjenerativ të ujit ushqyes të bllokut A2

Për të mundësuar rritjen e rendimentit termik të bllokut A2, në sistem janë vendosur katër ngrohës rigjenerativ të ujit ushqyes. Në këta ngrohës uji ushqyes i cili vjen nga kondensatori ngrohet duke shfrytëzuar avullin nga marrjet e turbinës dhe jo nga ndonjë burim i jashtëm. Gjithsej në bllokun A2 janë pesë marrje të avullit, dhe atë tri nga turbina me presion të lartë nga të cilat dy shkojnë në ngrohës rigjenerativ dhe njëra në dearator dhe dy marrje tjera nga turbina me presion të ulët për dy ngrohës tjerë rigjenerativ. Këta ngrohës rigjenerativ janë këmbyes të nxehtësisë të tipit sipërfaqësorë, pra pa përzierje të fluideve.

Llogaritja e nxehtësave regjenerativ zakonisht fillon nga nxehtësi i presionit të lartë nga i cili kondensati futet në ekonomaizerin e gjeneratorit të avullit. Në vazhdim është dhënë analizimi i bilanceve termike dhe materiale për secilin ngrohës rigjenerativ, duke gjetur edhe sasinë e avullit për secilën marrje nga turbina.

4.7.1. Bilanci termik i ngrohësit rigjenerativ të presionit të lartë N4

Parametrat termik të ngrohësit rigjenerativ N4		
Parametrat termik të ujit ushqyes në hyrje të ngrohësit rigjenerativ N4	Parametrat termik të ujit ushqyes në dalje të ngrohësit rigjenerativ N4	Parametrat termik të avullit nga marrja m ₅
$i_4^h = 840 \text{ kJ/kg}$	$i_4^d = 1015 \text{ kJ/kg}$	$p = 36 \text{ bar}$
$t_4^h = 196^\circ \text{C}$	$t_4^d = 235^\circ \text{C}$	$t_{m5} = 380^\circ \text{C}$
		$i_{m5} = 3174.5 \text{ kJ/kg}$
		$m_{m5} = 38 \text{ t/h}$

Për $p=36 \text{ bar}$ dhe $x=0$, nga tabela për ujë në gjendje vlimi gjendet $i_4 = 1057.6 \text{ kJ/kg}$

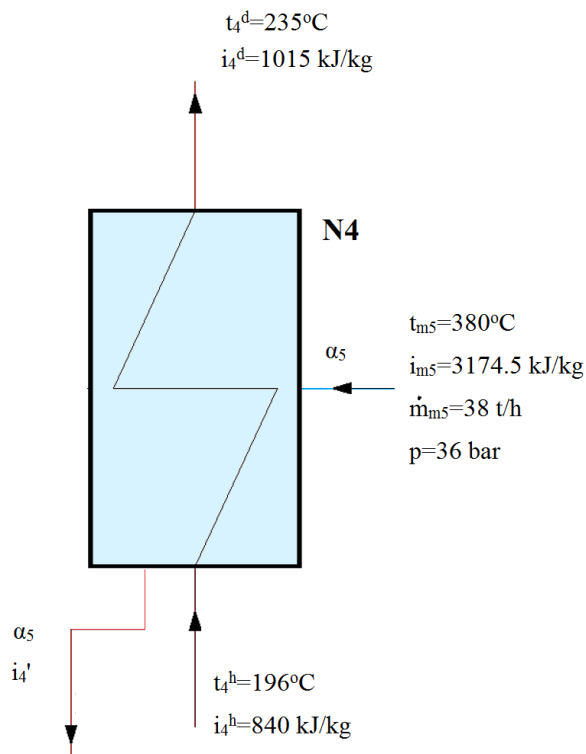


Fig.4.5. Ngrohësi rigjenerativ i presionit të lartë N4

Nga bilanci energjetik i nxehësit regjenerativ N4 kemi:

$$\alpha_5 (i_{m5} - i_4) = i_4^d - i_4^h$$

Nga kjo fitohet shprehja:

$$\alpha_5 = \frac{i_4^d - i_4^h}{i_{m5} - i_4}$$

Nga e cila pas zëvendësimit të vlerave numerike të cilat merren nga tabela për ngrohësin regjenerativ të presionit të lartë N4, fitohet vlera e marrjes së avullit e cila është:

$$\alpha_5 = \frac{i_4^d - i_4^h}{i_{m5} - i_4} = \frac{1015 - 840}{3174.5 - 1057.6} = \frac{175}{2116.9} = 0.082668 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$$

4.7.2. Bilanci termik i ngrohësit rigjenerativ të presionit të lartë N3

Parametrat termik të ngrohësit rigjenerativ N3			
Parametrat termik të ujit ushqyes në hyrje të ngrohësit rigjenerativ N3	Parametrat termik të ujit ushqyes në dalje të ngrohësit rigjenerativ N3	Parametrat termik të avullit nga marrja m ₄	Parametrat termik të përzierjes që del nga ngrohësi paraprak N4
$i_3^h = 666.5 \text{ kJ/kg}$	$i_3^d = 840 \text{ kJ/kg}$	$p = 17 \text{ bar}$	$i_4 = 1057.6 \text{ kJ/kg}$
$t_3^h = 156^\circ \text{ C}$	$t_3^d = 196^\circ \text{ C}$	$t_{m4} = 302^\circ \text{ C}$	$m_{m5} = 38 \text{ t/h}$
		$i_{m4} = 3037.25 \text{ kJ/kg}$	
		$m_{m4} = 29 \text{ t/h}$	

Pasi që brenda ngrohësit rigjenerativ bëhet përzierja e avujve me presion të ndryshëm, presioni i përzierjes përcaktohet si mesatarja gjeometrike e presioneve përkatëse. Kështu merret mesatarja gjeometrike dhe arrihen vlerat optimale të ngrohjeve rigjenerative:

$$p = \sqrt{p_{m4} \cdot p_{m5}} = \sqrt{17 \cdot 36} = 24.74 \text{ bar}$$

Për p=24.74 bar dhe x=0 nga tabela për ujë në gjendje vlimi gjendet: $i_3 = 959.402 \text{ kJ/kg}$

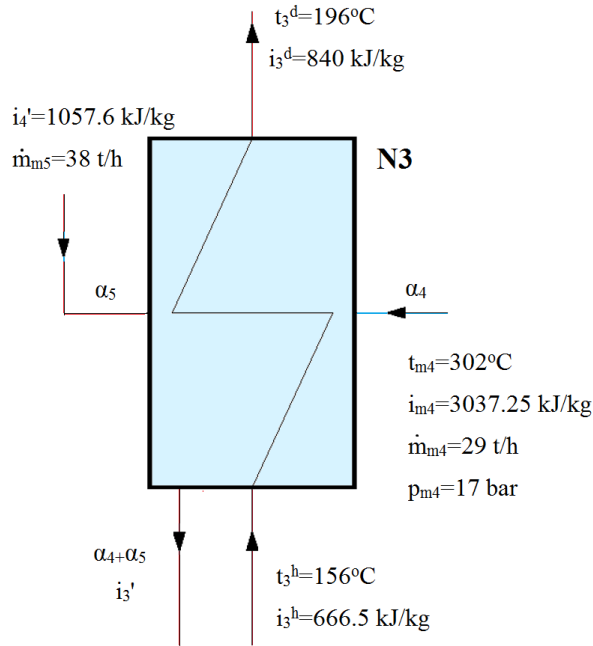


Fig.4.6. Ngrohësi rigjenerativ me presion të lartë N3

Shtrohet bilanci energjetik për ngrohësin rigjenerativ me presion të lartë N3 dhe fitohet:

$$\alpha_4 \cdot i_{m4} + \alpha_5 \cdot i_4 - (\alpha_4 + \alpha_5) \cdot i_3 = i_3^d - i_3^h$$

Nga ky barazim del shprehja:

$$\alpha_4 = \frac{i_3^d - i_3^h + \alpha_5 (i_3 - i_4)}{i_{m4} - i_3}$$

Pas zëvendësimit të vlerave fitohet:

$$\alpha_4 = \frac{i_3^d - i_3^h + \alpha_5 (i_3 - i_4)}{i_{m4} - i_3} = \frac{840 - 666.5 + 0.082668 (959.402 - 1057.6)}{3037.25 - 959.402} = 0.079593 \frac{kg}{kg}$$

4.7.3. Bilanci termik i degazuesit

Parametrat termik të degazuesit	
$\dot{m} = 536 \text{ t/h}$	$t = 156^\circ\text{C}$
$p = 5.5 \text{ bar}$	$i = 655.88 \text{ kJ/kg}$

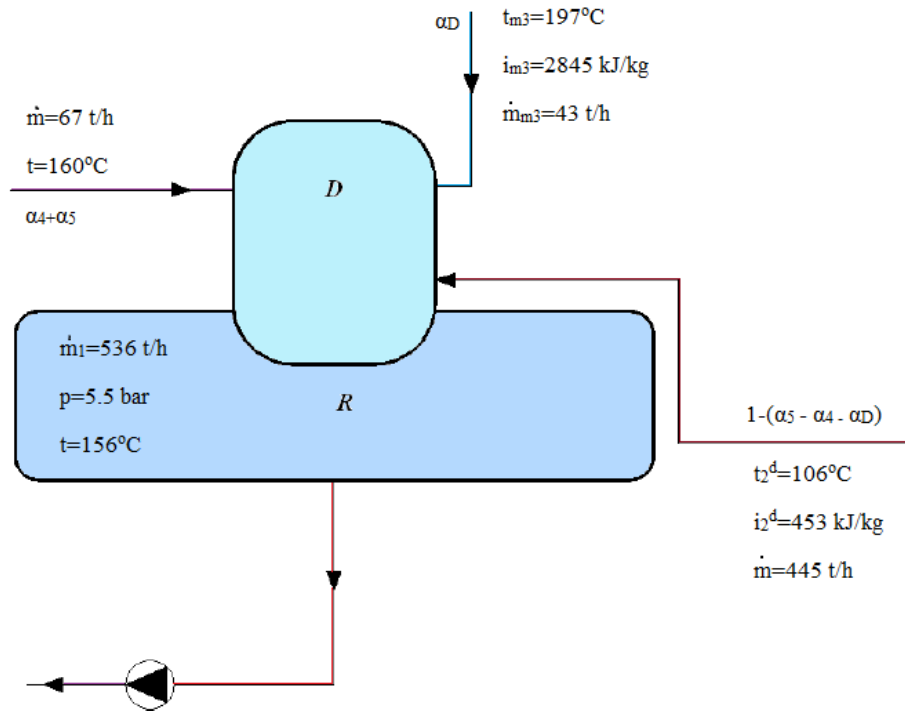


Fig.4.7. Degazuesi

Ekuacioni i bilancit termik të degazuesit është:

$$[1 - (\alpha_5 + \alpha_4 + \alpha_D)] \cdot i_2^d + \alpha_D \cdot i_{m3} + (\alpha_4 + \alpha_5) \cdot i_3 = i$$

Nga kjo shprehje del barazimi i marrjes së avullit për dearator e cila është:

$$\alpha_D = \frac{i - (\alpha_4 + \alpha_5) \cdot i_3 - i_2^d (1 - \alpha_5 - \alpha_4)}{i_{m3} - i_2^d}$$

Me zëvendësimin e vlerave fitohet:

$$\alpha_D = \frac{i - (\alpha_4 + \alpha_5) \cdot i_3 - i_2^d (1 - \alpha_5 - \alpha_4)}{i_{m3} - i_2^d}$$

$$= \frac{655.88 - (0.079593 + 0.082668) \cdot 959.402 - 453(1 - 0.082668 - 0.07959)}{2845 - 453} = 0.051463 \frac{kg}{kg}$$

4.7.4. Bilanci termik i ngrohësit rigjenerativ të presionit të ulët N2

Parametrat termik të ngrohësit rigjenerativ N2			
Parametrat termik të ujit ushqyes në hyrje të ngrohësit rigjenerativ N2	Parametrat termik të ujit ushqyes në dalje të ngrohësit rigjenerativ N2	Parametrat termik të avullit nga marrja m_2	Parametrat termik të kondensatit në dalje të ngrohësit N2
$i_2^h = 310 \text{ kJ/kg}$	$i_2^d = 453 \text{ kJ/kg}$	$p_{m2} = 1.7 \text{ bar}$	$t_2 = 107^\circ\text{C}$
$t_2^h = 74^\circ\text{C}$	$t_2^d = 106^\circ\text{C}$	$t_{m2} = 115^\circ\text{C}$	$i_2 = 483.22 \text{ kJ/kg}$
$\dot{m} = 445 \text{ t/h}$		$i_{m2} = 2633 \text{ kJ/kg}$	
		$\dot{m}_{m2} = 22 \text{ t/h}$	

Për $p_{m2} = 1.7 \text{ bar}$ dhe $x=0$ nga tabela për ujin në gjendje vlimi kemi gjejmë $i_2 = 483.22 \text{ kJ/kg}$.

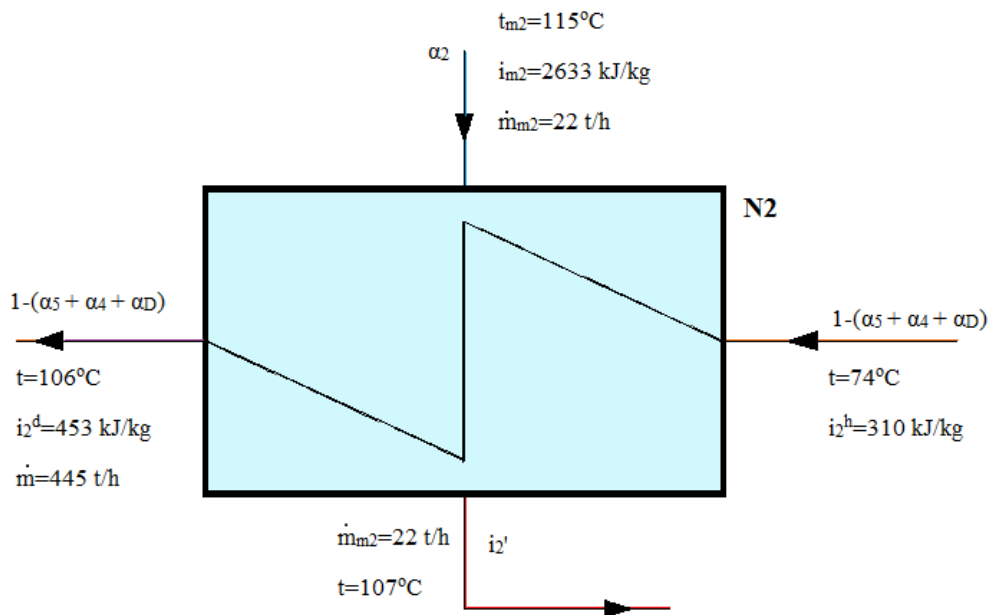


Fig.4.8. Ngrohësi rigjenerativ me presion të ulët N2.

Shtrohet bilanci i energjisë i regjeneratorit me presion të ulët N2:

$$\alpha_2 (i_{m2} - i_2) = [1 - (\alpha_5 + \alpha_4 + \alpha_D)] \cdot (i_2^d - i_2^h)$$

Pas rregullimit të kësaj shprehje fitohet :

$$\alpha_2 = \frac{[1 - (\alpha_5 + \alpha_4 + \alpha_D)] \cdot (i_2^d - i_2^h)}{i_{m2} - i_2^h}$$

Më pas bëhet zëvendësimi i vlerave nga tabela e të dhënave në ekuacionin e fituar:

$$\alpha_2 = \frac{[1 - (\alpha_5 + \alpha_4 + \alpha_D)] \cdot (i_2^d - i_2^h)}{i_{m2} - i_2^h} = \frac{[1 - (0.082668 + 0.079593 + 0.051463)] \cdot (453 - 310)}{2633 - 483.22} = 0.0523018 \frac{kg}{kg}$$

4.7.5. Bilanci termik i ngrohësit rigjenerativ të presionit të ulët N1

Parametrat termik të ngrohësit rigjenerativ N1				
Parametrat termik të ujit ushqyes në hyrje të ngrohësit rigjenerativ N2	Parametrat termik të ujit ushqyes në dalje të ngrohësit rigjenerativ N2	Parametrat termik të avullit nga marrja m ₂	Parametrat termik të kondensatit nga ngrohësi paraprak N2	Parametrat termik të kondensatit në dalje të ngrohësit N1
$i_1^h = 180.21 \text{ kJ/kg}$	$i_1^d = 310 \text{ kJ/kg}$	$i_{m1} = 2535 \text{ kJ/kg}$	$t = 107^\circ\text{C}$	$t_1 = 76^\circ\text{C}$
$t_1^h = 43^\circ\text{C}$	$t_1^d = 74^\circ\text{C}$	$t_{m1} = 84^\circ\text{C}$	$\dot{m}_{m2} = 22 \text{ t/h}$	$\dot{m}_{1d} = 49 \text{ t/h}$
		$\dot{m}_{m1} = 27 \text{ t/h}$		
		$p_{m1} = 0.55 \text{ bar}$		

Me që edhe brenda këtij ngrohësi rigjenerativ bëhet përzierja e avujve me presion të ndryshëm, presioni i përzierjes përcaktohet si mesatarja gjeometrike e presioneve përkatëse. Kështu merret mesatarja gjeometrike dhe arrihen vlerat optimale të ngrohjeve rigjenerative:

$$p = \sqrt{p_{m1} \cdot p_{m2}} = \sqrt{0.55 \cdot 1.7} = 0.967 \text{ bar}$$

Për presionin $p=0.967\text{bar}$ dhe $x=0$ fitohet entalpia $i_1 = 413.49 \text{ kJ/kg}$

