

Parna turbina solarne termoelektrane

Jelić, Tin

Master's thesis / Diplomski rad

2018

Degree Grantor / Ustanova koja je dodijelila akademski / stručni stupanj: **University of Zagreb, Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture / Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje**

Permanent link / Trajna poveznica: <https://um.nsk.hr/um:nbn:hr:235:099213>

Rights / Prava: [In copyright](#) / [Zaštićeno autorskim pravom.](#)

Download date / Datum preuzimanja: **2024-12-27**

Repository / Repozitorij:

[Repository of Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture University of Zagreb](#)



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Tin Jelić

Zagreb, 2018.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Mentor:

Prof. dr. sc. Zvonimir Guzović, dipl. ing.

Student:

Tin Jelić

Zagreb, 2018.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći znanja stečena tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem se mentoru prof. dr. sc. Zvonimiru Guzoviću na pruženom znanju i preporuci literature koja mi je uvelike pomogla pri proračunima. Također se zahvaljujem Marini Barbarić, mag. ing. na pruženim savjetima koji su mi pomogli pri izradi rada.

Tin Jelić



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
 Povjerenstvo za diplomske ispite studija strojarstva za smjerove:
 procesno-energetski, konstrukcijski, brodstrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

Sveučilište u Zagrebu	
Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur. broj:	

DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Tin Jelić** Mat. br.: 0035187962

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Parna turbina solarne termoelektreane**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Steam turbine of solar thermal power plant**

Opis zadatka:

Danas se većina električne energije proizvodi u termoelektreanama na fosilna goriva koja imaju negativni utjecaja na okoliš a i rezerve su im ograničene. Stoga proizvodnja električne energije iz obnovljivih energetskih izvora dobiva sve više na značaju, posebice imajući u vidu da se većina zemalja kao i Republika Hrvatska obvezala da će 2020. godine proizvoditi 20% električne energije iz obnovljivih energetskih izvora. U tom pogledu i solarna energija može dati doprinos. U Republici Hrvatskoj postoji određeni broj lokacija u Dalmaciji na kojima se planira gradnja solarnih termoelektreana.

U okviru diplomskog rada potrebno je:

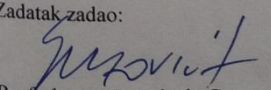
1. dati prikaz trenutnog stanja u Svijetu iskorištavanja solarne energije za proizvodnju električne energije kao i tipova termoelektreana koje se u tu svrhu koriste;
2. opisati pojedine komponente solarnih termoelektreana;
3. za odabranu lokaciju u Dalmaciji na temelju raspoloživih meteoroloških podataka procijeniti godišnji profil sunčevog zračenja, odabrati tip solarne termoelektreane, te definirati njenu konfiguraciju (toplinsku shemu) za električnu snagu 25 MW;
4. provesti termodinamički proračun pojedinih komponenti toplinske sheme odabranog tipa solarne termoelektreane;
5. odabrati tip parne turbine te provesti njen termo i aerodinamički proračun;
6. provesti tehno-ekonomsku analizu solarne termoelektreane;
7. izraditi sklopni crtež uzdužnog presjeka parne turbine.

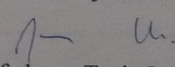
U radu je potrebno navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:
16. studenog 2017.

Datum predaje rada:
18. siječnja 2018.

Predviđeni datum obrane:
24., 25. i 26. siječnja 2018.

Zadatak zadao:

 Prof. dr. sc. Zvonimir Guzović

Predsjednica Povjerenstva:

 Prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

SADRŽAJ

1. UVOD	1
2. Energija sunca	4
2.1 Elektromagnetsko zračenje.....	4
2.2. Ekstraterestičko zračenje	6
2.3 Utjecaj atmosfere na sunčevo zračenje.....	7
2.3.1 Izravno (direktno) Sunčevo zračenje.....	9
2.3.2 Raspršeno (difuzno) Sunčevo zračenje	10
2.3.3 Odbijeno (reflektirano) Sunčevo zračenje.....	11
2.4 Prividno gibanje sunca.....	12
2.4.1 Deklinacija Sunca	13
2.4.2 Satni kut Sunca	14
2.4.3 Visina Sunca	14
2.4.4 Zenitni kut Sunca.....	15
2.4.5 Sunčev azimut	15
2.4.6 Trajanje Sunčeva dana.....	16
3. Solarne termoelektrane	17
3.1 Koncentriranje Sunčevog zračenja	20
3.2 Tehnologije koncentriranja Sunčevog zračenja.....	24
3.2.1 Parabolični žljebasti kolektori	26
3.2.2 Linearni Fresnelovi kolektori	29
3.2.3 Centralni prijammnik na tornju s heliostatima	32
3.2.4 Parabolični tanjurasti kolektori.....	34
3.3 Skladištenje toplinske energije	37
3.3.1 Skladištenje osjetne topline	39
3.3.1.1 Tekući mediji za skladištenje osjetne topline	39
3.3.1.2 Kruti mediji za skladištenje osjetne topline.....	40
3.3.2 Skladištenje latentne topline.....	41
3.3.3 Termokemijsko skladištenje topline.....	42
3.4 Suvremene koncentrirajuće solarne termoelektrane.....	43
3.4.1 Solarne termoelektrane sa paraboličnim žljebastim kolektorima.....	46
3.4.2 Solarne termoelektrane sa solarnim tornjem i poljem heliostata i rastaljenom soli kao solarnim medijem	47
3.4.3 Solarne termoelektrane sa izravnim zagrijavanjem radnog medija (DVG – Direct vapour generation).....	48
3.4.3.1 Solarni tornjevi sa izravnim zagrijavanjem radnog medija.....	48
3.4.3.2 Solarne termoelektrane sa linearnim Fresnelovim kolektorima	49
3.5 Hibridni solarni sustavi.....	50
4. Odabir lokacije i tipa solarne termoelektrane	52
5. Proračun toplinske sheme postrojenja solarne termoelektrane	54
5.1 Određivanje površine solarnog polja s paraboličnim koritastim kolektorima.....	58
5.2 Dimenzioniranje spremnika topline.....	59

6. Termodinamički i aerodinamički proračun turbine	68
6.1 Termodinamički i aerodinamički proračun regulacijskog stupnja (dvostupanjski Curtis).....	68
6.2 Termodinamički i aerodinamički proračun 1. visokoltačnog stupnja (redni broj 2.)	81
6.3 Tablični prikaz aerodinamičkog i termodinamičkog proračuna ostalih stupnjeva turbine	90
7. Tehno – ekonomska analiza postrojenja	96
8. Zaključak.....	101

POPIS SLIKA

Slika 1.	Spektar elektromagnetskog zračenja sunca	4
Slika 2.	Spektralna razdioba zračenja	5
Slika 3.	Ozračenje na udaljenosti D od izvora zračenja.....	7
Slika 4.	Optička masa zraka.....	8
Slika 5.	Utjecaj atmosfere na ukupno sunčevo zračenje.....	9
Slika 6.	Utjecaj valne duljine Sunčeva zračenja na raspršenje	10
Slika 7.	Zemljin osni nagib	12
Slika 8.	Zemljopisna širina, deklinacija Sunca i satni kut sunca u odnosu na promatranu točku P.....	13
Slika 9.	Visina Sunca α , zenitni kut Sunca ϑ_z i Sunčev azimut ψ	15
Slika 10.	Načelo rada toplinskog stroja	17
Slika 11.	Carnotov ciklus u T - s dijagramu	18
Slika 12.	Shema koncentrirajućih kolektora	21
Slika 13.	Geometrijski odnos Sunca i koncentrirajućeg kolektora	21
Slika 14.	Efikasnost sabirnika u ovisnosti o njegovoj temperaturi za različite koncentracijske omjere	23
Slika 15.	Ukupna efikasnost sustava u ovisnosti o temperaturi u sabirniku i koncentracijskom omjeru.....	23
Slika 16.	Linijske koncentrirajuće tehnologije (lijevo - parabolični žljebasti kolektori, desno - linearni Fresnelov kolektor).....	25
Slika 17.	Točkasto koncentrirajuće tehnologije (lijevo - centralni prijarnik s heliostatima, desno – parabolični tanjurasti kolektor).....	25
Slika 18.	Putanja paralelnih Sunčevih zraka na paraboličnom zrcalu	26
Slika 19.	Geometrijski parametri paraboličnog žljebastog kolektora	27
Slika 20.	Refleksivnost srebra.....	27
Slika 21.	Prijarnik parabolično žljebastog kolektora	28
Slika 22.	Parabolični žljebasti kolektori	29
Slika 24.	Oponašanje djelovanja konveksne leće Fresnelovom lećom (lijevo) i konkavnog zrcala Fresnelovim zrcalom (desno)	30
Slika 23.	Fresnelova leća u svjetioniku.....	30
Slika 25.	Linearni Fresnelov kolektor.....	31
Slika 26.	Prijarnik i sekundarni koncentratore trapezastog oblika	31
Slika 27.	Apsorberske cijevi Fresnelovih kolektora	32
Slika 28.	Centralni prijarnik na tornju i heliostatima.....	33
Slika 29.	Dijelovi heliostata.....	33
Slika 30.	Različite izvedbe paraboloidnog kolektora	34
Slika 31.	Promjer tanjurastog kolektora za zadanu efikasnost sustava i direktno Sunčevo ozračenje	36
Slika 32.	Polarno (lijevo) i azimutno (desno) praćenje položaja sunca.....	36
Slika 33.	Klasifikacija sustava skladištenja toplinske energije.....	37
Slika 34.	Shema koncentracijske solarne termoelektrane sa sustravom skladištenja toplinske energije.....	38
Slika 35.	Shema sustava sa rasteljenom soli kao solarnim medijem i medijem za skladištenje toplinske energije i dva spremnika	39

Slika 36.	Karakteristike krutih medija za skladištenje osjetne topline	40
Slika 37.	Postelja napunjena kamenjem sa distribucijom protoka.....	41
Slika 38.	Tipična shema solarne termoeletrane.....	43
Slika 39.	Izbor kružnog ciklusa za različite koncentracijske omjere.....	44
Slika 40.	Trenutno stanje tržišta solarnih termoelektrana u svijetu	45
Slika 41.	Shema tipične solarne termoeletrane sa paraboličnim žljebastim kolektorima	47
Slika 42.	Shema solarne elektrane sa solarnim tornjem i rastaljenom soli kao medijem za prijenos topline.....	48
Slika 43.	Shema postrojenja sa solarnim tornjem s direktnim zagrijavanjem radnog medija	49
Slika 44.	Shema solarne termoeletrane sa linearnim Fresnelovim kolektorom.....	50
Slika 45.	Konstantna toplinska snaga solarnih termoelektrana zbog mogućnosti skladištenja energije i hibridnog pogona	51
Slika 46.	Shema solarne termoeletrane sa pomoćnim izvorom topline	51
Slika 47.	Srednji dnevni hod satnog ozračenja vodoravne plohe (kW/m^2) za područje Sinja u 2016. godini.....	52
Slika 48.	Lokacija Sinja na zemljovidu Hrvatske.....	53
Slika 49.	Pretpostavljena toplinska shema postrojenja solarne termoeletrane	54
Slika 50.	Srednji dostupan toplinski tok za prosječni dan svakog mjeseca u 2016. godini za površinu kolektora A_{kol} i vremenski interval od 1 h.....	60
Slika 51.	Višak srednje vrijednosti toplinskog toka za pojedine intervale u svakom prosječnom danu.....	60
Slika 52.	Višak topline i kapacitet spremnika za prosječan dan pojedinih mjeseci u 2016. godini	60
Slika 53.	Shematski prikaz punjenja spremnika topline	62
Slika 54.	Shematski prikaz pražnjenja spremnika topline	64
Slika 55.	Površine kolektora i solarnog polja za različite snage turbine	66
Slika 56.	Potrebni protoci pare parametara $t = 550 \text{ }^\circ\text{C}$ i $p = 107 \text{ bar}$ za različite snage turbine	67
Slika 57.	Termodinamička stanja u pojedinim točkama regulacijskog stupnja.....	69
Slika 58.	Udjeli u investicijskom trošku solarne termoeletrane	98
Slika 59.	IRR za različite vrijednosti promjene cijene solarnog polja.....	99
Slika 60.	IRR za različite vrijednosti promjene otkupne cijene električne energije... ..	99