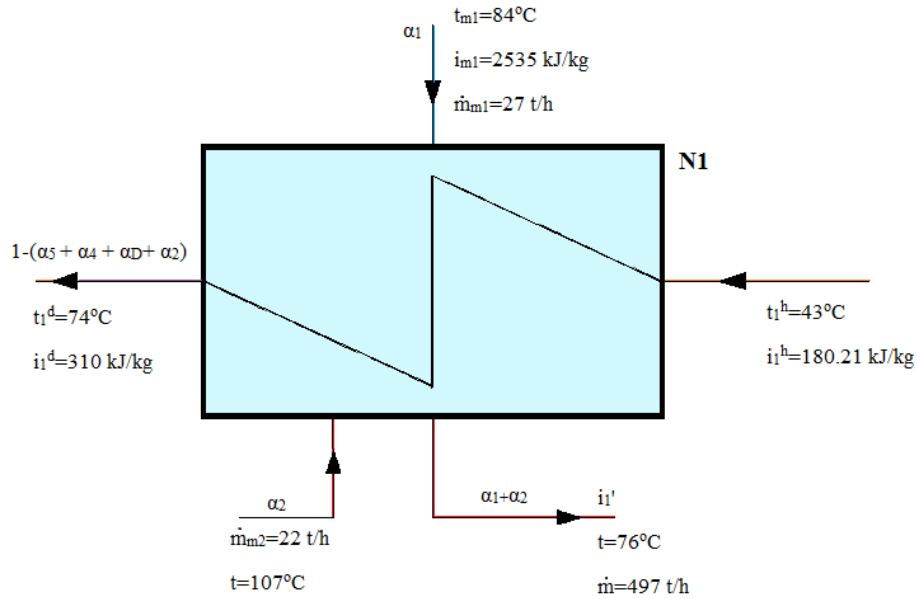


Fig. 4.9. Ngrohësi rigjenerativ me presion të ulët N1

Bilanci energjetik për këtë ngrohës rigjenerativ me presion të ulët është:

$$\alpha_1 (i_{m1} - i_1) = [1 - (\alpha_5 + \alpha_4 + \alpha_D + \alpha_2)] \cdot (i_1^d - i_1^h)$$

Nga ky barazim del fitohet shprehja:

$$\alpha_1 = \frac{[1 - (\alpha_5 + \alpha_4 + \alpha_D + \alpha_2)] \cdot (i_1^d - i_1^h)}{(i_{m1} - i_1)}$$

Dhe pas zëvendësimit të vlerave nga tabela përfundimisht fitohet vlera:

$$\alpha_1 = \frac{[1 - (\alpha_5 + \alpha_4 + \alpha_D + \alpha_2)] \cdot (i_1^d - i_1^h)}{(i_{m1} - i_1)}$$

$$= \frac{[1 - (0.082668 + 0.0795993 + 0.051463 + 0.0523018)] \cdot (310 - 180.21)}{2535 - 413.49} = 0.044903 \frac{kg}{kg}$$

4.8. Rendimenti termik i ciklit të punës së Bllokut A2

Rendimenti termik i ciklit të punës së këtij blloku paraqet raportin në mes të nxehtësisë së dobishme që fitohet nga cikli, ndaj nxehtësisë e cila është investuar apo futur në cikël. Pra:

$$\eta_t = \frac{q_f - q_n}{q_f} = \frac{(i_1 - i_4) - (i_{2i} - i_3)}{i_1 - i_4} = \frac{i_1 - i_{2i} - (i_4 - i_3)}{i_1 - i_4} = \frac{H_o - H_p}{q_k} \quad (4.23)$$

Ku janë:

q_f - nxehtësia e cila futet në cikël;

q_n - nxehtësia e cila nxirret nga cikli gjatë kondensimit të avullit në kondensator;

H_o - rënia termike adiabatike e avullit i cili futet në turbinë;

H_i - rënia termike e avullit që futet në turbinë duke konsideruar edhe humbjet në turbinë;

H_p - energjia e shpenzuar nga pompa.

Energjia e shpenzuar nga pompa për shkak të vlerës së ulët në krahasim me tjerat, gjatë kalkulimeve mund të neglizhohet $H_p = 0$ dhe kështu mbetet:

$$\eta_t = \frac{H_o}{q_k} \quad (4.24)$$

Shkalla e shfrytëzimit të brendshëm të turbinës paraqitet me raportin në mes të rënies termike reale ndaj asaj teorike:

$$\eta_i = \frac{H_i}{H_o} \quad (4.25)$$

Rendimenti absolut i brendshëm i turbinës është i barabartë me:

$$\eta_{oi} = \eta_t \cdot \eta_i = \frac{H_o}{q_k} \cdot \frac{H_i}{H_o} = \frac{H_i}{q_k} \quad (4.26)$$

Shkalla e shfrytëzimit efektiv të turbinës paraqet raportin në mes të fuqisë efektive të turbinës dhe fuqisë teorike të turbinës, pra:

$$\eta_e = \frac{N_e}{N_0} = \frac{N_i \cdot \eta_m}{N_0} = \frac{\eta_i \cdot N_0 \cdot \eta_m}{N_0} = \eta_i \cdot \eta_m \quad (4.27)$$

ku:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} \approx (0.97 \div 0.99)\text{-është rendimenti mekanik.}$$

Rendimenti absolut efektiv i shfrytëzimit të ciklit teorik është:

$$\eta_{ef} = \frac{N_e}{q_k} \cdot \eta_e = \eta_t \cdot \eta_i \cdot \eta_m = \eta_t \cdot \eta_e \quad (4.28)$$

Rendimenti i gjeneratorit elektrik paraqet raportin në mes të fuqisë së gjeneratorit elektrik dhe fuqisë efektive të turbinës:

$$\eta_{ge} = \frac{N_g}{N_e} \quad (4.29)$$

Rendimenti elektrik shpreh raportin në mes të fuqisë së gjeneratorit dhe fuqisë teorike:

$$\eta_{el} = \frac{N_g}{N_0} = \frac{N_e \cdot \eta_i \cdot \eta_m}{N_0} \cdot \eta_{ge} = \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_{ge} \quad (4.30)$$

Rendimenti i ciklit të punës shprehet me:

$$\eta_c = \frac{N_g}{q_k} = \frac{N_0 \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_{ge}}{q_k} = \eta_t \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_{ge} = \eta_t \cdot \eta_{el} \quad (4.31)$$

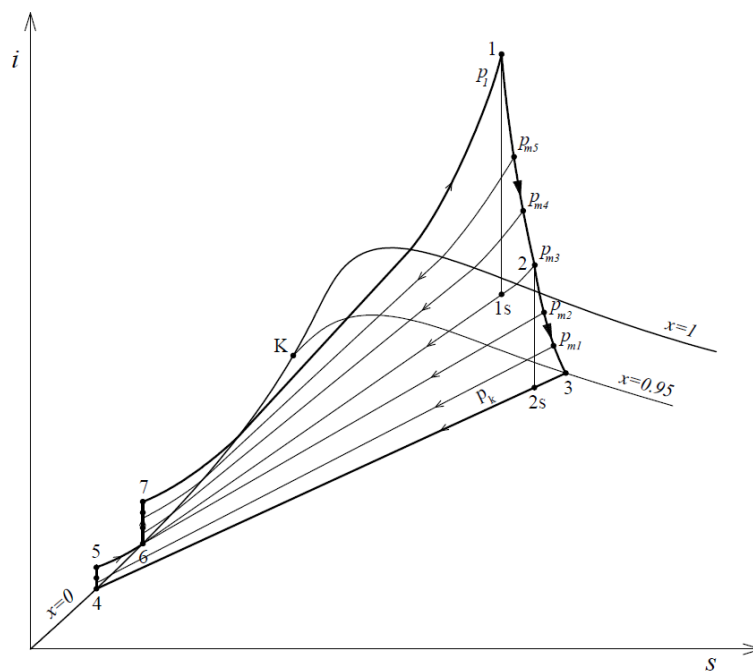


Fig. 4.10. Diagrami i-s i skemës termike të bllokut të termoelektrocentralit Kosova A2

Tab.1. Parametrat termik të avullit të ujit të bllokut të TEC Kosova A2

TPL	Në hyrje	Në dalje
Presioni, p	$p_1 = 113 \text{ bar}$	$P_2 = 5.8 \text{ bar}$
Temperatura, t	$t_1 = 535 \text{ }^\circ\text{C}$	$t_2 = 197 \text{ }^\circ\text{C}$
Entalpia, i	$i_1 = 3450 \text{ kJ/kg}$	$i_2 = 2845 \text{ kJ/kg}$
Prurja e avullit, m	$m_1 = 540 \text{ t/h}$	$m_2 = 430 \text{ t/h}$
TPU	Në hyrje	Në dalje
Presioni, p	$p_2 = 5.8 \text{ bar}$	$p_3 = 0.0876 \text{ bar}$
Temperatura, t	$t_2 = 197 \text{ }^\circ\text{C}$	$t_3 = 43 \text{ }^\circ\text{C}$
Entalpia, i	$i_2 = 2845 \text{ kJ/kg}$	$i_3 = 2480 \text{ kJ/kg}$
Prurja e avullit, m	$m_2 = 426 \text{ t/h}$	$m_3 = 381 \text{ t/h}$

Tab.2. Parametrat e avullit të ujit në marrjet rigjenerative të avullit të ujit në turbinën e TEC Kosova A2

Nr. marrjeve	i	Presioni marrjes	Temperatura e marrjes	Entalpia	Prurja e avullit nga marrjet
5		$p_{m5} = 36 \text{ bar}$	$t_{m5} = 380 \text{ }^\circ\text{C}$	$i_{m5} = 3174.5 \text{ kJ/kg}$	$m_{m5} = 38 \text{ t/h}$
4		$p_{m4} = 17 \text{ bar}$	$t_{m4} = 302 \text{ }^\circ\text{C}$	$i_{m4} = 3037.25 \text{ kJ/kg}$	$m_{m4} = 29 \text{ t/h}$
3		$p_{m3} = 5.8 \text{ bar}$	$t_{m3} = 197 \text{ }^\circ\text{C}$	$i_{m3} = 2845 \text{ kJ/kg}$	$m_{m3} = 43 \text{ t/h}$
2		$p_{m2} = 1.7 \text{ bar}$	$t_{m2} = 115 \text{ }^\circ\text{C}$	$i_{m2} = 2633 \text{ kJ/kg}$	$m_{m2} = 22 \text{ t/h}$
1		$p_{m1} = 0.55 \text{ bar}$	$t_{m1} = 84 \text{ }^\circ\text{C}$	$i_{m1} = 2535 \text{ kJ/kg}$	$m_{m1} = 27 \text{ t/h}$

4.8.1. Rëniet termike të avullit në turbinë

4.8.1.1. Rëniet termike në turbinë deri te marrjet e avullit për ngrohjen rigjenerative të ujit ushqyes

Rënia termike nga hyrja e avullit në turbinë deri te marrja e parë e presionit të lartë është:

$$h_{i1} = i_1 - i_{m5} = 3450 - 3174.5 = 275.5 \text{ kJ/kg}$$

Rënia termike e avullit nga marrja m_5 deri në marrjen e avullit m_4 është:

$$h_{i2} = i_{m5} - i_{m4} = 3174.5 - 3037.25 = 137.25 \text{ kJ/kg}$$

Rënia termike e avullit nga marrja m_4 deri në marrjen e avullit m_3 është:

$$h_{i3} = i_{m4} - i_{m3} = i_{m4} - i_2 = 3037.25 - 2845 = 192.25 \text{ kJ/kg}$$

Rënia termike e avullit nga hyrja në turbinën e presionit të lartë deri në dalje të saj:

$$h_{i4} = i_{m3} - i_{m2} = i_2 - i_{m2} = 2845 - 2633 = 212 \text{ kJ/kg}$$

Rënia termike e avullit nga marrja m_2 deri te marrja m_1 është:

$$h_{i5} = i_{m2} - i_{m1} = 2633 - 2535 = 98 \text{ kJ/kg}$$

Rënia termike e avullit nga marrja m_1 deri në marrjen e avullit m_k është:

$$h_{i6} = i_{m1} - i_3 = 2535 - 2450 = 85 \text{ kJ/kg}$$

4.8.2. Puna reale në turbinë

Puna reale në turbinë shprehet me anë të ekuacionit:

$$l_d = h_{i1} + (1 - \alpha_5) \cdot h_{i2} + [1 - (\alpha_5 + \alpha_4)] \cdot h_{i3} + [1 - (\alpha_5 + \alpha_4 + \alpha_3)] \cdot h_{i4} + [1 - (\alpha_5 + \alpha_4 + \alpha_3 + \alpha_2)] \cdot h_{i5} \\ + [1 - (\alpha_5 + \alpha_4 + \alpha_3 + \alpha_2 + \alpha_1)] \cdot h_{i6}$$

Ku janë:

$$\alpha_1 = 0.044903 \text{ kg/kg};$$

$$\alpha_2 = 0.052302 \text{ kg/kg};$$

$$\alpha_D = 0.051463 \text{ kg/kg};$$

$$\alpha_4 = 0.079593 \text{ kg/kg};$$

$$\alpha_5 = 0.082668 \text{ kg/kg}$$

Pas zëvendësimit të të dhënave fitohet:

$$\begin{aligned}
 l_d &= h_{i1} + (1 - \alpha_5) \cdot h_{i2} + [1 - (\alpha_5 + \alpha_4)] \cdot h_{i3} + [1 - (\alpha_5 + \alpha_4 + \alpha_3)] \cdot h_{i4} \\
 &+ [1 - (\alpha_5 + \alpha_4 + \alpha_3 + \alpha_2)] \cdot h_{i5} + [1 - (\alpha_5 + \alpha_4 + \alpha_3 + \alpha_2 + \alpha_1)] \cdot h_{i6} \\
 &= 275.5 + (1 - 0.082668) \cdot 137.25 + [1 - (0.082668 + 0.079593)] \cdot 192.25 \\
 &+ [1 - (0.082668 + 0.079593 + 0.05146)] \cdot 212 \\
 &+ [1 - (0.082668 + 0.079593 + 0.05146 + 0.0523018)] \cdot 98 \\
 &+ [1 - (0.082668 + 0.079593 + 0.05146 + 0.0523018 + 0.044903)] \cdot 55 \\
 &= 275.5 + 125.9038 + (1 - 0.162261) \cdot 192.25 + (1 - 0.213721) \cdot 212 \\
 &+ (1 - 0.2660228) \cdot 98 + (1 - 0.3109258) \cdot 55 = 859.65 \text{ kJ/kg}
 \end{aligned}$$

4.8.3. Parametrat e avullit te turbina e presionit të lartë për tërë sasinë e fluidit punues

Turbina e presionit të lartë ka gjithsej tri marrje të avullit, dy prej të cilave përdoren për ngrohjen rigjenerative të ujit ushqyes në ngrohës regjenerativ dhe njëra marrje përdoret për dearator.

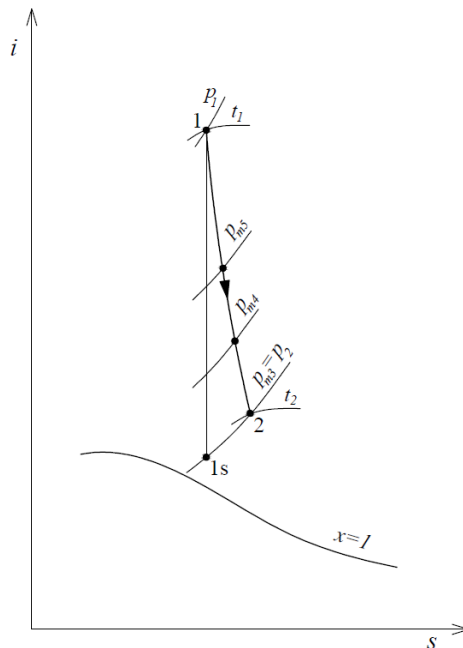


Fig. 4.11 Zgjerimi i avullit të ujit në turbinën e presionit të lartë përkatësisht rënia termike e avullit të ujit në turbinën e presionit të lartë të TEC Kosova A2:

1-1s - rënia termike teorike; 1-2 - rënia termike reale

Parametrat e marrjeve të avullit janë:

Parametrat e avullit në marrjen e avullit të ujit nr.5

$$\text{Marrja } \dot{m}_{m5} = 38t/h$$

$$\text{Presioni } p_{m5} = 36bar$$

$$\text{Temperatura } t_{m5} = 380^{\circ}C$$

$$\text{Entalpia } i_{m5} = 3174.5kJ/kg$$

Parametrat e avullit në marrjen e avullit të ujit nr.4

$$\text{Marrja } \dot{m}_{m4} = 29t/h$$

$$\text{Presioni } p_{m4} = 17bar$$

$$\text{Temperatura } t_{m4} = 302^{\circ}C$$

$$\text{Entalpia } i_{m4} = 3037.25kJ/kg$$

Prurja masore në turbinën me presion të lartë është:

$$\dot{m} = 540t/h = 540 \cdot \frac{1000}{3600} = 150 kg/s$$

Puna të cilën e kryen avulli në turbinën e presionit të lartë është:

$$\begin{aligned} L_{TPL} &= \dot{m} \cdot (i_1 - i_{m5}) + (\dot{m} - \dot{m}_{m5})(i_{m5} - i_{m4}) + (\dot{m} - \dot{m}_{m5} - \dot{m}_{m4})(i_{m4} - i_{m3}) \\ &= 540 \cdot (3450 - 3174.5) + (540 - 38)(3174.5 - 3037.25) + (540 - 38 - 29)(3037.25 - 2845) \\ &= 148770 + 68899.5 + 90934.25 = 308603.75 \cdot \frac{1000}{3600} \cdot 10^{-3} = 85.72MW \end{aligned}$$

Marrja e tretë në turbinën e presionit të lartë bëhet në dalje të kësaj turbine dhe parametrat janë të njëjta me parametrat e hyrjes në turbinën e presionit të ulët. Me që nuk ka ritejnxehje avulli kalon direkt nga turbina e presionit të lartë në atë me presion të ulët.