POPIS TABLICA

Tablica 1. Prosječan albedo za karakteristične površine	11
Tablica 2. Parametri suvremenih koncentracijskih tehnologija.....	24
Tablica 3. Stanje solarnih termoelektrana u svijetu prema tehnologiji koncentriranja Sunčevog zračenja	46
Tablica 4. Izračunate vrijednosti za proračun toplinske sheme.....	56
Tablica 5. Karakteristike i parametri sustava skladištenja topline	61
Tablica 6. Temperature soli u različitim spremnicima	62
Tablica 7. Ukupno potrebna količina soli prilikom punjenja spremnika topline	64
Tablica 8. Ukupno potrebna masa soli prilikom pražnjenja spremnika	66
Tablica 9. Vrijednosti termodinamičkih stanja u pojedinim točkama regulacijskog stupnja.....	69
Tablica 10. Rezultati proračuna turbine za stupnjeve 3 - 10 (1. dio)	90
Tablica 11. Rezultati proračuna turbine za stupnjeve 3 - 10 (2. dio)	91
Tablica 12. Rezultati proračuna turbine za stupnjeve 11 - 17 (1. dio)	92
Tablica 13. Rezultati proračuna turbine za stupnjeve 11 - 17 (2. dio)	93
Tablica 14. Rezultati proračuna turbine za stupnjeve 18 - 23 (1. dio)	94
Tablica 15. Rezultati proračuna turbine za stupnjeve 18 - 23 (2. dio)	95
Tablica 16. Investicijski i financijski parametri solarne termoelektrane.....	96
Tablica 17. Izračunati investicijski troškovi solarne termoelektrane	97
Tablica 18. Ostali troškovi solarne termoelektrane	97
Tablica 19. Ostali financijski parametri za projekt solarne termoelektrane	98

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
A_{kol}	m^2	Potrebna površina kolektora
A_{polja}	m^2	Potrebna površina solarnog polja
α_0'	$^\circ$	Geometrijski ulazni kut statorske rešetke
α_1	$^\circ$	Kut apsolutne brzine na izlazu iz statorske lopatice
α_1'	$^\circ$	Geometrijski izlazni kut statorske rešetke
α_2	$^\circ$	Kut apsolutne brzine na izlazu iz stupnja
α_u	$^\circ$	Ugradbeni kut statorske lopatice
b	m	Duljina tetive
B	m	Širina lopatice
ε_1	-	Omjer tlakova iza i ispred statorske rešetke
ε_1	-	Omjer tlakova iza i ispred rotorske rešetke
ε^*	-	Kritični omjer tlakova
β_1	$^\circ$	Kut relativne brzine na ulazu u rotorsku lopaticu
β_1'	$^\circ$	Geometrijski ulazni kut rotorske lopatice
β_2	$^\circ$	Kut relativne brzine na izlazu iz rotorske lopatice
β_2'	$^\circ$	Geometrijski izlazni kut rotorske lopatice
β_u	$^\circ$	Ugradbeni kut rotorske lopatice
c_0	m/s	Stvarna apsolutna brzina na ulazu u statorsku rešetku
c_1	m/s	Stvarna apsolutna brzina na izlazu iz statorske rešetke
c_2	m/s	Stvarna apsolutna brzina na izlazu iz stupnja
c_{1t}	m/s	Teoretska apsolutna brzina na izlazu iz statorske rešetke
c_p	J/kg	Specifični toplinski kapacitet
d_{sr}	mm	Srednji promjer stupnja
D	kg/s	Maseni protok pare kroz stupanj (turbinu)
D_1	kg/s	Oduzeta količina pare za prvi niskotlačni zagrijač (NT 1)
D_2	kg/s	Oduzeta količina pare za drugi niskotlačni zagrijač (NT 2)
D_{otp}	kg/s	Oduzeta količina pare za otplinjač
D_3	kg/s	Oduzeta količina pare za visokotlačni zagrijač (VT 1)
D_k	kg/s	Protok pare u kondenzatoru
E_0	W/m^2	Sunčeva konstanta zračenja
Δl	mm	Potrebno prekrivanje rotorske i statorske lopatice
$\Delta h_{g,IB}$	J/kg	Gubitak zbog izlazne brzine
$\Delta h_{g,S}$	J/kg	Gubitak u statorskim lopaticama
$\Delta h_{g,R}$	J/kg	Gubitak u rotorskim lopaticama
Δh_{IS}	J/kg	Izentropski toplinski pad stupnja
ΔH_{IS}	J/kg	Izentropski toplinski pad turbine
Δt_{izmj}	$^\circ C$	Prirast temperature na zagrijačima napojne vode
F_1	m^2	Potrebna površina izlaznog presjeka statorske rešetke
F_2	m^2	Potrebna površina izlaznog presjeka rotorske rešetke
n	s^{-1}	Brzina vrtnje turbine
η_i	-	Unutanja (izentropska) iskoristivost stupnja

η_u	-	Iskoristivost na obodu stupnja
κ	-	EkspONENT izentropske ekspanzije
l_1	m	Visina statorskih lopatica
l_2	m	Visina rotorskih lopatica
M_1	-	Machov broj na izlazu iz statorske rešetke
M_2	-	Machov broj na izlazu iz stupnja
p_0	Pa	Statički tlak na ulazu u stupanj
p_1	Pa	Statički tlak na izlazu iz statorskih lopatica
p_2	Pa	Statički tlak na izlazu iz stupnja
P_i	W	Unutarnja snaga stupnja
P_{ef}	W	Efektivna snaga turbine
R	-	Reaktivnost na srednjem promjeru stupnja
ϕ_{uk}	W	Ukupno potreban toplinski tok predan vodi
φ	-	Koeficijent brzine za statorsku rešetku
t	m	Korak rešetke
\bar{t}'	-	Relativni korak rešetke
v_0	m ³ /kg	Specifični volumen pare na ulazu u stupanj
v_{1t}	m ³ /kg	Specifični volumen na izlazu iz statora u slučaju izentropske ekspanzije
v_{2t}	m ³ /kg	Specifični volumen na izlazu iz rotora u slučaju izentropske ekspanzije
u	m/s	Obodna brzina na srednjem promjeru
w_1	m/s	Stvarna relativna brzina na ulazu u rotor
w_2	m/s	Stvarna relativna brzina na izlazu iz rotorske rešetke
Z	-	Broj lopatica rešetke
ζ_{tr}	-	Gubitak uslijed trenja diska
ζ_y	-	Gubitak uslijed propuštanja kroz međustupanjnsku brtvu
ζ_{vl}	-	Gubitak zbog vlažnosti
ψ	-	Koeficijent brzine za rotorsku rešetku
μ_1	-	Koeficijent protoka za statorsku rešetku
μ_2	-	Koeficijent protoka za rotorsku rešetku

SAŽETAK

U sklopu ovog diplomskog rada prikazana je mogućnost iskorištavanja sunčeve energije za proizvodnju električne energije putem toplinske konverzije Sunčeva zračenja. Opisane su različite tehnologije koncentriranja Sunčevog zračenja te sheme postojećih solarnih termoelektrana kao i njihovo trenutno stanje na energetsom tržištu.

Na temelju dobivenih podataka o Sunčevom zračenju za područje grada Sinja, proračunata je toplinska shema postrojenja, potrebna površina kolektora te je dimenzioniran spremnik topline. Za odabranu kondenzacijsku parnu turbinu s međuoduzimanjem za regenerativno predgrijavanje napojne vode proveden je proračun svih stupnjeva, te je nacrtan sklopni crtež njenog uzdužnog presjeka. Također, napravljena je tehno - ekonomska analiza isplativosti postrojenja.

Ključne riječi: sunčeva energija, sustav skladištenja topline, parna turbina

SUMMARY

In this master's thesis, ways of exploitation of solar energy for the production of electricity through the thermal conversion of the solar radiation have been described. Different solar radiation concentration technologies and existing solar thermal power plants were described as well as their current state on the energy market.

Based on the obtained solar radiation data for the area of the city of Sinj, the power cycle scheme of the plant and collector aperture area have been calculated, as well as the heat storage system. For the selected condensing steam turbine with uncontrolled steam bleed for regenerative feed water heating, the calculation of all stages was performed and a sketch drawing of its longitudinal section was drawn. Furthermore, techno – economic analysis of the plant's profitability was made.

Key words: solar energy, heat storage system, steam turbine

1. UVOD

Potražnja za energijom u svijetu je u konstantnom porastu zbog razvoja tehnologije i znanosti, ekonomskog napretka novih industrijskih zemalja poput Indije i Kine, te stalnog povećanja broja stanovništva. Povećanje potražnje za energijom prati odgovarajuća proizvodnja, a zbog direktnih negativnih utjecaja konvencionalnih tehnologija na okoliš očit je trend povećanja udjela obnovljivih („čistih“) izvora energije u ukupnoj proizvodnji. Naftna kriza 70-ih godina prošlog stoljeća probudila je mnoga pitanja o količini i načinu korištenja svih oblika energije. Društvo je postepeno postalo svjesno činjenice da je racionalno gospodarenje energijom ključna pretpostavka održivog razvoja pa se usmjerilo energetski efikasnijim tehnologijama čime se, osim ekonomskih, mogu ostvariti i ekološke uštede što doprinosi smanjenju negativnih učinaka na okoliš.

Većina zemalja se želi osamostaliti u opskrbi energijom, odnosno smanjiti potreban uvoz energije. Zbog toga su zemlje Europske unije donijele niz mjera i smjernica prema kojima se želi smanjiti uvoz energije i zaštititi okoliš. Prema njima se do 2020. godine planira povećati uporaba obnovljivih izvora energije u ukupnoj potrošnji energije na 20%, smanjiti emisija štetnih plinova za 20%, povećati učinkovitost korištenja energije za 20% te 10% goriva u cestovnom prometu zamijeniti alternativnim gorivima. Plan od 2020. godine (20-20-20-10) za 2050. godinu iznosi (50-50-50-50).

Na temelju ovih ciljeva i predviđanja, jasno je da se buduća energetika bazira na obnovljivim izvorima energije, od kuda i dolazi motivacija za izradu ovog diplomskog rada.

Svi obnovljivi izvori energije (osim geotermalnih izvora) su samo različite pretvorbe i oblici energije Sunčevog zračenja. Latentna energija Sunčevog zračenja troši se na isparavanje vode iz mora i oceana koja se kasnije vraća u obliku kiše koja doprinosi razini gornjeg spremnika u hidroelektrama. Neravnomjerno zagrijavanje Zemlje Sunčevim zračenjem uzrokuje nastanak vjetrova čija se kinetička energija koristi za proizvodnju električne energije u vjetroelektranama, dok biljke sunčevo zračenje koriste za proces fotosinteze, čime nastaje biomasa. Osjetna toplina Sunca služi za zagrijavanje fluida na čemu se temelje tehnologije soalrnih toplinskih sustava.

Od mnogih postojećih tehnologija za iskorištavanje obnovljivih izvora energije, veliki uzlet imaju solarne tehnologije, posebice solarne termoelektrane. Uzevši u obzir da se 30% Sunčevog zračenja reflektira natrag u svemir, Zemlja od Sunca godišnje dobiva oko $1,08 \cdot 10^{18}$ kWh energije što je nekoliko tisuća puta više nego što iznosi ukupna godišnja potrošnja iz svih primarnih izvora [1]. Očit je ogroman potencijal Sunčeve energije, stoga je jasno zašto se u svijetu veliki resursi ulažu u razvoj baš tih tehnologija.

Solarne termoelektrane (STE) su energetska postrojenja koja funkcioniraju poput klasičnih termoenergetskih postrojenja, no za razliku od njih toplinsku energiju za potrebe kružnog procesa ne dobivaju izgaranjem fosilnih goriva već pomoću solarnih kolektora koji iskorištavaju Sunčevo zračenje za zagrijavanje radnog medija koje može biti izravno (eng. direct vapour generation - DVG) ili neizravno (eng. heat transfer fluid - HTF). S ciljem povećanja termodinamičke iskoristivosti uobičajenog termoenergetskog postrojenja, potrebno je ostvarivanje visokih temperatura radnog medija. U solarnim elektranama to se ostvaruje koncentriranjem Sunčevog zračenja pomoću koncentrirajućih solarnih toplinskih pretvornika (kolektora) koji povećavaju gustoću toka Sunčeva zračenja. Prema načinu koncentriranja Sunčevog zračenja, solarne termoelektrane se dijele na koncentrirajuće (eng. concentrated solar power - CSP) i nekoncentrirajuće sustave.

Velika prednost koncentrirajućih solarnih termoelektrana jest skladištenje toplinske energije pomoću tkz. toplinskih spremnika koje je mnogo učinkovitije od skladištenja električne energije u baterijama kod PV sustava. Pohrana energije omogućuje proizvodnju električne energije i u slučajevima oblačnog vremena, ili tijekom noći. Upravo zbog toga koncentrirajuće solarne termoelektrane mogu potencijalno ponuditi, uz dobru konstrukciju i optimizaciju toplinskih spremnika, konačno rješenje za probleme balansiranja električne mreže zbog intermitentnosti obnovljivih izvora energije.

Koncentrirajuće solarne termoelektrane dijele se na:

- STE s paraboličnim koritastim kolektorima (Parabolic Trough Power Plant)
- STE s linearnim Fresnelovim reflektorima (Linear Reflector Power Plant)

- STE s centralnim sabirnikom (Solarni toranj – eng. Central Receiver Power Plant / Power Tower)
- STE s paraboloidnim tanjurastim koncentradorima (Solarni tanjuri – eng. Parabolic Dish Power Plant)

Nekonzentrirajuće solarne termoelektrane dijele se na:

- STE s bazenom (Solarni bazen – eng. Solar Pond Power Plant)
- STE s uzgonskim tornjem (Solarni Dimnjak – eng. Solar Chimney / Solar Updraft Tower Power Plant)

U ovom diplomskom radu je predložena toplinska shema postrojenja solarne termoelektrane snage 50 MW sa direktnim zagrijavanjem radnog medija koja bi se nalazila na području Sinja. Na temelju podataka dobivenih od Državnog hidrometeorološkog zavoda određena je potrebna površina solarnog polja te je dimenzioniran sustav za pohranu latentne i osjetne topline. Proračun je zatvoren detaljnim termodinamičkim i aerodinamičkim proračunom parne turbine datog energetskog postrojenja. Uzevši u obzir sve troškove vezane za projekt ovakvog tipa elektrane, metodom unutarnje stope povrata (eng. Internal Rate of Return - IRR) određeni su financijski parametri investicije.

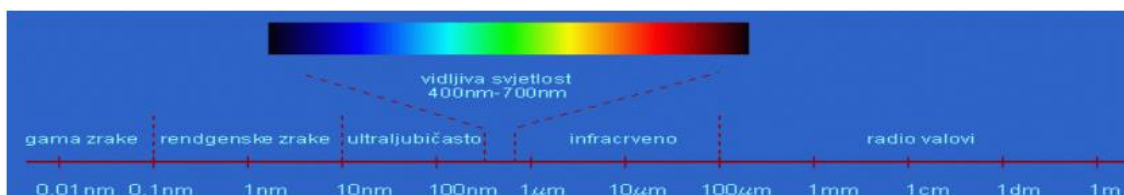
2. Energija sunca

Sunce je središnja zvijezda našeg planetarnog sustava i jedna od mnogobrojnih zvijezda u galaksiji „Mliječni put“. Gotovo je savršenog sferičnog oblika promjera 1.39 milijuna kilometara [2], a sastoji se uglavnom od vodika i helija. Uzrok je svih energetskih promjena u Zemljinoj atmosferi kao rezultat nuklearnih reakcija fuzije u njenoj unutrašnjosti gdje se vodik pretvara u helij i time oslobađa ogromne količine energije.

Uslijed tih reakcija temperatura Sunca u njenom središnjem sloju varira od 8×10^6 do 20×10^6 K, no to nije temperatura koja određuje elektromagnetska svojstva Sunčevog zračenja. Sunčevo zračenje uglavnom odlazi u svemir iz površinskog sloja, *fotosfere*, debljine nekoliko stotina kilometara, čija je temperatura oko 6000 K. Spektar Sunčevog zračenja približno odgovara spektru idealnog crnog tijela temperature 5760 K.

2.1 Elektromagnetsko zračenje

Svi objekti na temperaturi iznad 0 K zrače energiju u obliku elektromagnetskog zračenja. Elektromagnetsko zračenje je kombinacija oscilirajućeg električnog i magnetskog polja koji zajedno putuju kroz prostor u obliku transverzalnih valova što znači da je njihovo titranje okomito na smjer širenja energije. Pojedinom zračenju svojstvena je valna duljina i frekvencija, a ovisno o njima zračenje će različito djelovati na oblike života na Zemlji. Spektar elektromagnetskog zračenja Sunca je u području valnih duljina λ od 0.25 do preko 5 μm .



Slika 1. Spektar elektromagnetskog zračenja sunca [3]

Energija zračenja razmjerna je temperaturi. Prema Stefan – Boltzmannovom zakonu energiju zračenja možemo izračunati pomoću izraza:

$$E = \sigma \cdot T^4 \quad (2.1.1)$$

Gdje je Boltzmannova konstanta $\sigma = 5.667 \cdot 10^{-8} \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}^4} \right]$

Granice spektra zračenja izvora ovise o temperaturi izvora. Pri višoj temperaturi izvora njegov spektar pomiče se prema kraćim valnim duljinama. Intenzitet zračenja u ovisnosti o valnoj duljini opisuje Planckov zakon zračenja prema jednadžbi:

$$E_c(\lambda, T) = \frac{C_1}{\lambda^5 \left[\exp\left(\frac{C_2}{\lambda \cdot T}\right) - 1 \right]} \quad \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^3} \right] \quad (2.1.2)$$

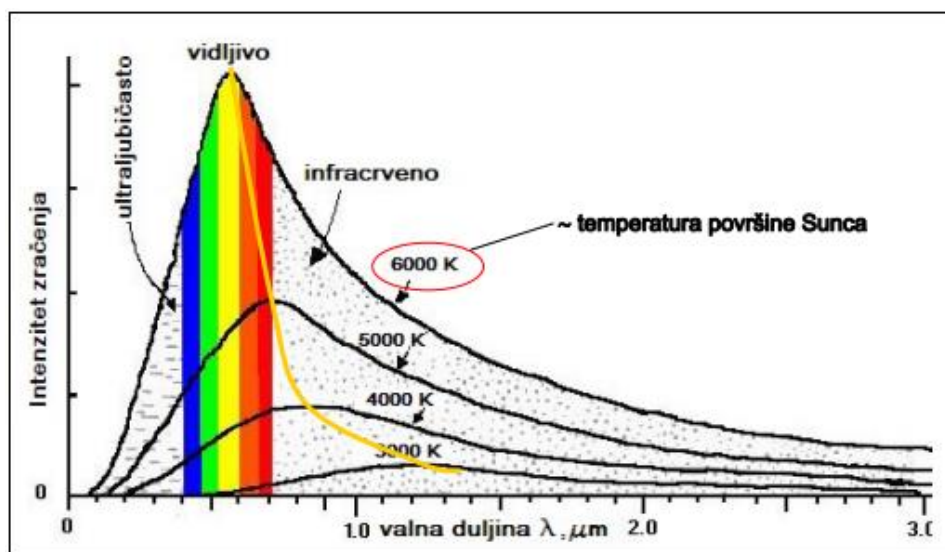
gdje je:

C_1 - prva konstanta zračenja crnog tijela, ($3.7413 \times 10^8 \text{ W}\mu\text{m}^4/\text{m}^2$)

C_2 - druga konstanta zračenja crnog tijela, ($1.4388 \times 10^4 \mu\text{mK}$)

λ - valna duljina, μm

T - termodinamička temperatura crnog tijela, K



Slika 2. Spektralna razdioba zračenja [3]

Raspored valnih duljina toplinskog zračenja idealnog crnog tijela sličan je za sve temperature osim što se njenim povećanjem maksimalni intenzitet zračenja pomiče u područje kraćih valnih duljina. Ova zakonitost je poznata kao Wienov zakon pomaka, a valnu duljinu maksimalnog intenziteta zračenja (λ_{\max}) za određenu termodinamičku temperaturu T izvora može se odrediti izrazom:

$$\lambda_{\max} = \frac{2897,8}{T} \quad (2.1.3)$$

Ako za temperaturu površine Sunca uzmemo $T = 6000$ K, koristeći jednadžbu (2.1.3) možemo odrediti valnu duljinu pri maksimalnom intenzitetu zračenja, λ_{\max} , koja u tom slučaju iznosi $0,483 \mu\text{m}$

2.2. Ekstraterestičko zračenje

Ekstraterestičko zračenje je Sunčevo zračenje na gornjoj granici Zemljine atmosfere. Prolaskom kroz zrakoprazan prostor smanjuje se gustoća snage zračenja s kvadratom udaljenosti od izvora zračenja prema jednadžbi (2.2.1), dok spektralna karakteristika zračenja ostaje nepromjenjena.

$$E_0 = \frac{R_s^2}{D^2} E_s \quad (2.2.1)$$

gdje su:

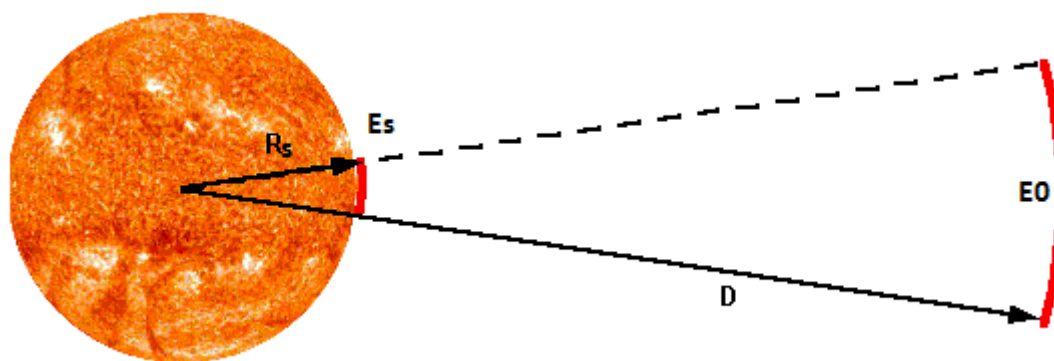
E_s - gustoća snage na površini Sunca određena Stefan – Boltzmannovim zakonom za zračenje crnog tijela ($6,3 \times 10^6 \text{ W/m}^2$);

R_s - polumjer sunca ($6,96 \times 10^8 \text{ m}$);

D – udaljenost mjesta na kojem računamo gustoću zračenja od Sunca.

Ekstraterestičko zračenje se mijenja tijekom dana i godine. Razlog tome je Zemljin oblik i eliptična putanja oko Sunca te nagib njene osi u odnosu na ravninu te putanje. Naime, mijenja se udaljenost Zemlje od Sunca, duljina razdoblja u kojem primamo Sunčevu energiju i kut upadnog zračenja na tlo. Promjene su pravilne, stoga u svakom trenutku na bilo kojem mjestu možemo izračunati Sunčevo ozračenje pri čemu nam kao standardna mjera služi solarna konstanta E_0 .