4.8.4. Puna e turbinës së presionit të ulët për tërë fluidin punues

Gjatë zgjerimit të avullit në turbinën e presionit të ulët bëhen dy marrje të avullit për ngrohje rigjenerative, rënia termike dhe procesi i zgjerimit të avullit janë treguar në skemën në vazhdim:

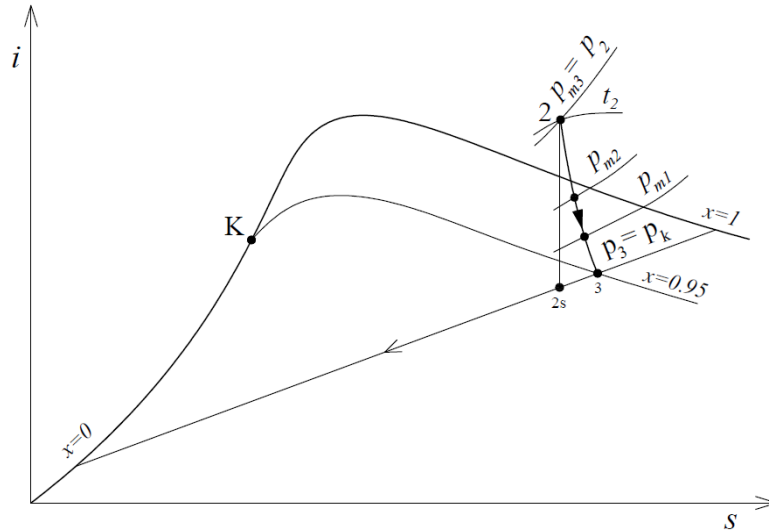


Fig.4.12. Rënia termike e avullit të ujit në turbinën e presionit të ulët të TEC Kosova A2:
2–2s - rënia termike teorike e avullit të ujit; 2–3 - rënia termike reale e avullit të ujit

Parametrat e avullit në marrjen e avullit të ujit nr.2:

$$\text{Marrja } \dot{m}_{m2} = 22 \text{ t/h}$$

$$\text{Presioni } p_{m2} = 1.7 \text{ bar}$$

$$\text{Temperatura } t_{m2} = 115^\circ\text{C}$$

$$\text{Entalpia } i_{m2} = 2633 \text{ kJ/kg}$$

Parametrat e avullit në marrjen e avullit të ujit nr.1:

$$\text{Marrja } \dot{m}_{m1} = 27 \text{ t/h}$$

$$\text{Presioni } p_{m1} = 0.55 \text{ bar}$$

$$\text{Temperatura } t_{m1} = 84^\circ\text{C}$$

$$\text{Entalpia } i_{m1} = 2535 \text{ kJ/kg}$$

Prurja masore e avullit në turbinë në hyrje është:

$$\dot{m}_2 = 430t/h = 119.44kg/s$$

Me zëvendësimin e të dhënave fitohet puna në turbinën e presionit të ulët:

$$\begin{aligned} L_{TPU} &= \dot{m}_2 \cdot (i_2 - i_{m2}) + (\dot{m}_2 - \dot{m}_{m2})(i_{m2} - i_{m1}) + (\dot{m}_2 - \dot{m}_{m2} - \dot{m}_{m1})(i_{m1} - i_k) \\ &= 430 \cdot (2845 - 2633) + (430 - 22)(2633 - 2537) + (430 - 22 - 27)(2537 - 2450) \\ &= 163475 \cdot \frac{1000}{3600} \cdot 10^{-3} = 45.4 MW \end{aligned}$$

Ku parametrat dalës të turbinës së presionit të ulët janë të barabartë me parametrat në kondensator.

Nga këto rrjedh se puna e tërësishme e turbinës paraqet shumën totale të punëve të turbinës me presion të lartë dhe asaj me presion të ulët:

$$L_T = L_{TPL} + L_{TPU} = 85.72 + 45.4 = 131 MW$$

Duke marrë parasysh humbjet mekanike dhe humbjet në gjenerator fitohet:

$$L_T = L_T \cdot \eta_m \cdot \eta_{gj} = 131 \cdot 0.97 \cdot 0.985 = 125.1 MW$$

Ku janë: $\eta_m = 0.97 \div 0.98$ - rendimenti mekanik

$$\eta_{gj} = 0.98 \div 0.99 \text{ -rendimenti i gjeneratorit}$$

Vlera përfundimtare e punës së fituar në turbinë paraqet edhe fuqinë nominale të bllokut A2 të termoelektrocentralit.

4.9. Rendimenti termik i ciklit

Rendimenti termik caktohet me anë të shprehjes:

$$\eta_t = \frac{l_d}{q_f} = \frac{l_d}{i_1 - i_4^d} = \frac{859.65}{3450 - 1015} = 0.353$$

Pra, rendimenti termik është:

$$\eta_t = 35.3\%$$

4.10. Varësia e rendimentit termik nga parametra të ndryshëm

Rendimenti termik i ciklit të punës së bllokut varet nga puna e dobishme e fituar dhe nga nxehtësia e cila investohet apo futet në cikël. Si puna e dobishme ashtu edhe nxehtësia e investuar varen nga parametra të ndryshëm, me ndryshimin e të cilëve do të ndryshonte edhe rendimenti termik i tërë ciklit.

Në vazhdim janë paraqitur grafikisht varësia e ndryshimit të rendimentit termik duke ndryshuar parametrat hyrës me vlera të ndryshme nga ato reale, siç janë:

- temperatura e avullit në hyrje të turbinës së presionit të lartë,
- temperatura e ujit në hyrje të gjeneratorit të avullit si dhe
- ndryshimi i rendimentit nëse ndryshohet sasia e avullit α_1 e marrjes së parë nga turbina me presion të ulët.

a) Ndryshimi i rendimentit termik sipas temperaturës së avullit në hyrje të turbinës së presionit të lartë

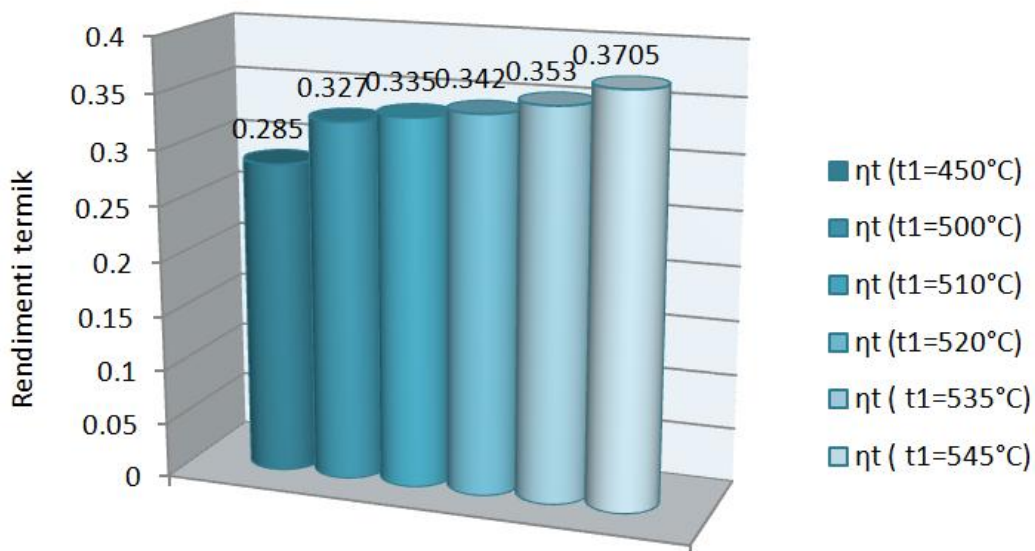


Fig.4.13. Paraqitja grafike e ndryshimit të rendimentit termik me rritjen e temperaturës së avullit i cili futet në turbinën me presion të lartë.

Gjatë kalkulimit të rendimentit termik të bllokut, rëndësi mjaft të madhe ka temperatura e avullit e cila futet në turbinën me presion të lartë, dhe nga diagrami në figurën 4.13. vërehet se me rritjen e temperaturës së avullit në dalje të gjeneratorit të avullit rritet edhe rendimenti termik, përkatësisht me zvogëlimin e kësaj temperature shkaktohet ulja e rendimentit termik.

Nga kjo vërtetohet se burimi termik me temperaturë më të lartë jep rendiment më të mirë termik.

b) Ndryshimi i rendimentit termik me ndryshimin e temperaturës së ujit ushqyes në hyrje në gjeneratorit të avullit

Temperatura e ujit ushqyes në hyrje të gjeneratorit të avullit	Entalpia e ujit ushqyes	Rendimenti termik i ciklit
$t_{uu}^{hgj} = 220^{\circ}C$	943.64	0.34299
$t_{uu}^{hgj} = 225^{\circ}C$	966.84	0.34619
$t_{uu}^{hgj} = 230^{\circ}C$	990.21	0.34948
$t_{uu}^{hgj} = 235^{\circ}C$	1013.7	0.35287
$t_{uu}^{hgj} = 240^{\circ}C$	1037.5	0.35633
$t_{uu}^{hgj} = 250^{\circ}C$	1085.7	0.3636

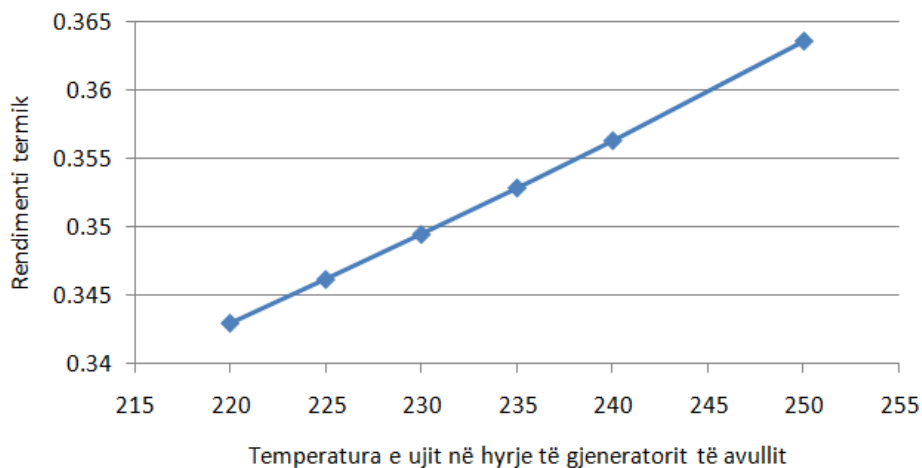


Fig.4.14. Varësia e rendimentit termik të bllokut A2 nga temperatura e ujit ushqyes që futet në gjeneratorin e avullit.

Për rritjen e rendimentit termik përdoren metoda të ndryshme, siç janë ndryshimi i parametrave në hyrje apo në dalje të turbinës, ritejnxehja e avullit, dhe njëra ndër to është edhe rigjenerimi i nxehtësisë në cikël. Tek rigjenerimi bëhet shfrytëzimi i nxehtësisë që gjendet brenda sistemit pa investuar nxehtësi nga jashtë. Rigjenerimi që bëhet në ngrohësit rigjenerativ shërben për rritjen e temperaturës së ujit ushqyes që futet në gjeneratorin e avullit. Në diagramin e mësipërm është paraqitur ndikimi që ka temperatura e ujit ushqyes në rendimentin termik të bllokut A2. Vërehet se me rritjen e temperaturës së ujit ushqyes rritet edhe rendimenti i bllokut.

c) Ndryshimi i rendimentit nëse ndryshohet sasia e avullit α_1 e marrjes së parë nga turbina me presion të ulët.

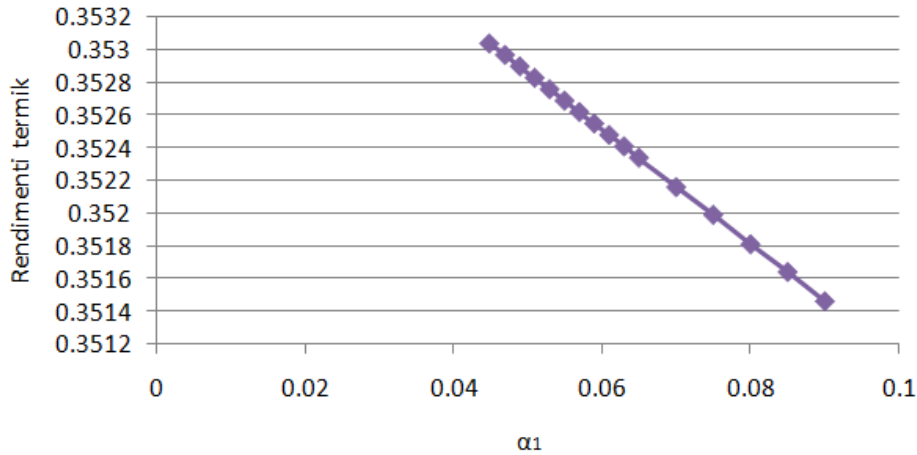


Fig.4.15. Ndikimi i sasisë së avullit nga marrja α_1 e turbinës me presion të ulët në rendimentin termik të bllokut A2.

Marrjet e avullit bëhen me qëllim të shfrytëzimit të nxehtësisë së avullit për ngrohje rigjenerative në sistem. Gjithsej në turbinën e bllokut A2 janë 5 marrje me sasi të ndryshme. në diagramin në figurën 4.15. është analizuar marrja 1 nga turbina me presion të ulët dhe është paraqitur grafikisht ndikimi i sasisë së avullit që merret në rendimentin termik. Rezultati i fituar tregon se me rritjen e sasisë së avullit të kësaj marrje rendimenti termik do të zvogëlohet.

4.10. Rendimenti termik për tërë sasinë e fluidit punues në sistem

Nëse merret parasysh edhe sasia e fluidit të punës, atëherë rendimenti termik është i barabartë me:

$$\eta_t = \frac{Q_d}{Q_f} = \frac{\dot{m}_1 \cdot l_d}{\dot{m}_1 \cdot (i_1 - i_4^d)} = \frac{540 \cdot 859.65}{540 \cdot (3450 - 1015)} = 0.353$$

Nxehtësia që futet në cikël është:

$$Q_f = \dot{m}_1 \cdot (i_1 - i_4^d) = 540 \cdot \frac{1000}{3600} \cdot (3450 - 1015) = 365250 \text{ kW} = 365.25 \text{ MW}$$

4.11. Përcaktimi i humbjeve termike në sistem

Konsumi relativ i nxehtësisë në gjeneratorin e avullit për 1kg të lëndës djegëse është:

$$q_f = q_k = \frac{Q_f}{\dot{m}_1} = \frac{356250 \cdot 3600}{540 \cdot 1000} = 2435 \text{ kJ/kg}$$

Humbjet e nxehtësisë në kaldajë janë:

$$\Delta q_k = (1 - \eta_g) \cdot q_k = (1 - 0.85) \cdot 2783.5 = 365.25 \text{ kJ/kg}$$

Ku $\eta_g = 0.85$ -paraqet rendimentin e gjeneratorit të avullit (kaldajës)

Raporti në mes të Δq_k dhe q_k paraqet humbjet relative në kaldajë dhe ka vlerën:

$$\frac{\Delta q_k}{q_k} = \frac{365.25}{2435} = 0.15 = 15\%$$

Humbjet në rrjetën transportuese të avullit apo në tubacionet e avullit janë:

$$\Delta q_{tr} = (1 - \eta_{tr}) \cdot \eta_g \cdot q_k = (1 - 0.99) \cdot 0.85 \cdot 2435 = 20.967 \text{ kJ/kg}$$

Ku $\eta_{tr} = 0.99$ është rendimenti i rrjetës transportuese të avullit të ujit si fluid punues.

Raporti në mes të Δq_{tr} dhe q_k paraqet humbjet relative në rrjetën transportuese:

$$\frac{\Delta q_{tr}}{q_k} = \frac{20.967}{2435} = 0.0085 = 0.85\%$$

Humbjet e nxehtësisë në kondensator janë:

$$\Delta q_c = (1 - \eta_t) \cdot \eta_{tr} \cdot \eta_g \cdot q_k = (1 - 0.353) \cdot 0.99 \cdot 0.85 \cdot 2435 = 1325.65 \text{ kJ/kg}$$

Ku $\eta_t = 0.353$ -është rendimenti i kalkuluar termik i ciklit.

Humbjet relative të nxehtësisë në kondensator janë:

$$\frac{\Delta q_c}{q_k} = \frac{1325.65}{2435} = 0.5444 = 54.44\%$$

Humbjet mekanike në turbinë njehsohen me anë të shprehjes:

$$\Delta q_m = (1 - \eta_m) \cdot \eta_t \cdot \eta_{tr} \cdot \eta_g \cdot q_k = (1 - 0.99) \cdot 0.353 \cdot 0.99 \cdot 0.85 \cdot 2435 = 7.233 \text{ kJ/kg}$$

Ku $\eta_m = 0.99$ -është rendimenti mekanik i turbinës.

Humbjet relative në turbinë përfitohen nga raporti:

$$\frac{\Delta q_m}{q_k} = \frac{7.233}{2435} = 0.00297 = 0.297\%$$

Humbjet e nxehtësisë në gjeneratorin elektrik janë:

$$\Delta q_{el} = (1 - \eta_{el}) \cdot \eta_m \cdot \eta_t \cdot \eta_{tr} \cdot \eta_g \cdot q_k = (1 - 0.985) \cdot 0.99 \cdot 0.353 \cdot 0.99 \cdot 0.85 \cdot 2435 = 10.742 \text{ kJ/kg}$$

Ku $\eta_{el} = 0.985$ -është rendimenti i gjeneratorit elektrik.