Solarna konstanta je jakost ekstraterestičkog zračenja koje dopijeva na neku površinu okomitu na zračenje na srednjoj udaljenosti Zemlje od Sunca (150×10^9 m prema [4]) i izvan Zemljine atmosfere. Iznosi 1365 W/m^2 [5] i tijekom godine se zbog eliptičnosti putanje Zemlje oko Sunca mijenja za $\pm 1,7 \%$.

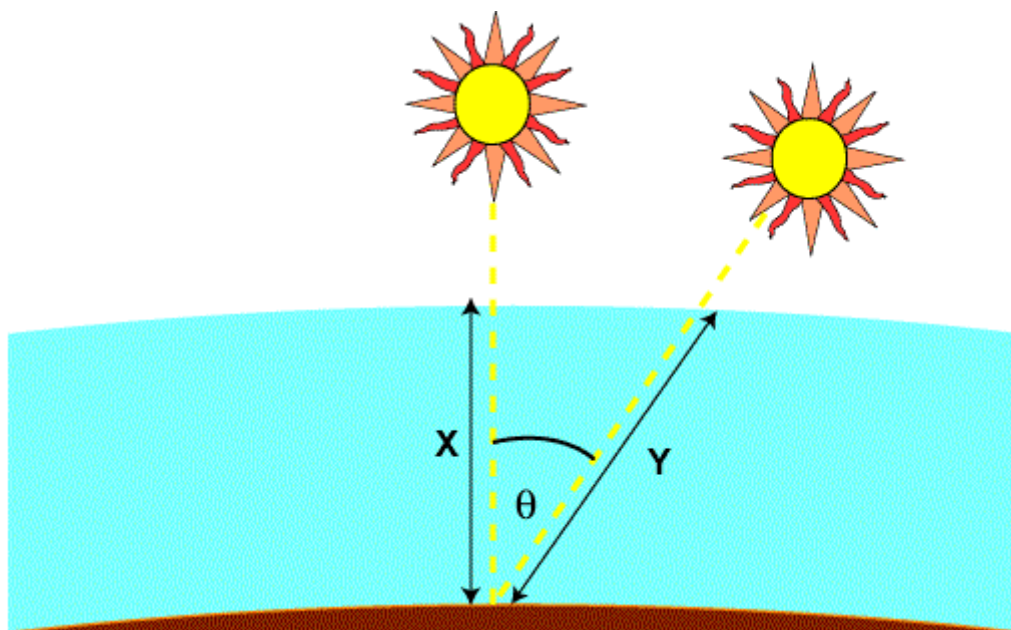


Slika 3. Ozračenje na udaljenosti D od izvora zračenja [4]

2.3 Utjecaj atmosfere na Sunčevo zračenje

Atmosfera uzrokuje promjenu i oslabljenje Sunčevog zračenja. Atomi, molekule, aerosoli, čestice prašine, a prije svega oblaci reflektiraju dio zračenja u svemir, dok drugi dio atmosfera rasipa u svim smjerovima, čime nastaje difuzno zračenje. Apsorpcija zračenja se uglavnom odvija u višim dijelovima atmosfere. U njima se energijom najkraćih valnih duljina Sunčeva spektra ioniziraju ioni i molekule zraka. Od ozona i kisika u ozonosferi koji upijaju ultraljubičasto zračenje grije se stratosfera. Osim toga, ozon upija i dio vidljivog zračenja, a kisik dio zračenja na granici vidljivog i infracrvenog područja.

Apsorpcija je veća što je put Sunčevih zraka kroz atmosferu duži, ili što je masa zraka kroz koju prolaze veća. Optička masa zraka omjer je stvarne duljine puta Sunčevih zraka kroz atmosferu i najkraćeg mogućeg puta; funkcija je upadnog kuta Sunca i najvažniji je parametar koji određuje snagu upadnog Sunčevog zračenja. Taj koeficijent karakterizira realni Sunčev spektar na koji utječe apsorpcija. Kad je Sunce točno iznad promatrane točke, optička masa zraka je najmanja.



Slika 4. Optička masa zraka

$$m = \frac{Y}{X} = \frac{1}{\cos(\theta)} \quad (2.3)$$

gdje su:

m – koeficijent optičke mase (eng. Air Mass - AM);

X – debljina atmosfere [m];

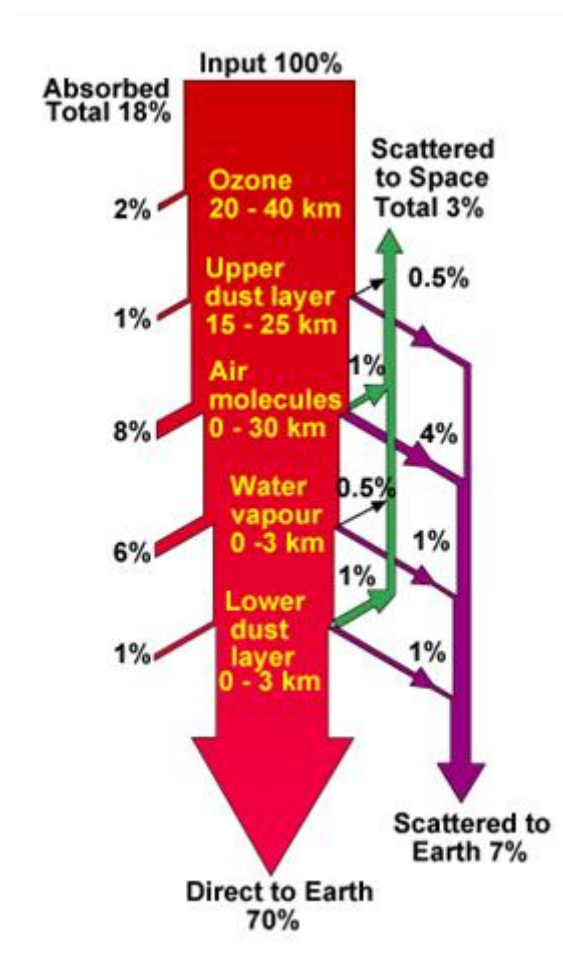
Y – put Sunčeve zrake kroz atmosferu [m];

θ – zenitni kut Sunca [°];

Za Sunčeve zrake koje na površinu dolaze okomito koeficijent optičke mase zraka iznosi $m=1$ (AM 1), a za zrake koje s obzorom zatvaraju kut od 30° , $m = 2$ (AM 2). Za umjerene regije kao tipičan spektar vrijedi AM 1,5 što pripada kutu upada od $48,2^\circ$ prema okomici i koristi se za mjerenje stupnja djelovanja solarnih uređaja koji se koriste na površini Zemlje. Taj se spektar na površini Zemlje još označava sa AM 1,5G (G - eng. Global). Ako promatramo samo izravno zračenje koristi se spektar AM 1,5D (D - eng. Direct). Ukupni spektar AM 1,5G je 10% veći od spektra izravnog zračenja AM 1,5D uz ozračenje od 970 W/m^2 . Međutim, normirani spektar AM 1,5G je normaliziran na vrijednost zračenja od 1000 W/m^2 [2].

2.3.1 Izravno (direktno) Sunčevo zračenje

Zbog velike udaljenosti između Zemlje i Sunca možemo smatrati da se Sunčevo zračenje prije ulaska u atmosferu sastoji od snopa paralelnih elektromagnetskih valova. Zbog međudjelovanja s plinovima i česticama u atmosferi, Sunčevo zračenje može se upiti (apsorpcija), odbiti (refleksija) ili može nesmetano proći kroz atmosferu (transmisija). Dio sunčevog zračenja koji nesmetano prolazi kroz atmosferu izravno iz prividnog smjera Sunca nazivamo direktnim Sunčevim zračenjem.



Slika 5. Utjecaj atmosfere na ukupno sunčevo zračenje [6]

2.3.2 Raspršeno (difuzno) Sunčevo zračenje

Raspršivanje Sunčeva zračenja rezultat je sudaranja elektromagnetskih valova sa česticama u atmosferi. Primljenu elektromagnetsku energiju čestice i molekule odmah zrače u svim smjerovima u prostor. Raspršivanje smanjuje jačinu direktnog Sunčevog zračenja i uzrokuje difuzno zračenje neba. Rayleigh je utvrdio zakonitost odnosa intenziteta raspršivanja i valne duljine:

$$D = k \cdot \lambda^{-4} \quad (2.3.2)$$

gdje su:

D – intenzitet raspršivanja;

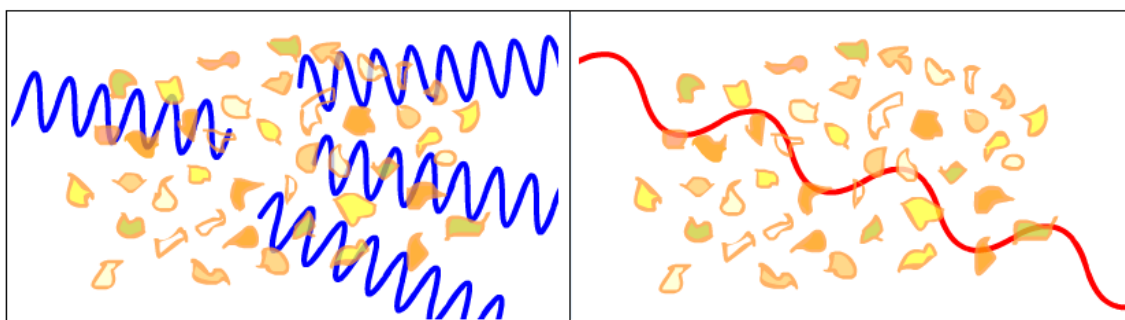
k – koeficijent proporcionalnosti;

λ – valna duljina.

Vidljivo je da je raspršivanje obrnuto proporcionalno četvrtoj potenciji valne duljine pa će se ultraljubičaste zrake raspršiti znatno više od zraka blizu crvenom dijelu spektra.

Sredinom dana, zbog manjeg puta Sunčevog zračenja kroz atmosferu raspršenje je manje izraženo i sadrži uglavnom kratkovalno zračenje što nebu daje plavu boju.

Pri zalasku Sunca plava boja svjetlosti je gotovo potpuno raspršena, dok crvena ili narančasta boja direktno dolazi do promatrača. Uzrok tome je smanjenje kratkovalnog zračenja u ukupnom udjelu zračenja zbog većeg puta koje zračenje mora proći kroz atmosferu.



Slika 6. Utjecaj valne duljine Sunčeva zračenja na raspršenje

2.3.3 Odbijeno (reflektirano) Sunčevo zračenje

Pri prolasku kroz atmosferu Sunčevo zračenje dolazi u kontakt s tlom ili vodenom površinom i ovisno o svojstvima podloge veći ili manji dio zračenja se reflektira. Zrcalna (spekularna) refleksija moguća je na ravnim površinama (mirne vode) ukoliko je valna duljina Sunčeva zračenja veća od hrapavosti površine. Ako je hrapavost površine usporediva sa valnom duljinom zračenja moguća je raspršujuća refleksija. Volumna refleksija se događa kad zračenje prođe kroz površinu i odbije se od različitih slojeva ispod površine. Ukupna refleksija je zbroj zrcalne, raspršujuće i volumne refleksije.

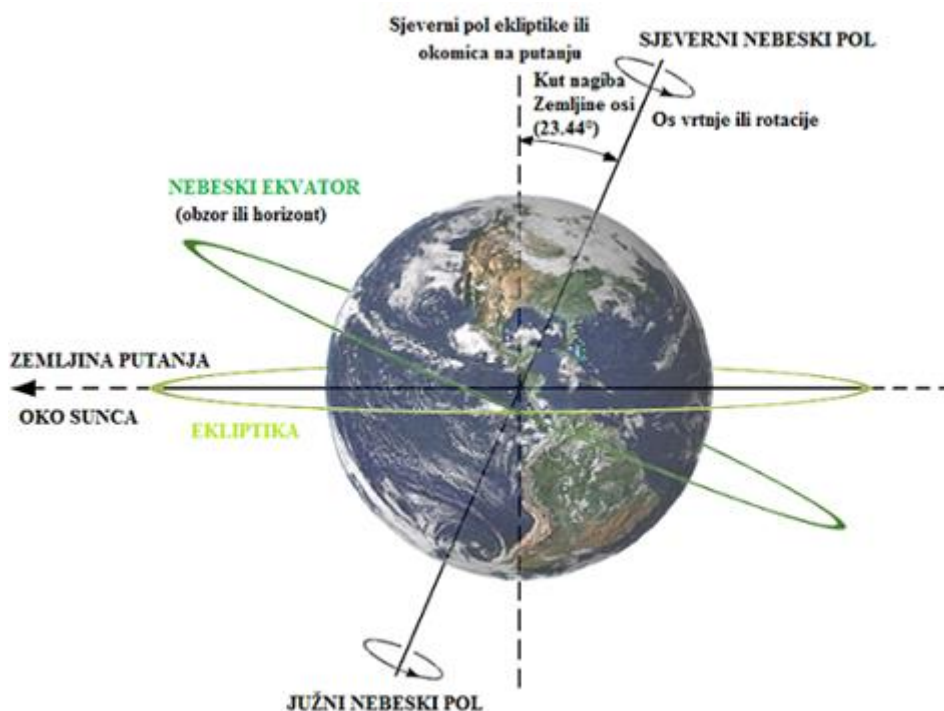
Svojstvo podloge da odbije zračenje izražavamo koeficijentom refleksije ili *albedom* ρ_g . Potpuno bijelo tijelo imalo bi albedo jedan jer bi u potpunosti odbijalo zračenje, a potpuno crno tijelo nula. Vrijednosti albeda za neke karakteristične površine prikazane su u tablici 1.

Tablica 1. Prosječan albedo za karakteristične površine

Površina	Albedo, ρ_g
snijeg, svjež	0,75
vodene površine	0,07
zemlja	0,14
zemljani put	0,04
crnogorična šuma zimi	0,07
šume u proljeće, obrađena polja	0,26
istrošen asfalt	0,10
istrošen beton	0,22
suho lišće	0,30
suha trava	0,26
zelena trava	0,13
bitumenozni krov	0,20
zgrade (crvena cigla, tamna fasadna boja)	0,27
zgrade (svijetla cigla i fasadna boja)	0,60

2.4 Prividno gibanje sunca

Zemljina ekvatorijalna ravnina označava ravninu u kojoj leži ekvator i ona je uvijek nagnuta u odnosu na ravninu ekliptike za $23^{\circ}27'$, odnosno Zemljina os vrtnje zatvara sa ravinom ekliptike kut od $66^{\circ}33'$. Zbog toga je sjeverna polutka ljeti nagnuta prema Suncu, a zimi od Sunca, što je uzrok različitih godišnjih doba i različitih trajanja dana na različitim zemljopisnim širinama. Zemlja se istovremeno okreće oko svoje osi i kreće oko Sunca u smjeru obrnutom od kazaljke na satu. Zbog kombinacije ta dva gibanja promatrač će uočiti i zbrojiti 365,24 Sunčeva dana iako se Zemlja u istom razdoblju okrenula 366,24 puta (zvjezdani dan), tj. jedan put više.



Slika 7. Zemljin osni nagib

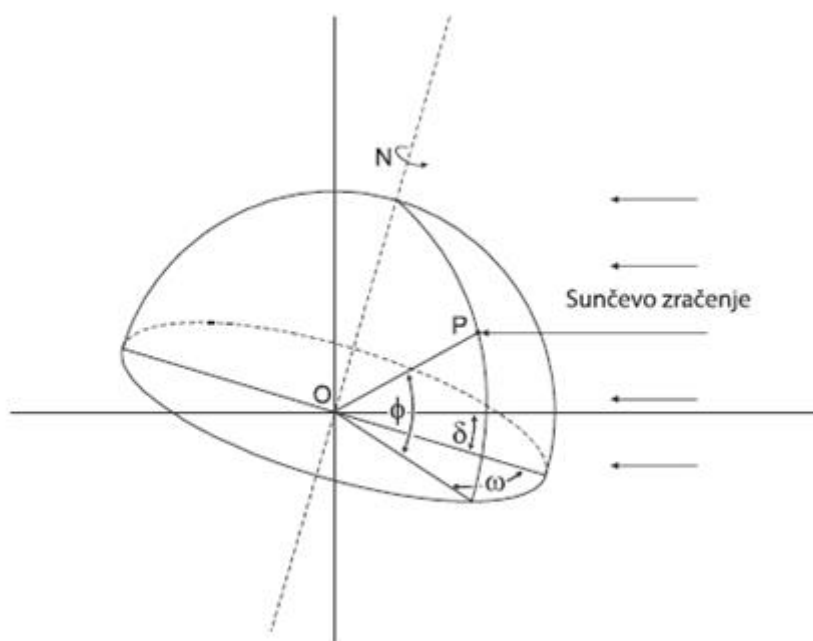
Obratnice su paralele koje su od ekvatora udaljene prema sjeveru (sjeverna ili Rakova obratnica) ili prema jugu (južna ili Jarčeva obratnica) za $23,5^{\circ}$. Za ljetnog suncostaja (ljetni solsticij) Sunce na svom putu dosegne sjevernu, a za zimskog suncostaja (zimski solsticij) južnu obratnicu.

Polarnice su paralele koje su od ekvatora udaljene prema sjeveru (Arktički polarni krug) ili prema jugu (Antarktički polarni krug) za $66,5^{\circ}$. Iz geometrijskog odnosa

Zemlje i Sunca proizlazi činjenica da je smjena godišnjih doba posljedica prividnog kretanja Sunca između obratnica.

Položaj Sunca u odnosu na Zemlju može se prikazati sa tri osnovna kuta prikazana na slici 8.:

- φ , zemljopisna širina
- δ , deklinacija Sunca
- ω , satni kut Sunca



Slika 8. Zemljopisna širina, deklinacija Sunca i satni kut sunca u odnosu na promatranu točku P

2.4.1 Deklinacija Sunca

Deklinacija sunca, δ , definira se kao kut koji zatvara spojnicu središta Zemlje i Sunca s ravninom u kojoj leži ekvator. On poprima pozitivne vrijednosti kad je Sunce sjeverno od ekvatora (21. ožujka – 23. rujna), a njegove maksimalne i minimalne vrijednosti iznose $+23^{\circ}27'$ i $-23^{\circ}27'$.

Određuje se prema jednadžbi (2.4.1):

$$23,45^\circ \cdot \sin\left(360^\circ \cdot \frac{284 + n}{365}\right) \quad (2.4.1)$$

gdje je:

n - redni broj dana u godini.

2.4.2 Satni kut Sunca

Satni kut sunca, ω , je vrijeme izraženo pomoću kuta. To je kut projekcije na ekvatorijalnu ravninu linije koja spaja centar Zemlje i centar Sunca i linije koja spaja centar Zemlje i promatranu točku. Zemlja se u 24 sata okrene za 360° , odnosno za 2π radijana, što znači da se za jedan sat okrene za 15° tj. $\pi/12$ radijana pa vrijedi:

$$\omega = \frac{(t - 12) \cdot \pi}{12} \quad (2.4.2)$$

gdje je:

t , pravo Sunčevo vrijeme.

Pravo sunčevo vrijeme (eng. local apparent time LAT) je vrijeme određeno položajem Sunca. Pravi Sunčev dan je vrijeme između dva uzastopna prolaska Sunca kroz isti meridijan.

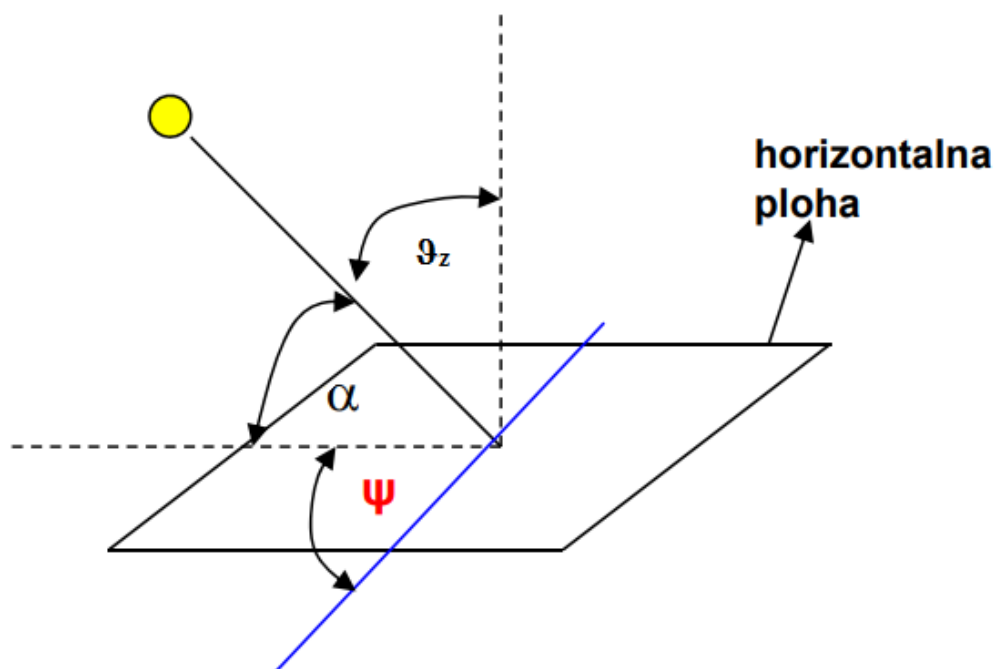
2.4.3 Visina Sunca

Visina Sunca, α , je kut između Sunčevih zraka i vodoravne plohe. Može se odrediti preko izraza:

$$\sin \alpha_p = \sin \varphi \cdot \sin \delta + \cos \varphi \cdot \cos \delta \cdot \cos \omega \quad (2.4.3)$$

Visina Sunca u pravo Sunčevo podne, kada je $\omega = 0^\circ$ ($\cos \omega = 1$) dobiva se iz izraza:

$$\begin{aligned} \sin \alpha_p &= \sin \varphi \cdot \sin \delta + \cos \varphi \cdot \cos \delta = \cos(\varphi - \delta) \\ \alpha_p &= 90^\circ - \varphi + \delta \end{aligned} \quad (2.4.4)$$



Slika 9. Visina Sunca α , zenitni kut Sunca ϑ_z i Sunčev azimut ψ [7]

2.4.4 Zenitni kut Sunca

Zenitni kut Sunca, ϑ_z , je kut između Sunčevih zraka i normale na Zemljinu površinu (zenit), a računa se prema sljedećem izrazu:

$$\vartheta_z = 90^\circ - \alpha \quad (2.4.4)$$

2.4.5 Sunčev azimut

Sunčev azimut, ψ , je kut između projekcije Sunčeve zrake na vodoravnu plohu i smjera sjever-jug u vodoravnoj ravnini (slika 9.). Obično se uzima da je za $\psi = 0$ kada je Sunce na jugu, pozitivan je prema istoku, a negativan prema zapadu. Računa se jednadžbom:

$$\psi = \cos^{-1} \left(\frac{\sin \delta \cdot \cos \vartheta_z - \cos \delta \cdot \sin \vartheta_z \cdot \cos \omega}{\cos \alpha} \right) \quad (2.4.5)$$

2.4.6 Trajanje Sunčeva dana

Trajanje Sunčeva dana Z (trajanje potencijalne insolacije) označava vrijeme tijekom kojeg je Sunčev disk iznad obzora. Jednako je dvostrukom kutu izlaska odnosno zalaska Sunca izraženog u satima, tj. kutu podijeljenom s 15.