Humbjet relative të nxehtësisë në gjeneratorin elektrik janë:

$$\frac{\Delta q_{el}}{q_k} = \frac{10.742}{2435} = 0.0044 = 0.44\%$$

Rendimenti absolut i brendshëm në turbinë gjendet me ekuacionin:

$$\eta_i = \eta_{oi} \cdot \eta_t = 0.858 \cdot 0.353 = 0.302$$

Ku janë $\eta_{oi} = 0.858$ -është rendimenti relativ i brendshëm i turbinës

$$\eta_t = 0.353 \text{ -është rendimenti termik i ciklit i kalkuluar më parë.}$$

Rendimenti absolut efektiv i shfrytëzimit është

$$\eta_{ef} = \eta_m \cdot \eta_i = 0.99 \cdot 0.302 = 0.299$$

Rendimenti absolut i shfrytëzimit është

$$\eta_E = \eta_{el} \cdot \eta_{ef} = 0.985 \cdot 0.299 = 0.295$$

Rendimenti i përgjithshëm i këtij blloku të termoelektrocentralit është:

$$\eta_p = \eta_E \cdot \eta_g \cdot \eta_{tr} = 0.295 \cdot 0.85 \cdot 0.99 = 0.248$$

Nxehtësia e shfrytëzuar është:

$$\Delta q_{sh} = q_k \cdot \eta_p = 2435 \cdot 0.248 = 605.249 \text{ kJ/kg}$$

Nxehtësia relative e shfrytëzuar është:

$$\frac{\Delta q_{sh}}{q_k} = \frac{605.249}{2435} = 0.248 = 24.8\%$$

Kontrolli i bilancit relativ (BR) të nxehtësisë paraqet shumën e raporteve:

$$BR = \frac{\Delta q_k}{q_k} + \frac{\Delta q_{tr}}{q_k} + \frac{\Delta q_C}{q_k} + \frac{\Delta q_m}{q_k} + \frac{\Delta q_{el}}{q_k} + \frac{\Delta q_{sh}}{q_k}$$

Pas zëvendësimit të vlerave të kalkuluara më parë, fitohet:

$$BR = 15\% + 0.85\% + 54.44\% + 0.297\% + 0.441\% + 24.85\% \cong 100\%$$

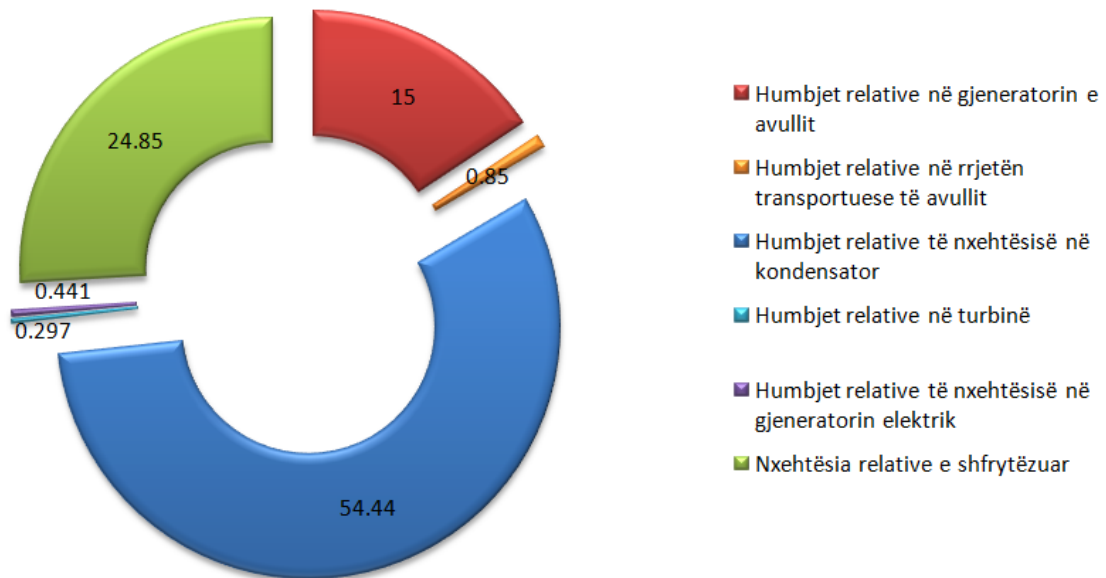


Fig.4.16. Paraqitja grafike e shpërndarjes së humbjeve të nxehtësisë në bllokun A2

Nga diagrami vërehet se humbjet më të mëdha termike ndodhin në kondensator me vlerë prej 54.44%, pastaj 15% e humbjeve termike ndodhin në gjeneratorin e avullit dhe humbjet tjera të cilat janë më të vogla që ndodhin në rrjetën transportuese të avullit, në turbinë, në gjeneratorin elektrik etj. Për shkak të këtyre humbjeve në sistem, nxehtësia e dobishme relative e cila shfrytëzohet mbetet vetëm 24.85%.

5. ANALIZA EKSERGJETIKE E CIKLIT TË PUNËS

5.1. Kuptimi themelor i eksërgjisë

Eksërgjia e një sistemi paraqet punën maksimale teknike që mund të fitohet në atë sistem. Përkatësisht, eksërgjia paraqet pjesën e energjisë e cila mund të shfrytëzohet në mënyrë të dobishme për të kryer punë.

Energjia paraqitet si shumë e eksërgjisë dhe anërgjisë. Përderisa eksërgjia është pjesë e energjisë që mund të shndërrohet në forma tjera të energjisë së përdorshme, anërgjia paraqet pjesën jokonvertibile të energjisë.

$$Energjia = Eksërgji + Anërgji$$

Puna maksimale e dobishme që përfitohet në kushtet kur gjendja e sistemit dallon nga gjendja e ambientit rrethues që merret si faktor referues, deri tek gjendja ekuilibruese me të, për procese reversibile, emërtohet si aftësi punuese teknike apo eksërgji. Pra, puna që përfitohet nga sistemi gjatë kalimit të tij prej gjendjes së dhënë deri te ekuilibri me rrethinën.

Eksërgjia mund të jetë e lëndës punuese rrjedhëse ose në prurje, eksërgjia e lëndës punues jo-lëvizëse dhe eksërgjia e nxehtësisë.

Eksërgjia e fluidit punues rrjedhës llogaritet me shprehjen:

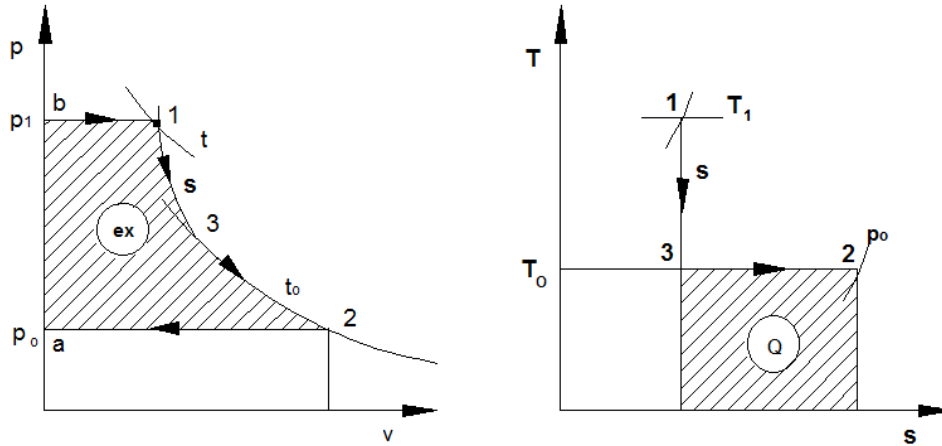
$$e = i - i_0 - T_0 \cdot (s_1 - s_0) \quad (5.1)$$

Kjo shprehje rrjedh nga shprehja e punës teknike e cila është:

$$l_t = -\int_1^2 v dp \quad (5.2)$$

Puna teknike gjendet për gazin me gjendje 1, i cili fillimisht zgjerohet sipas adiabatës 1-3 deri te temperatura e rrethinës dhe pas ekuilibrit termik me ambientin rrethues vazhdon të zgjerohet sipas izotermës 3-2 ku merr nxehtësi nga ambienti rrethues. Nëse gjendja përfundimtare pas zgjerimit të gazit është 2, atëherë puna teknike paraqet punën teknike maksimale ose eksërgjinë, që është e barabartë me:

$$e = -\int_1^2 v dp \quad (5.3)$$



Meqë nga gjendja 1 deri në 2 ndodhin dy procese të ndryshme, puna teknike shprehet si shumë e punëve të dy proceseve:

$$\int_1^2 v dp = \int_1^3 v dp + \int_3^2 v dp \quad (5.4)$$

Sasinë e nxehtësisë të cilën e merr gazi nga ambienti rrethues është:

$$q = T_0(s_2 - s_3) = T_0(s_2 - s_1) \quad (5.5)$$

Nga forma e dytë e ligjit të parë të termodinamikës del:

$$q = \int_1^2 di + e = i_2 - i_1 - \int_1^2 v dp \quad (5.6)$$

$$T_0(s_2 - s_1) = i_2 - i_1 + e \quad (5.7)$$

Nga e cila përfundimisht del:

$$e = i_1 - i_2 - T_0 \cdot (s_1 - s_2) \quad (5.8)$$

Meqë gjendja 2 është gjendja e ekuilibrit me rrethinën atëherë indekset e gjendjes 2 zëvendësohet me indekse 0 për rrethinën, dhe fitohet:

$$e = i - i_0 - T_0 \cdot (s_1 - s_0) \quad (5.9)$$

Eksergjia specifike e rrymës së fluidit të punës varet nga parametrat e mediumit punues siç janë presioni, temperatura, entalpia dhe entropia, po ashtu varet edhe nga gjendja e ambientit rrethues (p_0 , T_0). Nga barazimi i mësipërm vërehet se eksergjia mund të ketë vlera pozitive, negative ose të jetë e barabartë me zero.

$$i - i_0 > T_0 \cdot (s_1 - s_0) \Rightarrow e > 0 \text{ - eksergjia është pozitive}$$

$$i - i_0 < T_0 \cdot (s_1 - s_0) \Rightarrow e < 0 \text{ - eksergjia është negative}$$

$i - i_0 = T_0 \cdot (s_1 - s_0) \Rightarrow e = 0$ -eksergjia është e barabartë me zero.

Eksergjia e nxehtësisë specifike përcaktohet me anë të shprehjes:

$$ex_q = q_f \cdot \left(\frac{T - T_0}{T} \right) \quad (5.10)$$

E cila gjendet duke u nisur nga ligji i parë i termodinamikës në formën e dytë mund të shprehet:

$$q_{1,2} = i_2 - i_1 + l_{t1,2} \quad (5.11)$$

ku janë:

$i_2 - i_1$ -ndryshimi i entalpive në dy gjendje të gazit

$l_{t1,2}$ -puna teknike që fitohet në proces.

Shprehja analitike e ligjit të dytë të termodinamikës është:

$$ds \geq \frac{dq}{T} \quad (5.12)$$

Ekuacionet e mësipërme duke e plotësuar njëri tjetrin mundësojnë përcaktimin e saktë të punës maksimale të mundshme e cila mund të fitohet në një sistem termodinamik, si dhe kushtet për realizimin e tij.

Për çfarëdo procesi ireversibil nga gjendja 1 deri në gjendjen 2i të ndryshimit të gjendjes , shprehjet e sipër shënuara mund të jepen në formën diferenciale:

$$\int_1^2 dq_1 = i_{2i} - i_1 + l_{t,irev} \quad (5.13)$$

$$\int \frac{dq_1}{T_1} + \Delta s_{sistemit} = s_{2i} - s_1 \quad (5.14)$$

Nëse ekuacionin e fundit e shumëzojmë me $(-T_2)$ del

$$-\int_1^2 T_2 \frac{dq_1}{T_1} - T_2 \Delta s_{sistemit} = -T_2 (s_{2i} - s_1) \quad (5.15)$$

Nga bashkimi i ekuacioneve del:

$$\int_1^2 \frac{T_1 - T_2}{T_1} dq_1 = (i_{2i} - i_1) + l_{t,irev} - T_2 (s_{2i} - s_1) + T_2 \Delta s_{sistemit} \quad (5.16)$$

ku janë:

$T_1 - T_2$ -temperaturat e burimit dhe greminës termike

dq_1 -sasia e nxehtësisë që merret nga burimit termik

Nga analiza e ekuacionit tregohet se për kryerjen e një procesi të supozuar të ndryshimit të gjendjes së gazit , janë me ndikim edhe kushtet e realizimit të tij.

Në kushtet kur procesi i ndryshimit të gjendjes është reversibil, pra kur $\Delta s_{sistemit} = 0$, ai merr formën:

$$\int_1^2 \frac{T_1 - T_2}{T_1} dq_1 = (i_{2i} - i_1) - T_2(s_{2i} - s_1) + l_{t,irrev} \quad (5.17)$$

ose

$$\int_1^2 \frac{T_1 - T_2}{T_1} dq_1 + (i_1 - i_{2i}) - T_2(s_1 - s_{2i}) = l_{t,irrev} \quad (5.18)$$

Barazimi i fundit tregon se sistemi termodinamik ka aftësi për të kryer punë mekanike vetëm atëherë kur ai nuk ndodhet në ekuilibër në mes gjendjeve 1 dhe 2.

Për zmadhimin e punës së prodhuar apo punës teknike, duhet rritur diferencën në mes të gjendjeve 1 dhe 2. Rruga më e mirë është përdorimi i mjedisit të jashtëm në rolin e greminës termike, për shkak të madhësisë së saj sado që të veprohet mbi të në mënyrë termike apo mekanike, parametrat e mjedisit të jashtëm (p_0, v_0, T_0, i_0, s_0) nuk ndryshojnë dhe njëkohësisht paraqesin parametrat minimal të mundshëm natyror për prodhimin e punës. Mundësia e vetme për të zmadhuar punën teknike mbetet burimi termik. Burimi termik te motorët termik është djegia e lëndës djegëse dhe gazet që lirohen që kanë diferencë të madhe temperaturike me temperaturën e ambientit të jashtëm.

Gjatë procesit të ndryshimit, gjendja fillestare e lëndës punuese ndryshon nga gjendja kur bëhet ekuilibrimi me ambientin e jashtëm, prandaj barazimet e fituara mund të shkruhen në formën:

$$\int_1^0 \frac{T_1 - T_0}{T_1} dq_1 = (i_0 - i_1) + l_{t,irrev} - T_0(s_0 - s_1) + T_0 \Delta s_{sistemit} \quad (5.19)$$

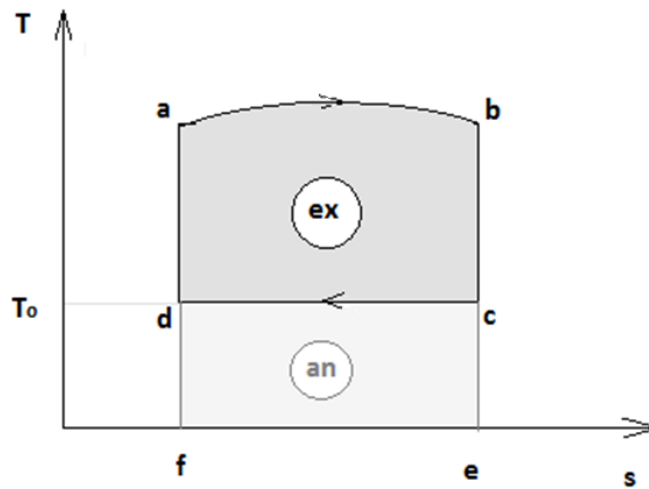
dhe

$$\int_1^0 \frac{T_1 - T_0}{T_1} dq_1 + (i_1 - i_0) - T_0(s_1 - s_0) = l_{t,max} \quad (5.20)$$

Nga këto barazimet vërtetohet se eksnergjia fitohet kur proceset nga gjendja fillestare e lëndës punuese deri në ekuilibër me ambientin rrethues janë reversibile. Në gjendjen përfundimtare kur në kushtet e ekuilibrit eksnergjia është e barabartë me zero.

Nëse e merret një cikël rrethor a-b-c-d-a, i cili përmban burimin termik a-b me temperaturë të ndryshueshme T ku futet nxehtësia q dhe greminën termike c-d me temperaturë T_0 , në të cilin largohet nxehtësia q_0 , përcaktohet eksnergjia e nxehtësisë që paraqet punën teknike maksimale:

$$ex_q = \oint \frac{T_1 - T_0}{T_1} dq_1 = l_{t,max} \quad (5.21)$$



Për këtë cikël rrethor kemi $i_1 - i_0 = 0$ dhe $s_1 - s_0 = 0$, prandaj përdoret integrali rrethor me që është $s_b - s_a = s_e - s_d$ eksnergjia e nxehtësisë është:

$$ex_q = T_1 \cdot \int_a^b \frac{dq_1}{T_1} - T_0 - T_0 \cdot \int_a^b \frac{dq_1}{T_1} = q_1 - T_0(s_b - s_a) = q_1 - T_0 \cdot \Delta s_{b,nx} \quad (5.22)$$

Kjo shprehje vlen edhe për rastin kur temperatura e burimit termik është e pandryshueshme, pra kur kemi të bëjmë me ciklin Karno, pra:

$$ex_{qK} = q_1 - T_0 \frac{q_1}{T_1} = q_1 \left(1 - \frac{T_0}{T_1} \right) = q_1 \cdot \frac{T_1 - T_0}{T_1} = q_1 \cdot \eta_K = l_{t,K} \quad (5.23)$$

Barazimet tregojnë se nxehtësia q_1 e cila futet në cikël ndahet në pjesën e saj që mund të shfrytëzohet si punë e dobishme dhe kjo quhet eksnergji dhe paraqet sipërfaqen (a-b-c-d-a) dhe në pjesën tjetër e cila nuk mund të shfrytëzohet dhe paraqet anergjinë, e cila është e barabartë me sipërfaqen (f-d-c-e-f).

Eksnergjia e nxehtësisë që i jepet lëndës punuese me temperaturë T gjatë procesit të çfarëdoshëm reversibil 1-2 është e barabartë me:

$$ex_q = \int_1^2 \frac{T - T_0}{T} dq = q - T_0 \int_1^2 \frac{dq}{T} \quad (5.24)$$

Nëse analizohet ekuacioni i eksërgjisë së nxehtësisë, vërehet se me rritjen e temperaturës T të burimit termik, duke i mbajtur konstant nxehtësinë e futur në cikël dhe temperaturën e ambientit rrethues, eksërgjia e fituar do të jetë më e madhe sesa në rastin kur temperatura e burimit termik ishte më e ulët. Nga kjo konkludohet se kualiteti i nxehtësisë dhe aftësia e saj për tu shndërruar në punë të dobishme varet nga temperatura e burimit termik.

5.2. Bilanci eksërgjetik dhe rendimenti eksërgjetik

Bilanci eksërgjetik paraqet analizimin e eksërgjisë e cila futet në një sistem dhe asaj që del nga sistemi. Eksërgjia e cila del nga sistemi në kushte reale është gjithmonë më e vogël se ajo në hyrje për shkak të ireversibilitetit.

Eksërgjia në hyrje të sistemit për njësinë e masës së fluidit punues është:

$$ex_h = ex_1 + ex_{q1} + ex_{L1} \quad (5.25)$$

ku janë:

$ex_1 = i_1 - i_0 - T_0 \cdot (s_1 - s_0)$ - eksërgjia specifike e fluidit punues në hyrje.

$ex_{q1} = q_f \cdot \left(\frac{T_1 - T_0}{T_1} \right)$ - eksërgjia specifike e nxehtësisë që futet në sistem

$ex_{L1} = l_1$ - eksërgjia specifike e punës në hyrje.

Eksërgjia specifike në dalje të sistemit është:

$$ex_d = ex_2 + ex_{q2} + ex_{L2} \quad (5.26)$$

ku janë:

$ex_2 = i_2 - i_0 - T_0 \cdot (s_2 - s_0)$ - eksërgjia specifike e njësisë së fluidit punues në dalje

$ex_{q2} = q_2 \cdot \left(\frac{T_2 - T_0}{T_2} \right)$ - eksërgjia specifike e nxehtësisë në dalje të sistemit

$ex_{L2} = l_2$ eksërgjia specifike e punës në dalje.

Raporti në mes të eksërgjisë në dalje ndaj asaj në hyrje të sistemit, paraqet shkallën e shfrytëzimit përkatësisht rendimentin eksërgjetik të sistemit, pra:

$$\eta_{ex} = \frac{ex_d}{ex_h}. \quad (5.27)$$

5.3. Analiza eksërgjetike e ciklit të punës

Analiza e ciklit të punës me metodën eksërgjetike është analizë cilësore e cila plotëson analizën energjetike duke evidentuar edhe humbjet në kufijtë e sistemit termodinamik të ciklit i cili realizohet në një termoelektrocentral. Me metodën eksërgjetike analizohen të gjitha shkaqet e mospërdorimit të energjisë. Kjo është arsyeja që analiza eksërgjetike konsiderohet më e plotë meqë ajo nisët nga një bazë më e gjerë duke i vënë në përdorim dy ligjet e termodinamikës.

Kjo metodë merr parasysh përveç humbjeve të brendshme (ireversibilitetin e brendshëm) edhe humbjet e jashtme (ireversibilitetin e jashtëm).

Tek termoelektrocentralet, eksërgjia në hyrje përfaqëson eksërgjinë e avullit të ujit në hyrje të turbinës ndërsa eksërgjia në dalje për termoelektrocentralet me kondensim është e barabartë me punën mekanike përkatësisht me energjinë elektrike që prodhon termoelektrocentrali duke i shtuar edhe eksërgjinë e ujit furnizues (eksërgjia e kondensatit) në hyrje të gjeneratorit të avullit.

Rendimenti eksërgjetik i bllokut të termocentralit me kondensim paraqet raportin ndërmjet shumës së punës së dobishme dhe eksërgjisë në hyrje të gjeneratorit të avullit dhe eksërgjisë në hyrje të turbinës, pra është:

$$\eta_{ex} = \frac{l_T - l_p + ex_{uf}}{ex_1 + ex_2} \quad (5.28)$$

Ku janë:

l_T - puna e dobishme e fituar në turbinë

l_p - puna e shpenzuar në pompa

ex_{uf} -eksërgjia e ujit ushqyes të gjeneratorit të avullit

ex_1 -eksërgjia në hyrje të turbinës me presion të lartë

ex_2 -eksërgjia në hyrje të turbinës me presion të ulët.

5.4. Llogaritjet e rendimentit eksergjetik për bllokun A2

Rendimenti eksergjetik paraqet raportin e shumës së punës së dobishme ($l_T - l_p$) dhe eksergjisë së kondensatit në hyrje të gjeneratorit të avullit ex_4^d me eksergjinë e avullit në hyrje të turbinës. Pra:

$$\eta_{ex} = \frac{l_T - l_p + ex_4^d}{ex_1 + ex_2}$$

Me zëvendësimin dhe kalkulimin e të dhënave përkatëse fitojmë:

$$l_T = l_d = 859.65 \text{ kJ/kg}$$

$$l_p = (i_7 - i_6) + (i_5 - i_4) = (666.5 - 655.88) + (180.21 - 180.08) = 10.75 \text{ kJ/kg}$$

$$i_7 = 666.5 \text{ kJ/kg}$$

$$i_6 = 655.88 \text{ kJ/kg}$$

$$i_5 = 180.21 \text{ kJ/kg}$$

$$i_4 = 180.8 \text{ kJ/kg}$$

Për kushtet e rrethinës:

$$t_o = 20^\circ\text{C} \Rightarrow T_o = 293 \text{ K} \quad p_o = 1 \text{ bar}$$

Caktohen: $s_o = 0.296 \text{ kJ/kgK}$ dhe $i_o = 84.2 \text{ kJ/kg}$

Llogaritja e eksergjisë për fluidin në rrjedhje bëhet me anë të shprehjes:

$$ex = i - i_o - T_o(s - s_o) \text{ ose } ex = i - T_o \cdot s - i_o + T_o \cdot s_o$$

Ku pjesa e dytë e këtij ekuacioni pas zëvendësimit të vlerave për kushtet e ambientit rrethues merr vlerën konstante:

$$-i_o + T_o \cdot s_o = -84.2 + 293 \cdot 0.296 = 2.5 \text{ kJ/kg}$$

Eksergjia e fluidit në dalje të ngrohësit regjenerativ N4 përkatësisht në hyrje të gjeneratorit të avullit kalkulohet me barazimin:

$$ex_4^d = i_4^d - i_o - T_o(s_4^d - s_o) = 1015 - 84.2 - 293(2.656 - 0.296) = 239.26 \text{ kJ/kg}$$

Ku janë:

$$i_4^d = 1015 \text{ kJ/kg}$$

$$s_4^d = 2.656 \text{ kJ/(kgK)}$$

Eksergjia në dalje të gjeneratorit të avullit apo në hyrje të turbinës me presion të lartë llogaritet sipas shprehjes:

$$ex_1 = i_1 - i_0 - T_0(s_1 - s_0) = 3450 - 84.2 - 293(6.632 - 0.296) = 1506.218 \text{ kJ/kg}$$

$$s_1 = 6.6426 \text{ kJ/(kgK)}$$

Eksergjia në dalje të turbinës së presionit të lartë apo në hyrje të turbinës me presion të ulët llogaritet me:

$$ex_2 = i_2 - i_0 - T_0(s_2 - s_0) = 2845 - 293 \cdot 6.9718 + 2.5 = 804.762 \text{ kJ/kg}$$

Me zëvendësimin e këtyre vlerave fitohet rendimenti eksergjetik:

$$\eta_{ex} = \frac{l_T - l_p + ex_4^d}{ex_1 + ex_2} = \frac{859.65 - 10.75 + 239.26}{1506.218 + 804.762} = 0.470 \quad \eta_{ex} = 47\%$$

5.5. Rendimenti eksergjetik i ciklit për tërë sasinë e fluidit punues

Përderisa në kalkulimet e mësipërme është llogaritur rendimenti eksergjetik për njësinë e masës, pra për 1 kg të lëndës punuese, në vazhdim është kalkuluar rendimenti duke marrë parasysh masën e përgjithshme të fluidit të punës.

Puna e dobishme e fituar në turbinë është:

$$\begin{aligned} L_T = L_d &= \dot{m}_1 \cdot \{h_{i1} + (1 - \alpha_5) \cdot h_{i2} + [1 - (\alpha_5 + \alpha_4)] \cdot h_{i3}\} + \dot{m}_2 \cdot \{[1 - (\alpha_5 + \alpha_4 + \alpha_3)] \cdot h_{i4} + \\ &+ [1 - (\alpha_5 + \alpha_4 + \alpha_D + \alpha_2)] \cdot h_{i5} + [1 - (\alpha_5 + \alpha_4 + \alpha_D + \alpha_2 + \alpha_1)] \cdot h_{i6}\} = \\ &= 540 \cdot (275.5 + 125.90 + 162.32) + 430 \cdot (166.79 + 71.97 + 58.72) = 432328.09 = 334882.9 \text{ kJ/s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} L_P &= \dot{m}_{p1} \cdot (i_7 - i_6) + \dot{m}_{p2} \cdot (i_5 - i_4) = \\ &= 536 \cdot 10^3 \cdot 3600^{-1} \cdot (666.05 - 655.88) + 381 \cdot 10^3 \cdot 3600^{-1} \cdot (180.21 - 180.08) = \\ &= (5734.8 + 49.53) \cdot 10^3 \cdot 3600^{-1} = 5784.33 \cdot 10^3 \cdot 3600^{-1} = 1549.95 \text{ kJ/s} \end{aligned}$$

Eksergjia në hyrje të turbinës me presion të lartë, në hyrje të turbinës me presion të ulët dhe e ujit furnizues në hyrje të gjeneratorit të avullit janë:

$$Ex_1 = \dot{m}_1 \cdot e_{x1} = 540 \cdot 1506.2 = 813348 = 225930 \text{ kJ/s}$$

$$Ex_2 = \dot{m}_2 \cdot e_{x2} = 430 \cdot 804.76 = 346046.8 = 96124.11 \text{ kJ/s}$$

$$Ex_4^d = \dot{m}_4^d \cdot ex_4^d = 536 \cdot 239.267 = 128224.8 = 35623.56 \text{ kJ/s}$$

Duke zëvendësuar këto vlera të fituara gjejmë rendimentin eksergjetik për tërë masën e fluidit punues që është:

$$\eta_{ex} = \frac{L_T - L_P + Ex_4^d}{Ex_1 + Ex_2} = \frac{432328.09 - 5784.33 + 128224.8}{813348 + 346046.8} = \frac{555744.16}{1159394.8} = 0.4708$$

$$\eta_{ex} = 47\%$$

5.6. Varësia e rendimentit eksergjetik nga temperatura e ambientit rrethues

Duke e ditur se vlera e eksergjisë varet nga kushtet e ambientit rrethues, në vazhdim janë bërë llogaritje të eksergjisë për kushte të ndryshme të ambientit, përkatësisht për temperatura të ndryshme të rrethinës.

$$\eta_{ex} = \frac{l_T - l_p + ex_4^d}{ex_1 + ex_2} = f(T_o)$$

Për temperaturën $t_o = 15^\circ C$ rendimenti eksergjetik merr vlerën:

$$t_o = 15^\circ C \Rightarrow T_o = 288 \text{ K} \quad p_o = 1 \text{ bar}$$

$$\text{Caktohen: } s_o = 0.2245 \text{ kJ/kgK} \text{ dhe } i_o = 63.0778 \text{ kJ/kg}$$

Kur dihet se:

$$-i_o + T_o \cdot s_o = -63.0778 + 288 \cdot 0.2245 = 1.58 \text{ kJ/kg}$$

$$ex_4^d = i_4^d - i_o - T_o(s_4^d - s_o) = 1015 - 63.0778 - 288(2.656 - 0.2245) = 251.62 \text{ kJ/kg}$$

$$ex_1 = i_1 - i_o - T_o(s_1 - s_o) = 3450 - 288 \cdot 6.6426 + 1.58 = 1538.511 \text{ kJ/kg}$$

$$ex_2 = i_2 - i_o - T_o(s_2 - s_o) = 2845 - 288 \cdot 6.9718 + 1.58 = 838.701 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{ex} = \frac{l_T - l_p + ex_4^d}{ex_1 + ex_2} = \frac{859.65 - 10.75 + 251.62}{1538.511 + 838.7016} = 0.462$$

$$\eta_{ex} = 46.2\%$$

Për temperaturën $t_0 = 25^\circ C$ rendimenti eksergjetik merr vlerën:

$$t_0 = 25^\circ C \Rightarrow T_0 = 298 K \quad p_0 = 1 \text{ bar}$$

Caktohen: $s_0 = 0.367 \text{ kJ/kgK}$ dhe $i_0 = 104.93 \text{ kJ/kg}$

Kur dihet se:

$$-i_0 + T_0 \cdot s_0 = -104.93 + 298 \cdot 0.367 = 4.44 \text{ kJ/kg}$$

$$ex_4^d = i_4^d - i_0 - T_0(s_4^d - s_0) = 1015 - 104.93 - 298(2.6561 - 0.367) = 227.922 \text{ kJ/kg}$$

$$ex_1 = i_1 - i_0 - T_0(s_1 - s_0) = 3450 - 104.93 - 298(6.6426 - 0.2245) = 1474.945 \text{ kJ/kg}$$

$$ex_2 = i_2 - i_0 - T_0(s_2 - s_0) = 2845 - 104.93 - 298(6.9718 - 0.2245) = 771.843 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{ex} = \frac{l_T - l_p + ex_4^d}{ex_1 + ex_2} = \frac{859.65 - 10.75 + 227.952}{1474.945 + 771.843} = 0.479 \quad \eta_{ex} = 47.9\%$$

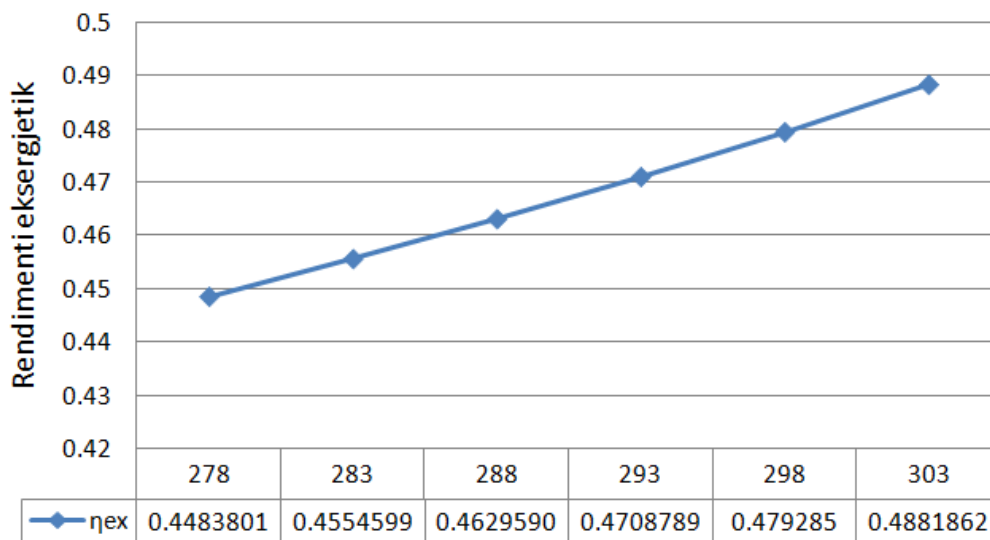


Fig.5.1. Paraqitja grafike e ndryshimit të rendimentit eksergjetik të bllokut A2 me ndryshimin e temperaturës së ambientit rrethues.

Pas kalkulimeve të bëra për gjetjen e rendimentit eksergjetik për temperatura të ndryshme të ambientit rrethues, me rezultatet e fituara kuptojmë që eksergjia zvogëlohet me rritjen e temperaturës së ambientit rrethues, që rezulton në rritje të rendimentit eksergjetik.

Në tabelat në vazhdim dhe në paraqitjen grafike të vlerave në diagram është analizuar se si do të ndryshonte rendimenti eksergjetik me ndryshimin e temperaturës e avullit në hyrje të turbinës me presion të lartë t_1 duke ndryshuar edhe temperaturën e ambientit.