$$Z = \frac{2}{15} \cdot \omega_s \quad (2.4.6.2)$$

gdje je:

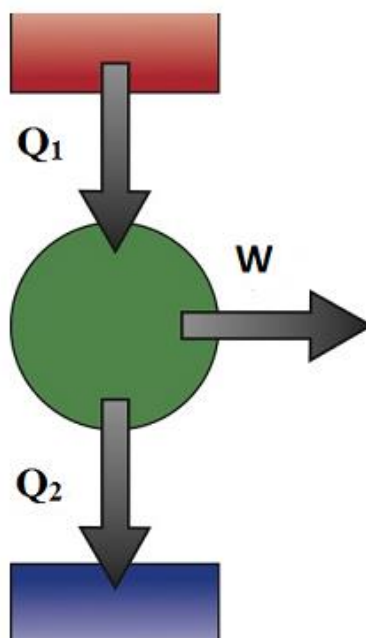
ω_s - kut izlaska odnosno zalaska Sunca.

$$\omega_s = \cos^{-1}(-\tan(\varphi) \cdot \tan \delta) \quad (2.4.6.1)$$

3. Solarne termoelektrane

Načelo rada konvencionalnih termoelektrana temelji se na toplinskom stroju koji pretvara toplinu dobivenu iz nekog izvora u mehaničku energiju i pritom daje otpadnu toplinu koju karakteriziramo kao gubitak pri korištenju energije. U toplinskom stroju radni fluid se zagrijava, isparava i eventualno pregrijava, zatim u turbini ekspandira da bi na kraju ponovno kondenzirao. Osnovni dijelovi toplinskog stroja su: radni fluid (plin ili para), toplinski spremnik na višoj temperaturi (energetski izvor) i toplinski spremnik na nižoj temperaturi (atmosfera, rijeka ili more).

Solarne termoelektrane (STE) funkcioniraju po istom principu poput klasičnih termoelektrana, no za razliku od njih toplinsku energiju za potrebe kružnog procesa ne dobivaju izgaranjem fosilnih goriva već pomoću solarnih kolektora koji iskorištavaju Sunčevo zračenje za zagrijavanje radnog medija koje može biti izravno (eng. direct vapour generation - DVG) ili neizravno (eng. heat transfer fluid - HTF).



Slika 10. Načelo rada toplinskog stroja

Termički stupanj djelovanja toplinskog stroja određuje se prema izrazu:

$$\eta = \frac{W}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \quad (3.1)$$

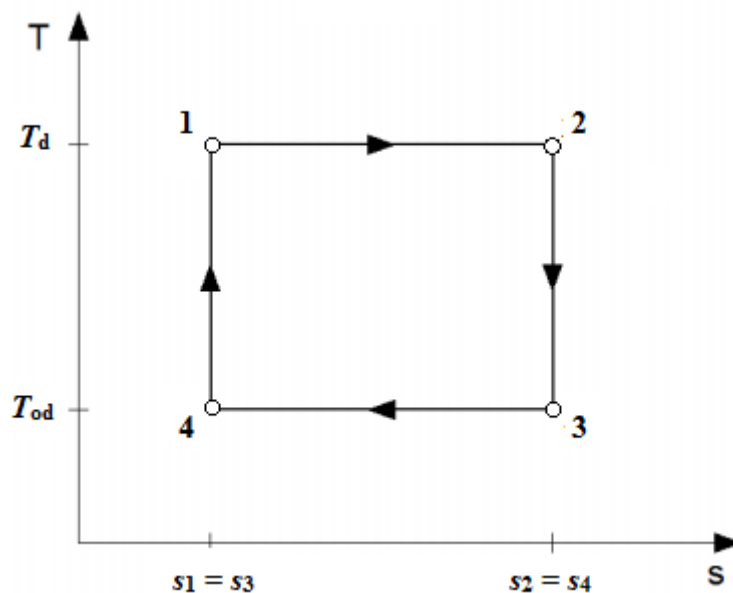
gdje je:

Q_1 , toplina koju stroj prima od ogrjevnog spremnika, [J]

Q_2 , toplinska energija rashladnog spremnika, [J]

W , rad toplinskog stroja, [J]

Za usporedbu iskoristivosti termodinamičkih ciklusa kod stvarnih toplinskih strojeva i uređaja koristi se idealan Carnotov ciklus koji se odvija između dviju izentropa i dviju izoterma, slika 11.



Slika 11. Carnotov ciklus u T - s dijagramu

Temperatura dovođenja topline T_d i temperatura odvođenja topline T_{od} su konstantne. Kompresija radnog medija (4 do 1) i ekspanzija (2 do 3) su se odvijaju izentropski, odnosno bez trenja i izmjene topline. Dovedena toplina tijekom ciklusa prikazana je površinom ispod linije 1-2, a odvedena toplina tijekom ciklusa je površina ispod linije 3-4. Mehanički rad dobiven tijekom ciklusa predstavlja površinu omeđenu između točaka 1-2-3-4-1.

Izrazima za dovedenu i odvedenu toplinu uz gore navedeni izraz (3.1) lako dobivamo jednadžbu za termički stupanj djelovanja Carnotova ciklusa:

$$Q_d = Q_1 = T_d \cdot (s_2 - s_1) \quad (3.2)$$

$$|Q_{od}| = |Q_2| = T_{od} \cdot (s_2 - s_1) \quad (3.3)$$

$$\eta = 1 - \frac{T_{od}}{T_d} \quad (3.4)$$

Termički stupanj djelovanja realnog Carnotova ciklusa ovisi samo o temperaturi dovođenja T_d i odvođenja topline T_{od} i ima najveću vrijednost od svih kružnih ciklusa. Služi kao referentna vrijednost za ocjenu ostalih kružnih ciklusa kojima se procesom *Carnotizacije* mogu promjenjive temperature dovođenja i odvođenja topline svesti na srednje vrijednosti.

Prema načinu koncentriranja Sunčeva zračenja, solarne termoelektrane dijele se na koncentrirajuće (eng. Concentrating Solar Power – CSP) i nekoncentrirajuće sustave. Koncentrirajući sustavi, kao što im sam naziv govori, koriste solarne kolektore koji koncentriraju Sunčevo zračenje na apsorber i oni predstavljaju visokotemperaturne sustave, za razliku od nekoncentrirajućih niskotemperaturnih sustava koji koriste velike ravne kolektorske površine.

Koncentrirajuće solarne termoelektrane dijele se na:

- STE s paraboličnim koritastim kolektorima (eng. Parabolic Trough Power Plant)
- STE s linearnim Fresnelovim reflektorima (eng. Linear Reflector Power Plant)
- STE s centralnim sabirnikom (Solarni toranj – eng. Central Receiver Power Plant / Power Tower)
- STE s paraboloidnim tanjurastim koncentradorima (Solarni tanjuri – Parabolic Dish Power Plant)

Nekoncentrirajuće solarne termoelektrane dijele se na:

- STE s bazenom (Solarni bazen – eng. Solar Pond Power Plant)
- STE s uzgonskim tornjem (Solarni Dimnjak – eng. Solar Chimney / Solar Updraft Tower Power Plant)

Koncentrirajuće STE postižu radne parametre slične onima u konvencionalnim termoelektranama na fosilna goriva, a koriste dijelove postrojenja (npr. turbine i

električne generatore) koji danas predstavljaju najsuvremeniju, visoko učinkovitu i visoko razvijenu tehnologiju za energetska pretvorbu.

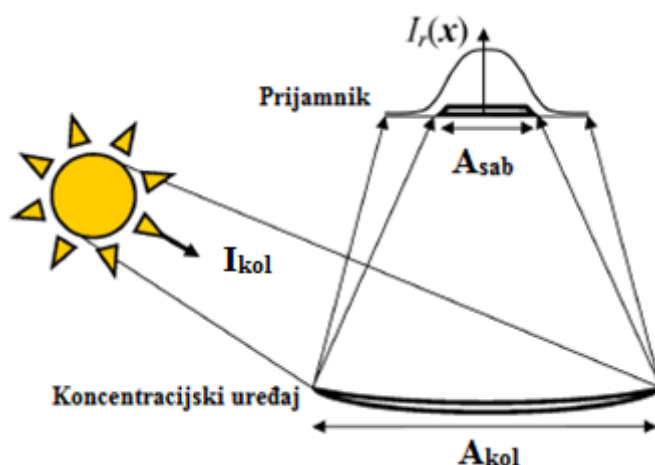
Glavni dijelovi solarnih termoelektrana su:

- Solarni toplinski pretvornici (koncentrirajući ili nekoncentrirajući) – uređaji koji pretvaraju dozračenu Sunčevu energiju u korisnu toplinu koja se predaje radnom ili solarnom mediju (medij za prijenos topline)
- Toplinski spremnik i/ili pomoćni izvor topline – uređaji koji osiguravaju kontinuiran i stabilan rad postrojenja i u uvjetima kada se Sunčevo zračenje mijenja ili kada ono uopće nije dostupno (tijekom noći ili oblačnog vremena)
- Generator pare – uređaj u kojem se toplina solarnog medija neizravno predaje radnom mediju, a najčešće se sastoji od tri regenerativna izmjenjivača topline, predgrijača, isparivača i pregrijača. U slučaju da je postrojenje izvedeno s međupregrijanjem pare, generator pare sadrži i međupregrijač.
- Toplinski stroj – uređaj u kojem se toplinska energija pretvata u mehaničku. Najčešće je to parna turbina u Rankinovom ili organskom Rankinovom ciklusu, plinska turbina u Braytonovom ciklusu ili Stirlingov motor.
- Električni generator – uređaj koji mehaničku energiju pretvara u električnu energiju.

3.1 Koncentriranje Sunčevog zračenja

Koncentriranjem Sunčevog zračenja moguće je ostvariti visoke temperature radnog medija i tako povećati termički stupanj djelovanja kružnog ciklusa solarnog termoenergetskog postrojenja. Ono se ostvaruje usmjeravanjem direktnog Sunčevog zračenja optičkim uređajem (lećom ili zrcalom) u sabirnik čime ista količina energije dopijeva na manju površinu što u konačnici povećava njen intenzitet, slika 12.

Za što preciznije preusmjeravanje Sunčevog zračenja, a time i učinkovitiji stupanj koncentracije, kolektor mora u svakom trenutku biti optimalno poravnat u odnosu na Sunce. To se postiže korištenjem sustava za praćenje položaja Sunca koje može jednoosno i dvoosno, a odabir vrste ovisi o tehnologiji sustava koncentracije.



Slika 12. Shema koncentrirajućih kolektora [8]

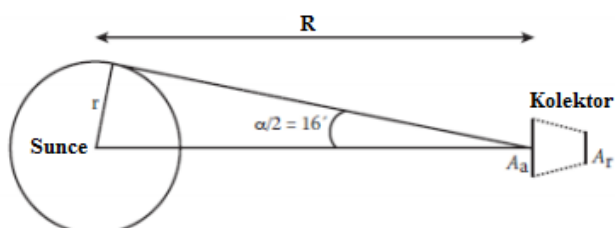
Koncentrirajući Sunčani kolektori mogu biti linijski i točkasti. Kod linijsko koncentrirajućih kolektora sabirnik zračenja nalazi se u žarišnoj liniji koncentratora, dok se kod točkasto koncentrirajućih kolektora sabirnik nalazi u žarišnoj točki koncentratora.