Temperatura e ambientit rrethues në °C	5	10	15	20	25	30
Temperatura e ambientit rrethues T, K	278	283	288	293	298	303
Entropia e avullit në kushte të ambientit $s_o, kJ/kgK$	0.0762	0.151	0.2243	0.2963	0.367	0.436
Entalpia e avullit në kushte të ambientit $i_o, kJ/kg$	21.01	41.99	62.94	83.86	104.77	125.66
$-i_o + T_o \cdot s_o$	0.1736	0.743	1.58	2.5	4.44	6.448
Eksergjia e ujit ushqyes në hyrje të kaldajës ex_{uu}^{hgi}	276.77	264.067	251.652	239.29	227.95	216.68
Eksergjia e avullit në hyrje të turbinës me presion të ulët ex_2	907.01	872.72	838.7	804.76	771.84	738.99

Temperatura e avullit në hyrje të turbinës me presion të lartë t_1	$t_1 = 450^\circ C$	$t_1 = 500^\circ C$	$t_1 = 520^\circ C$	$t_1 = 535^\circ C$
Entalpia $i_1, kJ/kg$	3221.3	3358.8	3411.5	3450
Entropia $s_1, kJ/kgK$	6.3428	6.5268	6.594	6.6426
Puna e dobishshme l_d	630.95	768.45	821.15	859.65
Për temperaturë të ambientit $t_o = 5^\circ C$				
Eksergjia ex_1	1458.18	1538.07	1601.54	1603.53
Rendimenti eksergjetik η_{ex}	0.37924	0.42308	0.43218	0.44838
Për temperaturë të ambientit $t_o = 10^\circ C$				
Eksergjia ex_1	1427	1512.46	1566.14	1570.89
Rendimenti eksergjetik η_{ex}	0.3845	0.42838	0.4387	0.4554
Për temperaturë të ambientit $t_o = 15^\circ C$				
Eksergjia ex_1	1396.15	1480.66	1524.1	1538.51
Rendimenti eksergjetik η_{ex}	0.390	0.435	0.445	0.462
Për temperaturë të ambientit $t_o = 20^\circ C$				
Eksergjia ex_1	1365.36	1448.95	1500.96	1506.22
Rendimenti eksergjetik η_{ex}	0.396	0.442	0.453	0.47

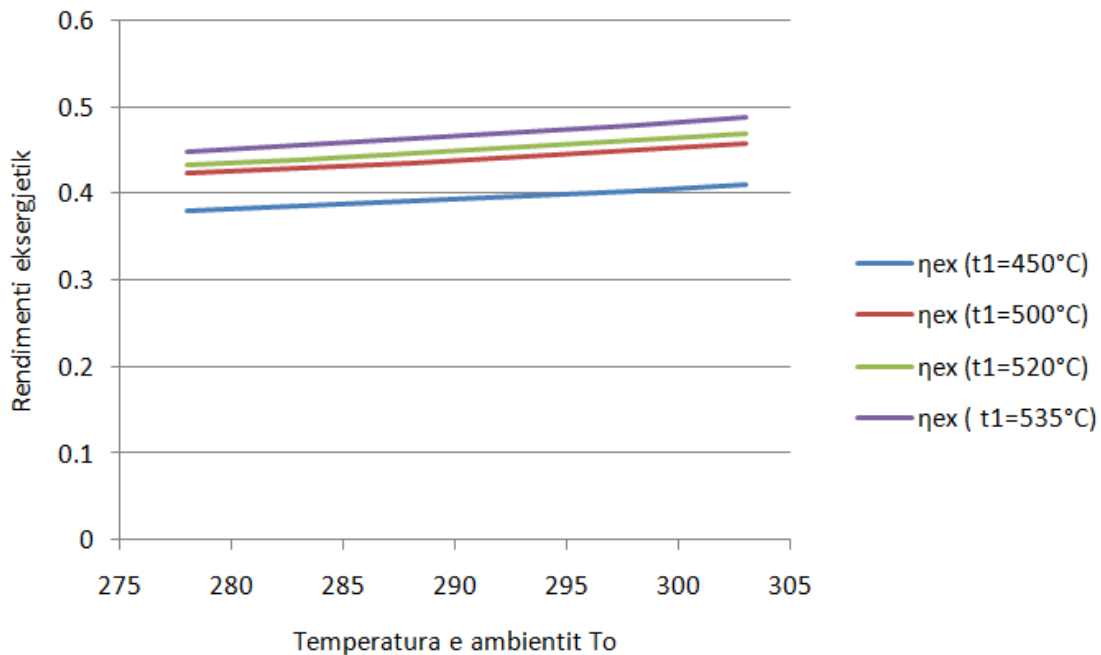


Fig.5.2. Varësia e rendimentit eksnergjetik të bllokut A2 sipas temperaturës së ambientit rrethues, si dhe ndryshimi i këtij rendimenti me ndërrimin e temperaturës t_1 të avullit në hyrje të turbinës me presion të lartë.

Duke e ditur që nxehtësia e burimit termik me temperaturë më të lartë është nxehtësi më kualitative, e cila mund të përdoret si nxehtësi e dobishme më e madhe krahasuar me sasinë e njëjtë të nxehtësisë me temperaturë më të vogël, atëherë edhe për këtë rast del se rendimenti eksnergjetik rritet duke u rritur temperatura e avullit në hyrje të turbinës, respektivisht rendimenti zvogëlohet me zvogëlimin e kësaj temperature.

5.7. Konstruktimi i diagramit të Grasmann-it për bilancin e eksnergjisë

Gjatë përcaktimit të bilancit të eksnergjisë të bllokut A2 të termoelektrocentralit Kosova A, është e nevojshme të konstruktohet diagrami i prurjes së eksnergjisë ndryshe i njohur edhe si diagrami i Grasmann-it. Ky diagram paraqet shpërndarjen e eksnergjisë nëpër ciklin punues të bllokut, duke mundësuar identifikim e pjesëve në të cilat shkaktohet humbje më e madhe e eksnergjisë.

Eksnergjia e fluidit rrjedhës përcaktohet me anë të shprehjes:

$$ex = i - i_0 - T_0(s - s_0) \text{ ose } ex = i - T_0 \cdot s - i_0 + T_0 \cdot s_0$$

Për kushtet e rrethinës:

$$t_o = 20^\circ\text{C} \Rightarrow T_o = 293 \text{ K} \quad p_o = 1 \text{ bar}$$

Caktohen: $s_o = 0.296 \text{ kJ/kgK}$ dhe $i_o = 84.2 \text{ kJ/kg}$

Pas zëvendësimit të vlerave për kushtet e ambientit rrethues merr vlerën konstante:

$$-i_o + T_o \cdot s_o = -84.2 + 293 \cdot 0.296 = 2.5 \text{ kJ/kg}$$

Eksergjia e avullit me gjendje 1 në hyrje të turbinës me presion të lartë:

$$ex_1 = i_1 - i_o - T_o(s_1 - s_o) = 3450 - 84.2 - 293(6.6426 - 0.296) = 1506.218 \text{ kJ/kg}$$

$$s_1 = 6.6426 \text{ kJ/(kgK)}$$

Eksergjia e fluidit të punës përkatësisht e ujit ushqyes në hyrje të gjeneratorit të avullit është:

$$ex_4^d = i_4^d - i_o - T_o(s_4^d - s_o) = 1015 - 84.2 - 293(2.656 - 0.296) = 239.26 \text{ kJ/kg}$$

Ku janë:

$$i_4^d = 1015 \text{ kJ/kg}$$

$$s_4^d = 2.656 \text{ kJ/(kgK)}$$

Eksergjia e nxehtësisë që futet në proces paraqet diferencën në mes të eksergjisë që fitohet në kaldajë si burim i nxehtësisë dhe asaj që futet në kaldajë me ujin ushqyes, pra:

$$\Delta ex_q = ex_1 - ex_4^d = 1506.218 - 239.26 = 1266.95 \text{ kJ/kg}$$

Bilanci relativ i kontrollit eksergjetik për këtë rast është:

$$BRE_1 = \frac{\Delta ex_q}{ex_1} = \frac{1266.95}{1506.218} = 0.814 = 81.14\%$$

Humbjet e eksergjisë në turbinë:

$$\Delta ex_{hT} = \Delta ex_q - l_d = 1266.956 - 859.65 = 407.305 \text{ kJ/kg}$$

Ku puna e dobishme të turbinë është kalkuluar nga marrjet e avullit:

Ku janë:

$$\alpha_1 = 0.044903 \text{ kg/kg}; \quad \alpha_2 = 0.052302 \text{ kg/kg}; \quad \alpha_D = 0.051463 \text{ kg/kg};$$

$$\alpha_4 = 0.079593 \text{ kg/kg}; \quad \alpha_5 = 0.082668 \text{ kg/kg}$$

Pas zëvendësimit të të dhënave fitohet:

$$\begin{aligned}
 l_d &= h_{i1} + (1 - \alpha_5) \cdot h_{i2} + [1 - (\alpha_5 + \alpha_4)] \cdot h_{i3} + [1 - (\alpha_5 + \alpha_4 + \alpha_3)] \cdot h_{i4} \\
 &+ [1 - (\alpha_5 + \alpha_4 + \alpha_3 + \alpha_2)] \cdot h_{i5} + [1 - (\alpha_5 + \alpha_4 + \alpha_3 + \alpha_2 + \alpha_1)] \cdot h_{i6} \\
 &= 275.5 + (1 - 0.082668) \cdot 137.25 + [1 - (0.082668 + 0.079593)] \cdot 192.25 \\
 &+ [1 - (0.082668 + 0.079593 + 0.05146)] \cdot 212 \\
 &+ [1 - (0.082668 + 0.079593 + 0.05146 + 0.0523018)] \cdot 98 \\
 &+ [1 - (0.082668 + 0.079593 + 0.05146 + 0.0523018 + 0.044903)] \cdot 55 \\
 &= 275.5 + 125.9038 + (1 - 0.162261) \cdot 192.25 + (1 - 0.213721) \cdot 212 \\
 &+ (1 - 0.2660228) \cdot 98 + (1 - 0.3109258) \cdot 55 = 859.65 \text{ kJ/kg}
 \end{aligned}$$

Bilanci relativ i kontrollit për këtë rast është:

$$BRE_2 = \frac{\Delta ex_{hT}}{ex_1} = \frac{407.305}{1506.218} = 0.1262 = 12.62\%$$

Humbjet e eksërgjisë në turbinë janë të konsiderueshme si pasojë e mungesës së ritejnxehjes dhe faktit që ky bllok nuk ka turbinë të presionit të mesëm, prandaj zgjerimi i avullit përkatësisht puna e dobishme fitohet vetëm në turbinën e presionit të lartë dhe në atë të presionit të ulët.

Humbjet e eksërgjisë në kondensator

$$\Delta ex_c = ex_3 - ex_4$$

Nga të dhënat për parametrat e avullit në dalje nga turbina e presionit të ulët përkatësisht hyrja në kondensator kemi:

$$t_3 = 43^\circ\text{C} \quad p_3 = 0.0876 \text{ bar} \quad \text{dhe} \quad i_3 = 2450 \text{ kJ/kg}$$

$$x_3 = \frac{2450 - 179}{2579 - 179} = 0.946$$

$$s_3 = s' + x(s'' - s') = 0.6145 + 0.946 \cdot (8.1954 - 0.6145) = 8.016 \text{ kJ/kg}$$

$$ex_3 = i_3 - i_0 - T_0(s_3 - s_0) = 2450 - 84.2 - 293(8.016 - 0.296) = 103.812 \text{ kJ/kg}$$

$$ex_4 = i_4 - i_0 - T_0(s_4 - s_0) = i - T_0 \cdot s - i_0 + T_0 \cdot s_0 = 180,08 - 293(0.615) + 2.5 = 2.385 \text{ kJ/kg}$$

Me anë të këtyre mund të caktohet:

$$\Delta ex_c = ex_3 - ex_4 = 103.812 - 2.385 = 101.427 \text{ kJ/kg}$$

Bilanci relativ i kontrollit për kondensator është:

$$BRE_3 = \frac{\Delta ex_c}{ex_1} = \frac{101.427}{1506.218} = 0.06734 = 6.73\%$$

Humbjet e eksbergjisë në pompa janë:

$$\Delta ex_{hp} = l_p = (i_7 - i_6) + (i_5 - i_4) = (666.5 - 655.88) + (180.21 - 180.08) = 10.75 \text{ kJ/kg}$$

Bilanci i kontrollit për eksbergjinë në pompa merr vlerën:

$$BRE_4 = \frac{\Delta ex_{hp}}{ex_1} = \frac{10.75}{1509.91} = 0.007137 = 0.071\%$$

Shuma e bilanceve të kontrollit tregon shpërndarjen e eksbergjisë në tërë ciklin, ku vërehet që humbjet më të mëdha eksbergjetike ndodhin në gjeneratorin e avullit. Në diagramin në vazhdim është paraqitur grafikisht shuma e bilanceve.

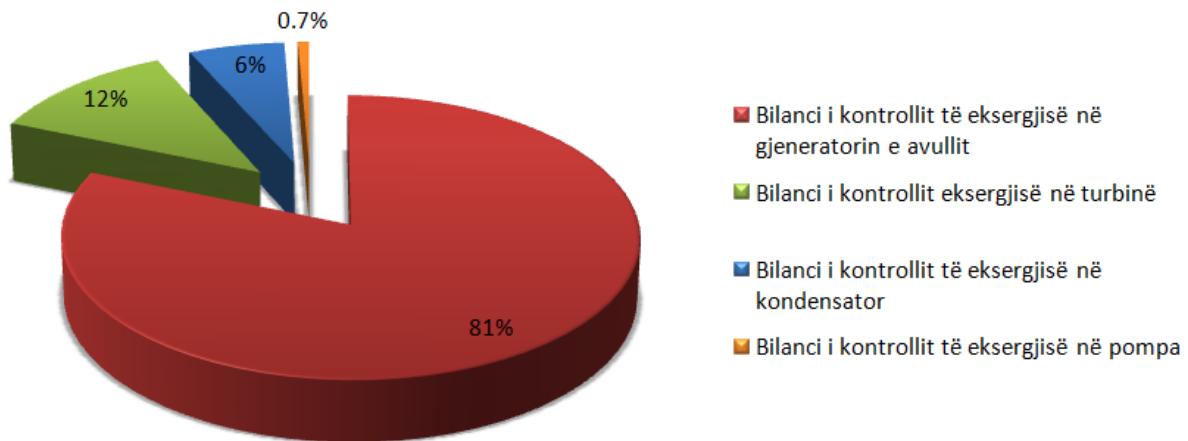


Fig.5.3. Paraqitja grafike e humbjeve të eksbergjisë në pajisjet kryesore të bllokut A2.

Në diagramin në figurën 5.3. janë paraqitur në mënyrë grafike rezultatet e fituara nga analiza eksbergjetike e ciklit të punës së bllokut A2. Sipas kësaj analize është mundësuar të definohet burimi i humbjeve të eksbergjisë, vërehet se humbjet më të mëdha të eksbergjisë ndodhin në gjeneratorin e avullit me vlerë rreth 81% të eksbergjisë së përgjithshme të bllokut. Humbja eksbergjetike tjetër më e madhe me vlerë 12% shfaqet në turbinë. Të këto dy pajisje së bashku shkaktohet humbje e më shumë se 90% të eksbergjisë totale të sistemit. Humbjet tjera të eksbergjisë shkaktohen në kondensator rreth 6% dhe në pompa rreth 1%. Vërehet që rezultatet nga analiza eksbergjetike dallojnë dukshëm nga rezultatet të cilat janë fituar me analizën energjetike të pajisjeve përbërëse të bllokut A2.

Për shkak të dallimit të rezultateve nga analiza energjetike dhe eksergjetike, në diagramin 5.4. janë paraqitur grafikisht rezultatet e fituara për pajisjet kryesore. Më këto rezultate është vërtetuar që humbjet energjetike nuk janë të njëjta me humbjet eksergjetike për pajisje të njëjta të sistemit.

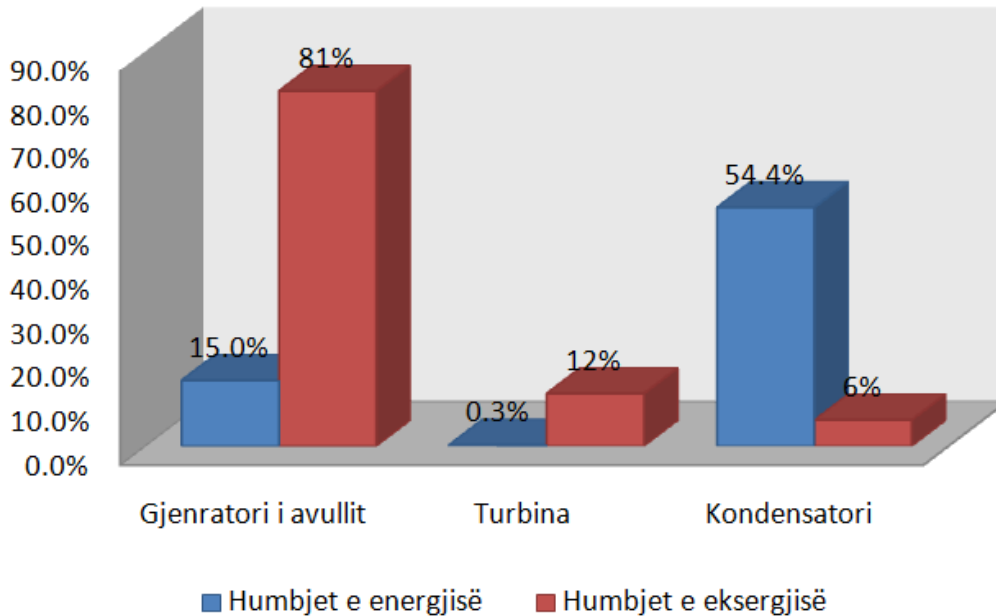


Fig.5.4. Krahasimi i humbjeve energjetike nga humbjet eksergjetike për pajisjet kryesore të bllokut A2.

Sipas bilancit të energjisë burimi më i madh i humbjeve ka rezultuar të jetë kondensatori me 54.44% të humbjeve të përgjithshme të energjisë, ndërsa sipas bilancit eksergjetik në kondensator ndodhin vetëm 6% të humbjeve eksergjetike. Kjo ndodh për shkak se sasia e energjisë termike që humbet nga kondensatori në rrethinë është e madhe, mirëpo kjo energji apo nxehtësi nuk ka potencial që të shfrytëzohet si punë e dobishme për ta rritur rendimentin e përgjithshëm termik të bllokut.

Tek gjeneratori i avullit humbjet termike ishin të vogla rreth 15% ndërsa ato eksergjetike kanë vlerë të lartë rreth 81%, kjo diferencë është edhe tregues që në gjeneratorin e avullit ka hapësirë për përmirësime, dhe ka potencial për të ndikuar në rritjen e rendimentit të bllokut. Humbjet më të mëdha eksergjetike ndodhin si pasojë e diferencës së madhe të temperaturave në mes të kaldajës dhe ambientit rrethues si dhe temperaturës së lartë në vatër krahasuar me temperaturën e avullit të gjeneruar.

Humbjet eksergjetike në turbinë janë më të mëdha se ato energjetike dhe vijnë si pasojë e punës së brendshme të turbinës, përkatësisht gjatë konvertimit të energjisë termike të fluidit punues në energji mekanike e më pas në atë elektrike.

6. ANALIZA ENERGJETIKE DHE EKSERGJETIKE E KËMBYTESVE TË NXEHTËSISË SË BLOKUT A2

6.1. Në përgjithësi për këmbyesit e nxehtësisë

Me termin këmbyes të nxehtësisë nënkuptojmë pajisjet të cilat shërbejnë për transmetimin e nxehtësisë në mes të dy ose më shumë fluideve. Ky term ka përdorim të gjerë në industri duke ju referuar pajisjeve të ndryshme siç janë pajisjet të ngrohja qendrore, radiatorët, bojleri, ftohësi etj, të cilat përdoren për qëllime të ndryshme por principi i punës së tyre është këmbimi i nxehtësisë. Tek stabilimentet termoenergjetike, këmbyesit e nxehtësisë janë gjeneratori i avullit, kondensatori, ngrohësit rigjenerativ, kulla ftohëse etj.