Geometrijski stupanj koncentracije definiran je kao omjer površine otvora kolektora A_{kol} i površine sabirnika zračenja A_{sab} :

$$CR_g = \frac{A_{kol}}{A_{sab}} \quad (3.1.1)$$

Koncentracijski stupanj toka zračenja definiran je kao omjer toka Sunčeva zračenja koji dođe do površine kolektora i toka Sunčevog zračenja koji dopire do sabirnika.

$$CR_t = \frac{I_{kol}}{I_{sab}} \quad (3.1.1)$$



Slika 13. Geometrijski odnos Sunca i koncentrirajućeg kolektora

Primjenom zakona termodinamike i geometrijske ovisnosti površine koncentratora i Sunca, najveći koncentracijski faktor za idealne linijsko koncentrirajuće sustave iznosi:

$$CR_{\text{linijski,max}} = \frac{1}{\sin \frac{\alpha}{2}} = 215 \quad (3.1.2)$$

Za idealne točkasto koncentrirajuće sustave, najveći koncentracijski faktor iznosi:

$$CR_{\text{točkasti,max}} = \frac{1}{\sin^2 \left(\frac{\alpha}{2} \right)} = 46000 \quad (3.1.3)$$

Za stvarne koncentrirajuće kolektore, koncentracijski faktor mnogo je manji zbog geometrijskih, optičkih, mehaničkih i raznih drugih gubitaka.

Bilancu topline sabirnika opisujemo izrazom:

$$Q_{\text{uk}} = Q_{\text{dobivena}} + Q_{\text{gubici}} \quad (3.1.4)$$

gdje su:

$$Q_{\text{uk}} = A_{\text{sab}} \cdot \alpha_{\text{sab}} \cdot \eta_{\text{opt}} \cdot CR_{\text{g}} \cdot I_{\text{sab}} \quad (3.1.5)$$

$$Q_{\text{gubici}} = A_{\text{sab}} \cdot \left(\varepsilon_{\text{kol}} \cdot \sigma \cdot (T_{\text{sab}}^4 - T_{\text{a}}^4) - U_{\text{gubici}} \cdot (T_{\text{sab}}^4 - T_{\text{a}}^4) \right) \quad (3.1.6)$$

Kombinacijom izraza (3.1.5) i (3.1.6) dobivamo izraz za efikasnost sabirnika kao omjer dobivene topline i ukupnog fluksa Sunčevog zračenja na sabirnik:

$$\eta_{\text{kol}} = \eta_{\text{opt}} \cdot \alpha_{\text{r}} - \frac{\varepsilon_{\text{r}} \cdot \sigma \cdot (T_{\text{sab}}^4 - T_{\text{a}}^4) - U_{\text{gubici}} \cdot (T_{\text{sab}}^4 - T_{\text{a}}^4)}{CR_{\text{g}} \cdot I_{\text{sab}}} \quad (3.1.7)$$

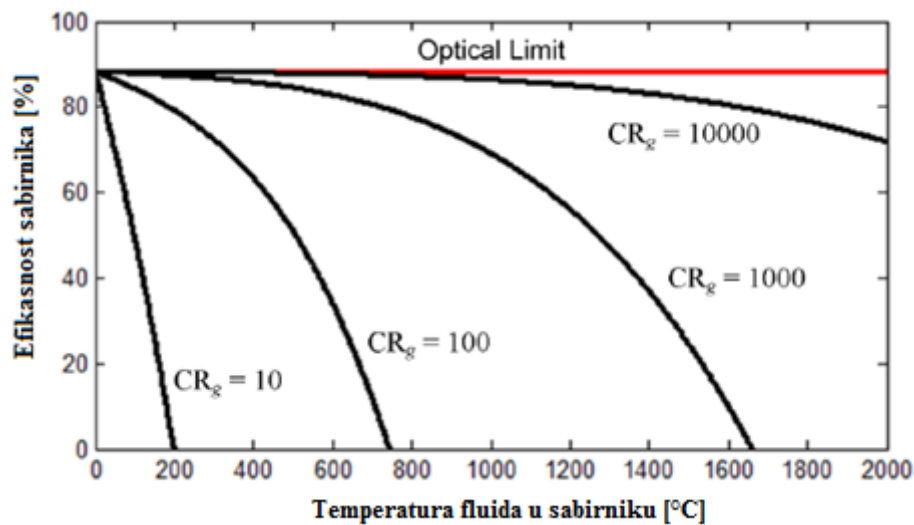
gdje su:

α_{sab} - faktor absorpcije sabirnika;

U_{gubici} - koeficijent prijelaza topline konvekcijom [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$];

T_{a} - termodinamička temperatura atmosfere [K].

Iz izraza (3.1.7) možemo zaključiti da efikasnost sabirnika opada povećanjem njegove temperature zbog povećanja toplinskih gubitaka koji su pretežito konvekcijski pri nižim, a radijacijski pri višim temperaturama. Pri određenoj temperaturi sabirnika, njegovu učinkovitost moguće je poboljšati povećanjem koncentracijskog faktora, što je prikazano na slici 14.

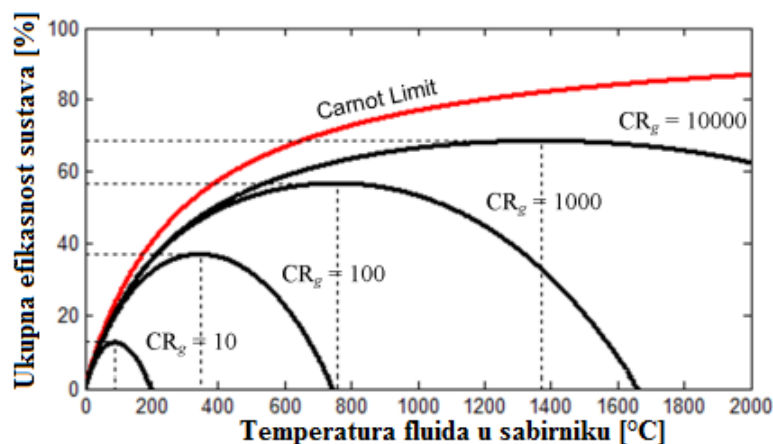


Slika 14. Efikasnost sabirnika u ovisnosti o njegovoj temperaturi za različite koncentracijske omjere [8]

Pad efikasnosti kolektora sa povećanjem temperature je u kontradikciji sa solarnim termoelektranama koje rade na principu toplinskog stroja. Naime, iz izraza (3.4) jasno je da se povećanjem srednje temperature dovođenja topline kružnom ciklusu termoenergetskog postrojenja povećava termički stupanj djelovanja. Efikasnost sustava moguće je odrediti pomoću izraza (3.1.7) i (3.4):

$$\eta_{uk} = \eta_{kol} \eta \quad (3.1.8)$$

$$\eta_{uk} = \eta_{opt} \alpha_r - \frac{\varepsilon_r \sigma (T_{sab}^4 - T_a^4) - U_{gubici} (T_{sab}^4 - T_a^4)}{CR_g I_{sab}} \left(1 - \frac{T_{od}}{T_d}\right) \quad (3.1.9)$$



Slika 15. Ukupna efikasnost sustava u ovisnosti o temperaturi u sabirniku i koncentracijskom omjeru [8]

Na slici 15. se mogu očitati optimalna efikasnost cjelokupnog sustava u ovisnosti o koncentracijskom omjeru kolektora i temperaturi fluida u sabirniku. Većim koncentriranjem se povećavaju toplinski gubici sabirnika čime se smanjuje njegova efikasnost, no cjelokupna efikasnost sustava raste.

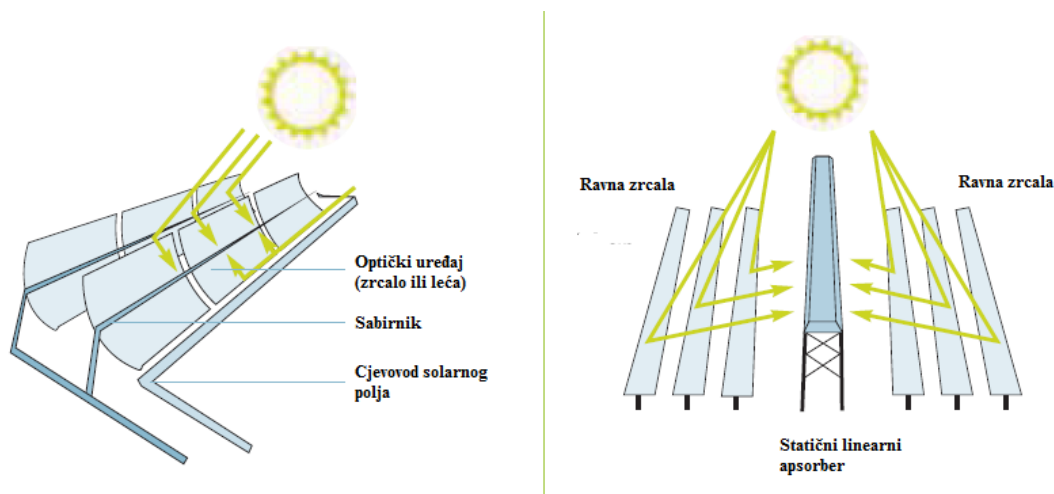
3.2 Tehnologije koncentriranja Sunčevog zračenja

Trenutno u svijetu postoje četiri afirmirane tehnologije koncentriranja Sunčevog zračenja: tehnologije parabolično žljebastih kolektora i linearnih Fresnelovih kolektora koje spadaju u skupinu linijsko koncentrirajućih tehnologija; tehnologija paraboličnih tanjurastih kolektora i sustavi sa centralnim prihvatnikom na tornju sa poljem heliostata koji spadaju u skupinu točkasto koncentrirajućih tehnologija. Tipični parametri koncentrirajućih tehnologija prikazani su u tablici 2.

Tablica 2. Parametri suvremenih koncentracijskih tehnologija [8]

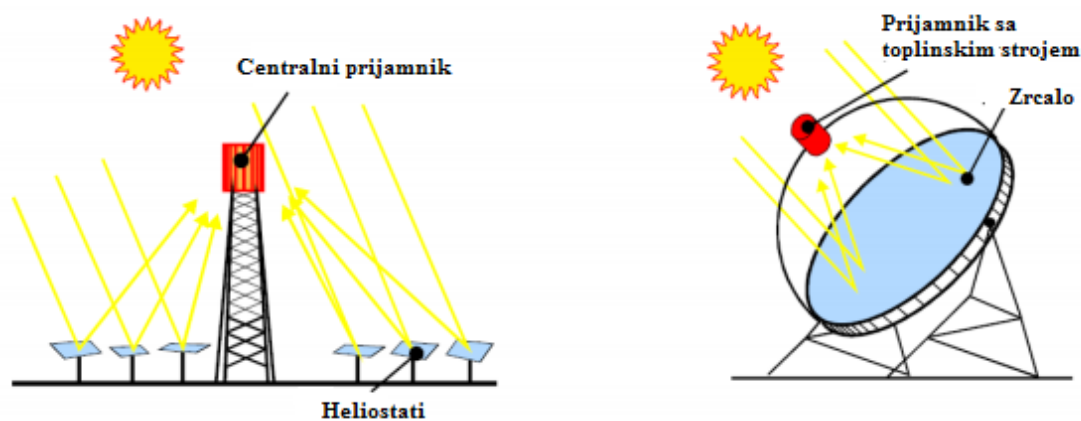
Tehnologija koncentriranja	Vrsta koncentriranja	Tipični koncentracijski omjer	Uobičajena veličina postrojenja
Linearni Fresnelov kolektor	Linijsko	60	10-150 MW _{el}
Parabolično žljebasti kolektor	Linijsko	80	50-250 MW _{el}
Centralni prijammik sa poljem heliostata	Točkasto	1000	20-150 MW _{el}
Parabolični tanjurasti kolektor	Točkasto	1300	5-25 MW _{el}

Kod linijskih koncentracijskih tehnologija sabirnik zračenja se nalazi u žarišnoj liniji koncentratora, a prema izrazu (3.1.2) maksimalni koncentracijski omjer tih tehnologija iznosi $CR_{\text{linijski,max}} = 215$ što znači da su najpogodnije za pogon sa niskim do srednjim vrijednostima temperatura (150 – 500 °C). U stvarnosti su koncentracijski omjeri manji zbog optičkih gubitaka i optimiranja efikasnosti cjelokupnog postrojenja.