Transmetimi i nxehtësisë në të shumtën e rasteve bëhet në mes të dy fluideve, ku njëri fluid liron nxehtësi dhe quhet nxehtësidhënës, ndërsa tjetri e pranon atë nxehtësi dhe emërohet nxehtësimarrësi. Këto fluide mund të jetë fluide të pastërta ose të përziera.

Sa i përket mënyrës së transmetimit të nxehtësisë, këmbyesit mund të jenë me ose pa akumulim të nxehtësisë. Këmbyesit me akumulim të nxehtësisë quhen rigjeneratorë, ku bëhet përshkimi periodik i fluideve, ndërsa këmbyesit pa akumulim të nxehtësisë quhen rekuperatorë, këtu fluidet transmetojnë nxehtësinë drejtpërdrejtë në mënyrë të vazhdueshme përmes një muri ndarës.

Këmbyesit e nxehtësisë mund të jenë me përzierje të fluideve ose pa përzierje. Nëse bëhet përzierja e dy bartësve të nxehtësisë quhen këmbyes të nxehtësisë me përzierje, dhe nëse nuk përzihen fluidet quhen këmbyes pa përzierje. Mënyra e rrymimit të fluidit punues në këmbyes mund të jetë me kahe të njëjtë, me rryma në kahe të kundërt dhe me rryma të kryqëzuara. Këmbyesit me rryma të kundërta kanë efikasitet më të lartë prandaj kanë përdorim më të madh.

Në bllokun A2 si tërësi e pajisjeve termoenergjetike gjenden shumë këmbyes të nxehtësisë. Disa nga këto pajisje janë: gjeneratori i avullit, kondensatori, ngrohësit ringjenerativ të ujit, ngrohësi i ajrit etj.

Në vazhdim është bërë analizimi kondensatorit dhe gjeneratorit të avullit si këmbyesit të nxehtësisë duke fituar një pasqyrë rreth humbjeve të energjisë dhe eksbergjisë si dhe mënyrave të përmirësimit të rendimentit termik të tyre.

6.2. Analiza energjetike dhe eksnergjetike e kondensatorit

Përderisa në pjesën e parë të këtij punimi janë kalkuluar humbjet e energjisë dhe eksnergjisë të tërë ciklit të punës së bllokut në kondensator, në vazhdim është përcaktuar shkalla e shfrytëzimit të kondensatorit si pajisje e veçantë, si dhe rendimenti eksnergjetik i tij.

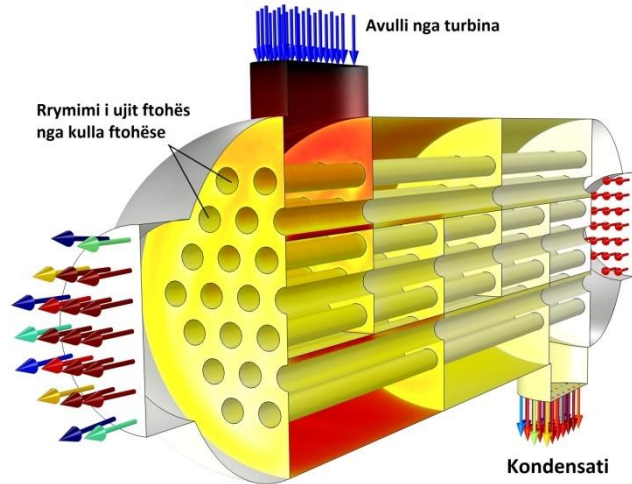


Fig.6.1. Parimi i punës së kondensatorit

Parametrat e avullit të ujit në kondensatorë	Në hyrje të kondensatorit:	Në dalje të kondensatorit
Presioni	$p_{av}^h = 0.876 \text{ bar}$	$p_{av}^d = 0.876 \text{ bar}$
Temperatura e avullit	$t_{av}^h = 43^\circ\text{C}$	$t_{av}^d = 43^\circ\text{C}$
Entalpia	$i_{av}^h = 2480 \text{ kJ/kg}$	$i_{av}^d = i_k = 180.08 \text{ kJ/kg}$
Prurja e avullit	$\dot{m}_{av}^h = 381 \text{ t/h}$	

Parametrat e ujit për ftohje	Në hyrje të kondensatorit	Në dalje nga kondensatori
Temperatura e ujit	$t_{uf}^h = 21^\circ\text{C}$	$t_{uf}^d = 32^\circ\text{C}$
Prurja e ujit	$\dot{m}_{uf} = 12000 \text{ t/h}$	
Entalpia	$i_{uf}^h = 88.196 \text{ kJ/kg}$	$i_{uf}^d = 134.19 \text{ kJ/kg}$

Shkalla e shfrytëzimit të kondensatorit:

$$\eta_K = \frac{m_{uj} \cdot (i_{uf}^d - i_{uf}^h)}{m_{av} \cdot (i_{av}^h - i_{av}^d)} = \frac{12000 \cdot (134.19 - 88.196)}{381 \cdot (2450 - 180.08)} = 0.809 = 80.9\%$$

Humbjet e energjisë:

$$\Delta Q_K = m_{av} \cdot (i_{av}^h - i_{av}^d) - m_{uj} \cdot (i_{uf}^d - i_{uf}^h) = 381 \cdot (2450 - 180.08) - 12000 \cdot (134.19 - 88.196) = 45890 \text{ kW}$$

Eksnergjia e avullit në hyrje të kondensatorit

$$ex_{av}^h = m_{av} \cdot [i_{av}^h - i_0 - T_0 (s_{av}^h - s_0)]$$

Eksnergjia e kondensatit në dalje të kondensatorit

$$ex_{av}^d = m_{av} \cdot [i_{av}^d - i_0 - T_0 (s_{av}^d - s_0)]$$

Eksnergjia e ujit ftohës në hyrje të kondensatorit

$$ex_{uf}^h = m_{uf} \cdot [i_{uf}^h - i_0 - T_0 (s_{uf}^h - s_0)]$$

Eksnergjia e ujit ftohës në dalje të kondensatorit

$$ex_{uf}^d = m_{uf} \cdot [i_{uf}^d - i_0 - T_0 (s_{uf}^d - s_0)]$$

Humbja eksnergjetike e rrymës së avullit për temperaturë rrethuese 293K është:

$$\Delta ex_K = ex_{av}^h - ex_{av}^d = (i_{av}^h - i_{av}^d) - T_0 (s_3 - s_4) = (2450 - 180.08) - 293(8.016 - 0.612) = 100.548 \text{ kJ/kg}$$

Humbja eksnergjetike e rrymës së ujit ftohës

$$\Delta ex_{uf} = ex_{uf}^d - ex_{uf}^h = (i_{uf}^d - i_{av}^h) - T_0 (s_{uf}^d - s_{uf}^h) = (134.19 - 88.196) - 293(0.464 - 0.311) = 1.165 \text{ kJ/kg}$$

Rendimenti eksnergjetik i kondensatorit:

$$\eta_{ex} = \frac{\Delta ex_{uf} \cdot \dot{m}_{uf}}{\Delta ex_{av} \cdot \dot{m}_{av}} = \frac{1.165 \cdot 12000}{100.548 \cdot 381} = 0.364$$

Nëse vlerat e fituara të rendimentit termik dhe eksnergjetik të kondensatorit si këmbyses nxehtësie vendosen në një diagram, dhe analizohet ndryshimi i tyre varësisht nga ndryshimi i presionit që gjendet në kondensator, atëherë fitohen këto rezultate:

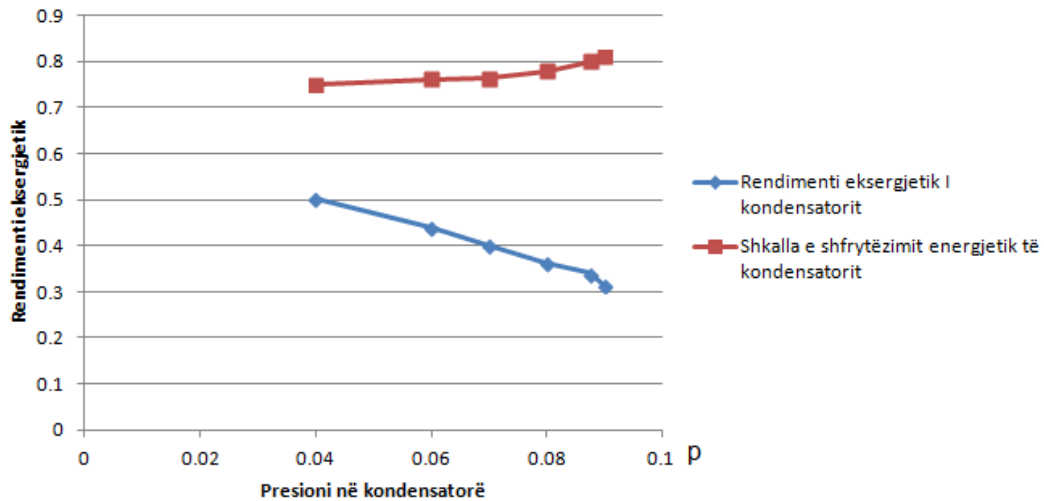


Fig.6.2. Paraqitja grafike e varësisë së shkallës së shfrytëzimit të kondensatorit dhe rendimentit eksergjetik nga presioni në kondensator.

Nga analiza e kryer për kondensatorin del se rendimenti eksergjetik i kondensatorin si pajisje shkon duke u zvogëluar me rritjen e presionit në kondensator. Prandaj ka rëndësi të veçantë që presioni të jetë sa më i ultë. Në anën tjetër, shkalla e shfrytëzimit të kondensatorit del se shkon duke u rritur me rritjen e presionit në kondensator, me që i rriten parametrat e avullit si lëndë pune.

Analizë tjetër për këtë këmbyes nxehtësie është realizuar duke krahasuar ndryshimin e rendimentit eksergjetik në varësi të temperaturës së ambientit rrethues për presione të ndryshme të kondensatorit.

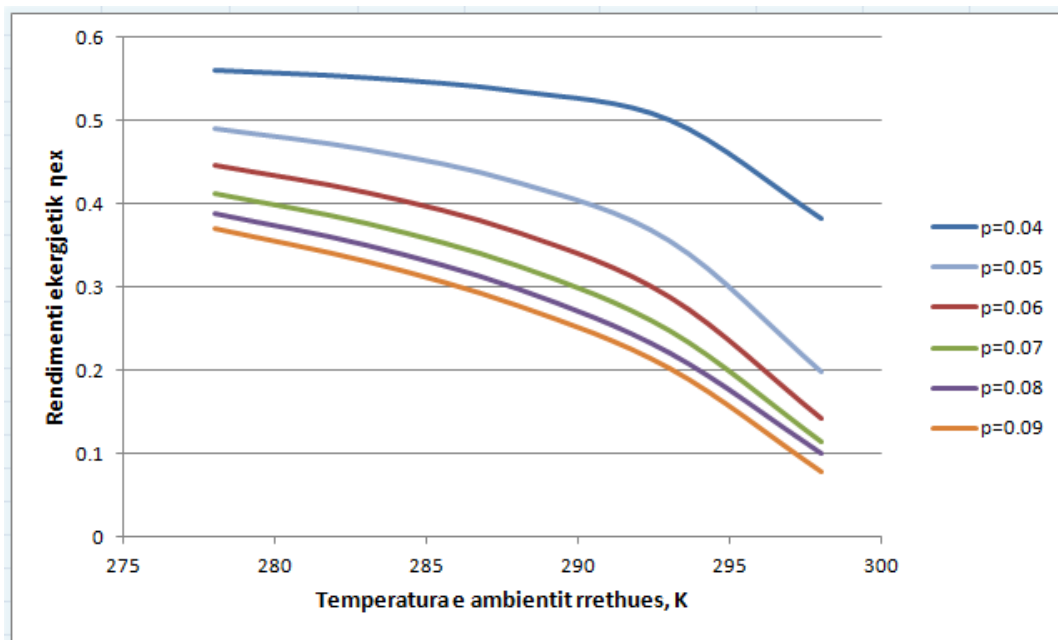


Fig.6.3. Paraqitja grafike e varësisë së rendimentit eksergjetik të kondensatorit nga temperatura e ambientit dhe nga presioni.

Nga diagrami i fituar pas kalkulimeve të rendimentit eksergjetik për presione të ndryshme dhe për temperatura të ndryshme të ambientit, është konkluduar që rendimenti eksergjetik i kondensatorit zvogëlohet me rritjen e temperaturës së ambientit rrethues për shkak se rritet eksergjia e fluidit punues. Në anën tjetër, rendimenti eksergjetik siç është treguar edhe më parë varet po ashtu nga presioni që mbizotëron në kondensator, dhe sa më i ulët të jetë presioni në kondensator rendimenti eksergjetik i kondensatorit do të jetë më i madh.

6.3. Analiza energjetike dhe eksergjetike e gjeneratorit të avullit

Në vazhdim janë përcaktuar shkalla e shfrytëzimit e gjeneratorit të avullit si sistem i veçantë termodinamik si dhe rendimenti eksergjetik:

Rendimenti termik i gjeneratorit të avullit:

$$\eta_{Gj} = \frac{m_{av} \cdot (i_{Gj}^d - i_{Gj}^h)}{B \cdot H_u} = \frac{150 \cdot (3450 - 1015)}{74.996 \cdot 7000} = \frac{365250}{524972} = 0.6957 = 69.57\%$$

Ku janë:

m_{av} , kg/s -avulli i prodhuar në gjeneratorin e avullit

B , kg/s -sasia e lëndës djegëse

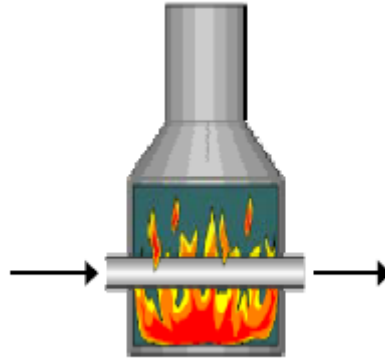
i_{Gj}^h - entalpia e ujit ushqyes në hyrje të gjeneratorit të avullit

i_{Gj}^d - entalpia e avullit në dalje të gjeneratorit të avullit

H_u - nxehtësia e ulët e djegies së lëndës djegëse përkatësisht qymyrit.

Energjia e humbur në gjeneratorin e avullit është:

$$\Delta e_{humbur} = Q_f - L_d = 524972 - 365250 = 159722 \text{ kW}$$



Rendimenti eksergjetik i gjeneratorit të avullit është:

$$\eta_{ex}^{Gj} = \frac{Ex_{av}}{Ex_{q1}} = \frac{230777}{262802} = 0.61$$

Eksergjia e avullit të prodhuar:

$$Ex_{av} = m_{av} \cdot [i_1 - i_0 - T_0(s_1 - s_0)] = 150 \cdot [3450 - 83.86 - 293 \cdot (6.6426 - 0.296)] = 150 \cdot 1509.22 = 230777 \text{ kJ/kg}$$

Eksergjia e nxehtësisë së investuar:

$$Ex_{q1} = Q_{in} \left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right) = 365250 \left(1 - \frac{293}{808}\right) = 262802 \text{ kJ/kg}$$

Konsumi specifik i lëndës djegëse B për bllokun A2 i cili është përdorur në shprehjen e mësipërme gjendet nga shprehja:

$$B = \frac{N_{TEC}^k}{\eta_{TEC}^k \cdot H_u} = \frac{131148}{0.24288 \cdot 7000} = 74.996 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 269985 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 269.98 \frac{\text{t}}{\text{h}} = 3239 \frac{\text{t}}{\text{ditë}}$$

Nëse merret se blloku punon mesatarisht 6000 h/vit, del se:

$$B = 269.98 \cdot 1000 \cdot 6000 = 1619913 \text{ t/vit}$$

Konsumi specifik i lëndës djegëse rezulton të jetë:

$$b = \frac{B}{N_{TEC}^k} = \frac{269985}{131148} = 2.0586 \text{ kg/kWh}$$

Ku janë:

$$N_{TEC}^k = 131148 \text{ kW} \text{ -fuqia punuese e termocentralit}$$

η_{TEC}^k - rendimenti i përgjithshëm i termoelektrocenralit, i cili caktohet me shprehjen:

$$\eta_{TEC}^k = \eta_t \cdot \eta_g \cdot \eta_{ri} \cdot \eta_m \cdot \eta_{el} = 0.353 \cdot 0.85 \cdot 0.83 \cdot 0.99 \cdot 0.985 = 0.2428$$

ku rendimentet përbërëse janë:

$$\eta_t = 0.353 - \text{rendimenti termik i ciklit të punës}$$

$$\eta_g = 0.85 - \text{rendimenti i gjeneratorit të avullit}$$

$$\eta_{ri} = 0.83 - \text{rendimenti i brendshëm i turbinës}$$

$$\eta_m = 0.99 - \text{rendimenti mekanik i turbinës}$$

$$\eta_{el} = 0.985 - \text{rendimenti i gjeneratorit elektrik.}$$

Po ashtu, përveç konsumit të lëndës djegëse mund të kalkulohet edhe konsumi specifik i nxehtësisë i cili paraqet raportin në mes të nxehtësisë që futet në cikël (Q_k) dhe fuqisë së realizuar t bllokut A2, pra:

$$q_N = \frac{Q_k}{N_{TEC}^k} = \frac{365.25}{131.48} = \frac{365.25 \cdot 1000 \cdot 3600}{13148} = 10026.1 \text{ kJ/kWh} .$$

Përfundimi

Termoelektrocentralet si tërësi përbëhen nga shumë pajisje të ndryshme të cilat mundësojnë realizimin e prodhimit të energjisë elektrike. Procesi i prodhimit të energjisë elektrike është mjaft kompleks dhe përcjellët me humbje të mëdha të energjisë. Pajisjet të cilat bëjnë pjesë në këtë proces, pra pajisjet e termoelektrocentralit përkatësisht bllokut, ndahen në pajisje kryesore dhe pajisje ndihmëse. Në këtë punim është bërë analizimi i pajisjeve kryesore dhe ndihmëse të bllokut A2 të termoelektrocentralit Kosova A me kapacitet 125MW, ku janë përshkruar parimet e punës së tyre dhe të dhënat karakteristike për këto pajisje.

Për shkak të humbjeve të mëdha të energjisë në termoelektrocentrale, shkalla e shfrytëzimit të energjisë në ciklin e punës së tyre është mjaft e ulët. Me anë të analizës energjetike apo termike përcaktohen humbjet sasiore termike të cilat ndodhin në sistem, ndërsa plotësimi i kësaj analize bëhet me analizën eksergjjetike, me anë të së cilës përcaktohen humbjet sasiore dhe cilësore të energjisë.

Nga rezultatet e fituara nga analiza termike e cila është bërë për bllokun A2 të termoelektrocentralit Kosova A, shihet se rendimenti termik apo shkalla e shfrytëzimit termik është 35.3%, që paraqet raportin në mes të punës së dobishme të fituar në turbinë ndaj nxehtësisë e cila është investuar në sistem. Në bllokun A2 nga bilanci termik rezulton se humbjet më të mëdha të energjisë termike ndodhin në kondensator me rreth 54.44% të humbjeve të përgjithshme termike, pastaj në gjeneratorin e avullit rreth 15%, humbje të vogla ka edhe në turbinë rreth 0.297%, në rrjetën transportuese të avullit 0.85% dhe humbjet termike prej 0.441% në gjeneratorin elektrik.

Ekzistojnë mënyra të ndryshme për përmirësimin e rendimentit termik siç janë rritja e parametrave të burimit termik apo ulja e parametrave të greminës termike, rritja e numrit të ngrohësve rigjenerativ, rritja e sipërfaqeve të këmbyesve të nxehtësisë siç janë kondensatori, gjeneratori i avullit etj. Në këtë punim është bërë edhe analiza e mënyrës së rritjes së rendimentit termik duke ndryshuar disa nga parametrat hyrëse të lëndës punuese, nga kjo është fituar rezultati se rendimenti termik rritet me rritjen e temperaturës së avullit i cili futet në turbinën me presion të lartë si dhe me rritjen e temperaturës së ujit ushqyes në hyrje të gjeneratorit të avullit. Po ashtu, është bërë analizimi i ndryshimit të rendimentit termik varësisht nga sasia e avullit që merret nga turbina me presion të ulët për ngrohësin rigjenerativ N1, nga rezultatet e fituara është konkluduar që me rritjen e sasisë së avullit në marrje, zvogëlohet rendimenti termik.

Analiza eksergjjetike është tregues i humbjes së energjisë së dobishme në sistem. Me anë të kësaj analize janë përcaktuar pikat kryesore të cilat janë burim i ireversibilitetit, përkatësisht janë përcaktuar pajisjet me humbje më të madhe të eksergjjisë. Tek blloku A2 nga bilanci eksergjjetik rezulton se humbjet më të mëdha të eksergjjisë ndodhin në gjeneratorin e avullit (81%), pastaj në turbinë (12%), në kondensator (6%) dhe pjesa më e vogël në pompa (0.7%).

Nga kjo analizë, vërehet se gjeneratori i avullit paraqet pikën në të cilën duhet të bëhet fokusimi për përmirësim e shfrytëzimit të nxehtësisë së dobishme, me që në të humbet një sasi shumë e madhe e nxehtësisë që ka potencial për tu shfrytëzuar si punë teknike.

Sipas rezultateve nga dy analizat e bëra, pra nga ajo energjetike dhe eksergjetike, konkludohet se humbjet energjetike dhe eksergjetike nuk janë të njëjta për pajisje të njëjta të sistemit. Tek blloku A2 është bërë krahasimi i humbjeve termike dhe eksergjetike për pajisjet kryesore. Përderisa humbjet termike në kondensatorin e bllokun A2 ishin shumë të larta rreth 54%, humbjet e eksergjisë janë mjaftë të vogla rreth 6%. Kjo ndodhë me që ireversibiliteti i krijuar në kondensator është shumë i vogël për shkak se energjia e cila humbet ka kualitet të ulët, përkatësisht nuk është energji që mund të shfrytëzohet në mënyrë të dobishme. E njëjta dukuri shfaqet edhe tek gjeneratori i avullit, dallimi qëndron në faktin se te kjo pajisje energjia termike e humbur është e ulët rreth 15%, ndërsa eksergjia e cila humbet ka vlerë shumë të madhe, duke përfshirë 81% të humbjeve totale të eksergjisë në sistem. Kjo rrjedhë si pasojë e diferencës së madhe temperaturike në mes të temperaturës që krijohet në vatër në procesin e djegies së lëndës djegëse dhe temperaturës së avullit të përfituar në avullues të gjeneratorit të avullit, po ashtu ndikim ka edhe ndryshimi me temperaturën e ambientit rrethues. Edhe tek turbina rendimenti energjetik me vlerë 0.297% është shumë më i ulët se sa rendimenti eksergjetik me vlerë prej 12%. Humbjet eksergjetike në turbinë shfaqen për shkak të punës së brendshme të turbinës.

Eksergjia si vlerë varet nga temperatura e burimit termik dhe nga kushtet e ambientit rrethues, prandaj është bërë analizimi i ndryshimit të rendimentit eksergjetik të bllokut varësisht nga ndryshimi i temperaturës së ambientit rrethues, si dhe analizimi i ndryshimit të këtij rendimenti me ndryshimin e temperaturës së avullit në hyrje të turbinës me presion të lartë. Në rezultatet e fituara tregohet se me rritjen e temperaturës së ambientit rrethues zvogëlohet eksergjia ndërsa rritet rendimenti eksergjetik i bllokut. Rendimenti eksergjetik është rritur edhe gjatë rritjes së temperaturës së avullit në hyrje të turbinës me presion të lartë, me që dihet se nxehtësia me temperaturë më të lartë është më kualitative, përkatësisht jep më shumë punë të dobishme se ajo me temperaturë më të ulët.

Përfundimisht, është caktuar edhe rendimenti energjetik dhe eksergjetik për dy ndër këmbyesit kryesor të nxehtësisë të bllokut A2, pra të kondensatorit dhe gjeneratorit të avullit. Tek kondensatori pas llogaritjes së shkallës së shfrytëzimit dhe rendimentit eksergjetik si pajisje e veçantë, është bërë edhe analizimi i ndryshimit të këtyre rendimenteve varësisht nga presioni dhe temperatura e ambientit rrethues. Analiza e tillë është bërë në funksion të presionit, ku është vërtetuar që me uljen e presionit në kondensator shkalla e shfrytëzimit të kondensatorit si pajisje zvogëlohet sepse fluidit punues i ulen parametrat punues, ndërsa në anën tjetër rendimenti eksergjetik i kondensatorit rritet me uljen e presionit. Po ashtu, si analizë shtesë është bërë edhe llogaritja e ndryshimit të rendimentit eksergjetik të kondensatorit si gërshetim në mes të varësisë së tij nga presioni si dhe nga temperatura e ambientit rrethues, duke rezultuar se rendimenti eksergjetik zvogëlohet me rritjen e temperaturës së ambientit rrethues dhe rritet me uljen e presionit.

Conclusion

Power plants represent complex systems consisting of different components destined to generate electrical energy. These components enable the conversion of energy from one form to another i.e chemical energy of coal which is used as fuel in the coal-fired power plant is converted into heat energy after combustion in the steam generator, after that the energy converts into mechanical energy in the steam turbine, all that to finally convert into electrical energy, as the useful final form of energy. Knowing the importance of energy conservation and sustainable energy systems, this thesis describes the energy and exergy analysis by delineating and localizing the major energy and exergy loss factors and points out the components of the power plants in which these losses occur. In particular, this thesis elaborates the characteristics of Kosova A2 power plant with the production capacity of 125MW, the energy and exergy analysis including the energy and exergy balances of this power plant.

In the first part of this thesis is given the description for the main and subsidiary components of the power plant, by giving details to the function principle and operating data of each unit. The main components include the steam generator, steam turbine, condenser, cooling tower, pumps, feed water heaters and the dearator, whereas the subsidiary components described are the water supply system, fuel supply and the ash and slag removal and handling system.

Due to the high energy loss resulting in low efficiency of the working cycle of the power plant it is necessary to perform the energy analysis to determine the quantity of thermal energy loss, the completion of this analysis is realized by also performing the exergetic analysis by determining the quantity and quality of energy loss.

The results of the energy analysis performed for the power plant Kosova A2 show that the energy efficiency conducted was 35.3%, representing the ratio of the useful work yielded in the steam turbine and the overall thermal energy invested in the system. These results also show that the major loss of thermal energy occurs in the condenser with the loss of 54.44% of the total energy, the second major loss of energy is in the boiler 15%, energy losses are present also in the steam turbine 0.29%, in the steam transport network 0.85% and thermal losses in the electric generator 0.441%.

There are different ways to increase the efficiency of a power plant such as by increasing the input parameters of the work fluid, by adding the number of feed water heaters, increasing the surface of heat exchangers etc. After analyzing the effect that the alteration of operational parameters gives, the results gained state that the thermal efficiency increases by increasing the temperature of the generated steam proceeding to the high pressure steam turbine and also by increasing the temperature of the feed water entering the steam generator. The intake steam subtracted from the turbine affects the overall energy efficiency, as the results of the

analysis on this matter show that by increasing the amount of the steam intake, the energy efficiency decreases.

Exergy analysis is used to determine the loss of useful energy in the system by localizing the main spots which represent a source of irreversibility hence there occur the biggest exergy loss. For the Kosova A2 power plant, the exergy balance results show that the main loss of exergy occurs in the steam generator (81%), in the steam turbine (12%), condenser (6%) and a minor loss in pumps (0.7%).

After conducting these two analyses, respectively the energy and exergy analysis it is made obvious that the energy and exergy losses are not the same for the same components of the system. This was made clear in the comparison realized for the components of Kosova A2 power plant, where for instance the thermal or energy losses in the condenser are 54% on the other hand the exergy losses are small about 6%. This happens as the irreversibility created in the condenser is small because the energy loss has low quality and can't be used any further. The same effect is shown also at the steam generator where the energy loss is low about 15% whereas the exergy loss is very high about 81%. This occurs due to the high difference in the temperature of the furnace during combustion and the temperature of the steam generated, also an indicator is the temperature difference with the surrounding. In addition, in the steam turbine the energy efficiency is 0.297% which is clearly lower than the exergy efficiency 12%. The energy loss in the turbine occurs due to inner work of the turbine.

The value of exergy depends of the temperature of the thermal source and the conditions of the surroundings. In regard to this, the analysis of the relation of exergy efficiency was realized by changing the temperature of the surrounding and after that by changing the temperature of the steam generated together with the surrounding temperature. The results gained show that when the temperature of the surrounding increases, the exergy decreases therefore the exergy efficiency increases. The exergy efficiency also increases in the second case, when the temperature of the steam generated and the surrounding increases, this comes by the fact that heat that has higher temperature is more qualitative, respectively is able to give more useful work than the heat with lower temperature.

The energy and exergy analysis were performed for the working cycle of the power plant in general by issuing the role of each component to the efficiency of the system, besides that, additionally the energy and exergy analysis of some heat exchangers of the system was conducted, by considering them as independent thermodynamic systems. These analyses were performed for the steam generator and the condenser as two of the most important heat exchanger of the system. After getting the results for the energy and exergy analysis of the condenser, an analysis to state the dependence of the energy and exergy efficiency from the pressure of the condenser was made, resulting in the fact that energy efficiency of the condenser as a sole component increases by increasing the pressure as the working fluid parameters increase herewith, on the other hand the exergy efficiency decreases by increasing the pressure in the condenser. Additionally, the exergy efficiency analysis was made when this efficiency is in the function of the surrounding temperature and pressure of the condenser, with that it was concluded that the exergy efficiency of the condenser decreases

when the surrounding temperature increases and also increases by decreasing the pressure in the condenser.

From all that was stated above, it was concluded that in order to enable the enhancement of the energy efficiency of this particular power plant, improvements should be made in the major energy loss component which is the condenser, by finding a way to use the heat that will be wasted otherwise in the cooling tower in a beneficial way as for heating or other useful purposes. Likewise, to enhance the exergy efficiency the focus should be on improving the performance of the steam generator by enabling better usage of the thermal energy with lower loss of useful energy.

Nomenklatura

Shënimi/Njësia	Përshkrimi
α , kg/kg	Sasia e avullit të marrë
c , J/kgK	Nxehtësia specifike
d , m	Diametri
e_x , J/kg	Eksergjia specifike
Ex , J	Eksergjia
\dot{m} , kg/s	Prurja masore
t , °C	Temperatura relative
T , K	Temperatura absolute
p , bar	Presioni
Q , J	Nxehtësia
L , J	Puna
U , kJ	Energjia e brendshme
q , J/kg	Nxehtësia specifike
l , J/kg	Puna specifike
u , kJ/kg	Energjia e brendshme specifike
w , m/s	Shpejtësia e rrjedhjes
h , m	Lartësia
m , kg	Masa
N , kW	Fuqia
S , kJ/K	Enropia
s , kJ/kgK	Entropia specifike
V , m ³	Vëllimi
v , m ³ /kg	Vëllimi specifik
x	Shkalla e thatësisë
η	Rendimenti
T_b , K	Temperatura e burimit termik
T_g , K	Temperatura e greminës termike
c_v , kJ/kgK	Nxehtësia specifike me vëllim konstant
g , m/s ²	Nxitimi gravitacional
T_0 , K	Temperatura absolute e ambientit
t_0 , °C	Temperatura relative e ambientit
R , J/kgK	Konstanta e gazeve
l_d , J/kg	Puna e dobishme
q_f , J/kg	Nxehtësia që futet në cikël
q_n , J/kg	Nxehtësia që nxirret nga cikli
η_t	Rendimenti termik

η_{ex}	Rendimenti eksergjetik
η_p	Rendimenti i përgjithshëm
η_E	Rendimenti absolut i shfrytëzimit
η_{ef}	Rendimenti efektiv i shfrytëzimit
η_{oi}	Rendimenti i brendshëm i turbinës
η_i	Rendimenti absolut i brendshëm i turbinës
η_{el}	Rendimenti i gjeneratorit elektrik
η_m	Rendimenti mekanik i turbinës
η_{tr}	Rendimenti i rrjetës transportuese të avullit
BR	Bilanci relativ i nxehtësisë
BRE	Bilanci i kontrollit për eksergjinë
Δex , kJ/kg	Humbjet eksergjetike
l_T , J/kg	Puna e fituar në turbinë
l_p , J/kg	Puna e shpenzuar në pompa
q_K , kJ/kg	Konsumi relativ i nxehtësisë
\dot{m}_m , m ³ /s	Prurja e marrjes së avullit
h_i , kJ/kg	Rënia termike në turbinë
H_o , kJ	Rënia termike adiabatike e avullit në turbinë
H_i , kJ	Rënia termike adiabatike e avullit në turbinë duke konsideruar humbjet
H_p , kJ	Energjia e shpenzuar në pompa
L_{ci} , J	Puna e ciklit me procese ireversibile
Q_j , J	Humbjet e nxehtësisë në ambientin e jashtëm.

Literatura

- [1] Krasniqi, F. *Termoelektrocentralet e Kosovës*. ASHAK, Prishtinë, 2014.
- [2] Krasniqi, F. *Termofikimi dhe rrjetet termike*. ASHAK, Prishtinë, 2010.
- [3] Dincer, I. Rosen, A. *Exergy*. Elsevier, 2013.
- [4] Black & Weach. *Power Plant Engineering*. Springer, New York, 1996
- [5] Y. A. Çengel, M. A. Boles. *Thermodynamics An Engineering Approach*. McGraw-Hill, Boston, 2006.
- [6] D.Lindsley. *Power Plant Control and Instrumentat*.2001.
- [7] Dincer, I. Rosen, M. *Exergy*. Oshawa, Canada, 2007.
- [8] Krasniqi, F. Muriqi,A. *Termodinamika, përmbledhje detyrash*. UP, Prishtinë, 1995.
- [9] Simnica, I. *Doracak termoenergjetik*.SHKROLA. Prishtinë, 2006.
- [10] Simnica, I. *Udhëzime për shfrytëzimin e pajisjeve të turbinës K-200-130-1 LMZ*. Prishtinë, 2006.
- [11] Fejzullahu, Xh. Krasniqi, F. *Hidraulika dhe Termodinamika*. Prishtinë,
- [12] Khan,M.M.K. M.G. Rasul. Leinster, M.G. *Exergy analysis and efficiency improvement of a coal fired thermal power plant in Queensland*. Intech, 2013.
- [13] Krasniqi,D. Filolski, R. Krasniqi, F. *An approach towards Thermal Power Plants Efficiency Analysis by use of Exergy Method*. International Journal of Contemporary Energy, Vol.2, No.1, 2016.
- [14] Jukniu,B. Agolli,H. Demneri,I. Pema, A. Shtjefni, A. *Termotenika*. Tiranë, 1985.
- [15] Demneri, I. Shtjefni, A. Karapici, R. *Termoteknika*. Medaur, Tiranë, 2007.
- [16] Sahiti, N. *Kaldajat e avullit*. Prishtinë, 2014.
- [17] Krasniqi, M. *Analiza energjetike dhe eksergjetike e ciklit të punës së bllokut A5*. Punim diplome Master, 2016.
- [18] T. J. Kotas. *The exergy method of thermal power plant analysis*. Butterworth-Heinemann .1985

Literaturë nga interneti:

- [20] <https://www.irjet.net/archives/V2/i5/IRJET-V2I5185.pdf>
- [21] <http://www.ijraset.com/files/serve.php?FID=3673>
- [22] <https://www.hindawi.com/journals/jther/2014/520183/fig6/>