Slika 16. Linijske koncentrirajuće tehnologije (lijevo - parabolični žljebasti kolektori, desno - linearni Fresnelov kolektor)

Točkasto koncentrirajuće tehnologije mogu ostvariti puno veće koncentracijske omjere što takvim sustavima omogućava rad pri temperaturama od 500 °C do 1500 °C. Prema izrazu (3.1.3), maksimalni koncentracijski omjer ovih tehnologija iznosi $CR_{\text{točkasti,max}} = 46000$. U stvarnosti su vrijednosti koncentracijskih omjera od 1000 do 1300.

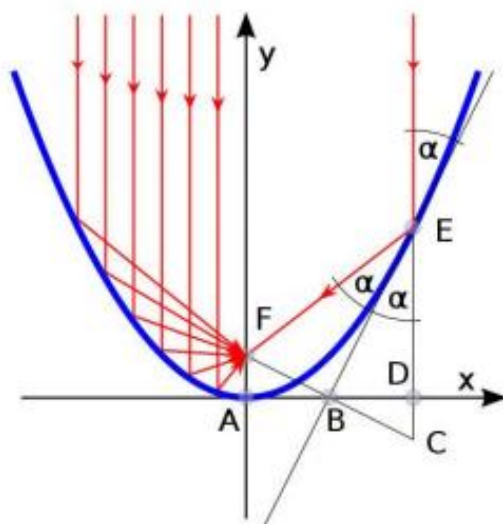


Slika 17. Točkasto koncentrirajuće tehnologije (lijevo - centralni prijammnik s heliostatima, desno – parabolični tanjurasti kolektor)

3.2.1 Parabolični žljebasti kolektori

Tehnologija paraboličnih žljebastih kolektora je najpoznatija i najrasprostranjenija tehnologija koncentriranja Sunčevog zračenja. Parabolični žljebasti kolektori su uređaji koji Sunčevu energiju koncentriraju u žarišnu liniju pomoću paraboličnih zrcala. Ona odbijaju izravno Sunčevo zračenje koncentrirajući ga na prijarnik, u ovom slučaju cijev, koji se nalazi u žarištu zrcala. Na taj način se zagrijava medij koji struji kroz cijev čime se Sunčeva energija pretvara u toplinsku i prenosi na medij.

Parabolični žljebovi imaju žarišnu liniju koja se sastoji od žarišnih točki paraboličnih poprečnih presjeka.



Slika 18. Putanja paralelnih Sunčevih zraka na paraboličnom zrcalu

Jednadžba (3.2.1.1) prikladno oslikava parabolu žljebastog kolektora:

$$y = \frac{1}{4f} x^2 \quad (3.2.1.1)$$

gdje je:

f , žarišna duljina - udaljenost od vrha parabole do žarišne točke.

Za opisivanje geometrije paraboličnih žljebastih kolektora koriste se sljedeća četiri parametra: duljina žlijeba l , žarišna duljina f , širina aperture a i rubni kut Ψ , slika 19.

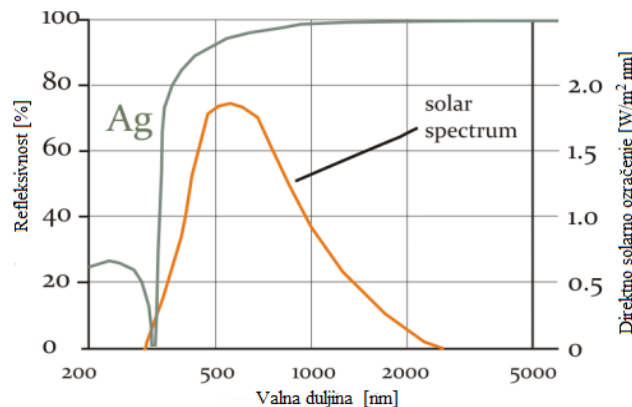


Slika 19. Geometrijski parametri paraboličnog žljebastog kolektora

Rubni kut ψ je kut između optičke osi i linije koja spaja žarišnu točku poprečnog presjeka sa rubom i u potpunosti određuje oblik poprečnog presjeka paraboličnog žlijeba. To znači da su različiti poprečni presjeci paraboličnog žlijeba koji imaju isti rubni kut ψ geometrijski slični. On se lako može izračunati ukoliko je poznat omjer širine aperture i žarišne udaljenosti pomoću izraza (3.2.1.2):

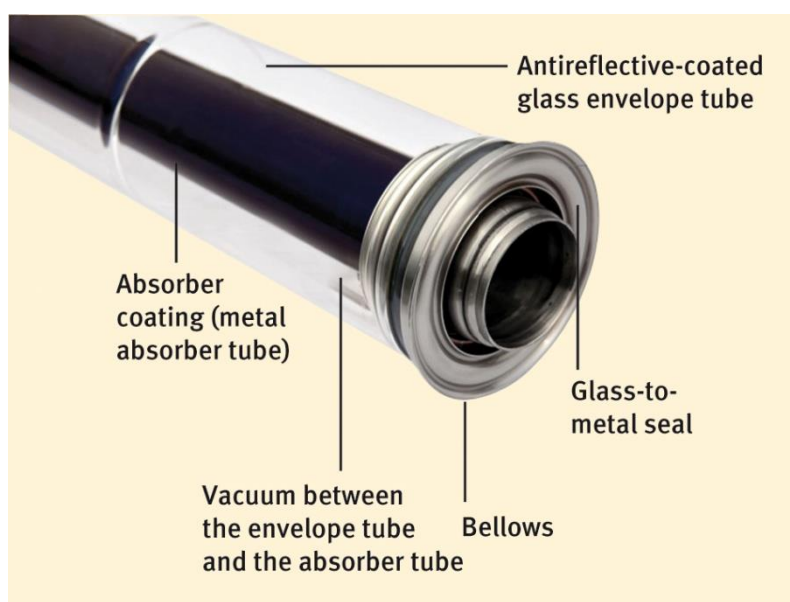
$$\tan \psi = \frac{\frac{a}{f}}{2 - \frac{1}{8} \cdot \left(\frac{a}{f}\right)^2} \quad (3.2.1.2)$$

Materijale ogledala mora karakterizirati iznimna reflektivnost koja se definira kao dio direktnog Sunčevog zračenja koje se reflektira od površine. Dosad svi izvedeni parabolični žljebasti kolektori koriste srebro kao premaz na staklu zbog odličnih refleksijskih svojstava za valne duljine Sunčevog spektra.



Slika 20. Reflektivnost srebra

Karakteristična prijamna cijev kod paraboličnih žljebastih kolektora sastoji se od čelične cijevi okružene staklenom cijevi koja smanjuje konvekcijske gubitke topline. Čelična cijev ima različite visokoapsorbirajuće (više od 90%) i niskoemitirajuće (ispod 30%) premaze koji smanjuju toplinske gubitke. Prijamna cijev sa staklenom vakuumskom cijevi i staklenom cijevi s nereflektirajućim premazom daje veći toplinski učinak i bolje godišnje vrijednosti, posebno na visokim radnim temperaturama. Prijamne cijevi, koje nisu vakuumске, koriste se za temperature ispod 250 °C jer toplinski gubitci nisu tako kritični pri tim temperaturama. Proizvodna duljina cijevi je ograničena. Maksimalna duljina jedne cijevi je 6 m, što znači da se čitava prijamna cijev jednog kolektora dobije spajanjem većeg broja cijevi. Obično je konačna duljina tako spojenih cijevi između 25 i 150 m



Slika 21. Prijamnik parabolično žljebastog kolektora

Parabolični žljebasti kolektori su pokretni uređaji koji rotiraju prateći dnevno gibanje Sunca. Za okretanje kolektora potrebni su pogonski uređaji koji sastavljeni od elektromotora i reduktora za kolektorske površine manje od 100 m² ili od hidrauličkih jedinica za veće kolektorske jedinice. Jedan pogonski uređaj je uglavnom dovoljan za nekoliko kolektorskih modula spojenih u seriju i pokretanih zajedno kao jedinstveni kolektor čija duljina može iznositi i više od 150 m.

Do danas svi komercijalni parabolični kolektori koriste jednoosni sustav praćenja Sunca koji u odnosu na dvoosni sustav ima veću ekonomsku isplativost. Obično se postavljaju

s osima rotacije sjever-jug. U jednom karakterističnom polju sa paraboličnim žljebastim kolektorima nekoliko serijski spojenih kolektora čine red, a redovi se potom spajaju paralelno da bi se postigla potrebna toplinska energija na izlazu. Broj kolektora spojenih u seriju u svakom redu ovisi o temperaturi koja se želi dobiti na izlazu iz redova. U svakom kolektorskom redu prijamna cijev na graničnim rubovima kolektora mora biti spojena preko fleksibilnih spojeva da bi se kolektor mogao nesmetano rotirati.



Slika 22. Parabolični žljebasti kolektori [9]

Kao radni fluid obično se koristi termičko ulje za rad na temperaturama iznad 200 °C zbog toga što voda na tako visokim temperaturama stvara visoki tlak u cijevima koji zahtjeva jače cijevi i zglobove čime se povećava cijena instalacije paraboličnih kolektora, a time i čitavog solarnog polja. Za temperature ispod 200 °C može se koristiti ili hermetičko strujanje vode ili mješavina voda/etilen-glikol.

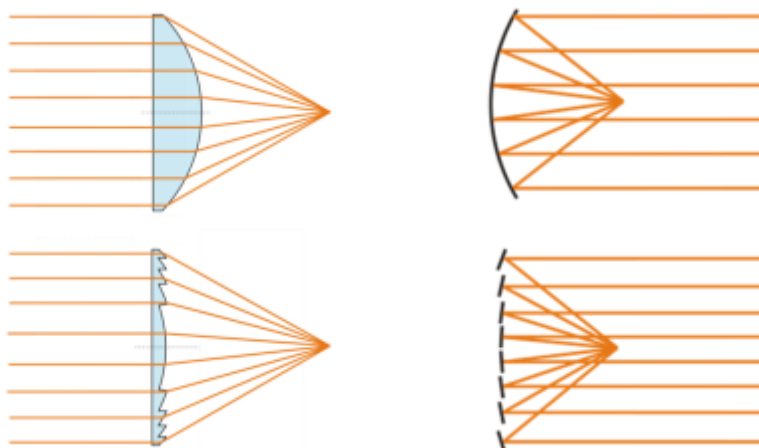
3.2.2 Linearni Fresnelovi kolektori

Fresnelovi kolektori predstavljaju jeftinije rješenje od tehnologije paraboličnih žljebastih kolektora, zauzimaju manje prostora i jednostavnije su konstrukcije što im omogućava da u budućnosti postanu kompetitivni na tržištu iako postižu manje koncentracijske omjere. Dobili su ime po tvorcu leća koje koriste za koncentriranje Sunčevog zračenja, Augustin – Jean Fresnelu, francuskom fizičaru iz 18. stoljeća.

On je otkrio da podjela glatke površine leće ili zrcala na veći broj međusobno odvojenih segmenata rezultira smanjenjem debljine, a time i ukupne mase zrcala nauštrb nešto manjeg optičkog učinka. Moguće je, na primjer, podijeliti paraboloidno zrcalo (parabolični tanjur) u prstenaste segmente (formirajući tako kružno Fresnelovo zrcalo), koji bi fokusirali Sunčevo zračenje u žarišnu točku paraboloidnog zrcala. Na analogan način, linearno Fresnelovo zrcalo može se konstruirati zamjenom paraboličnog žljebastog zrcala linearnim segmentima koji usmjeravaju Sunčevo zračenje u žarišnu liniju paraboličnog žljebastog kolektora



Slika 23. Fresnelova leća u svjetioniku

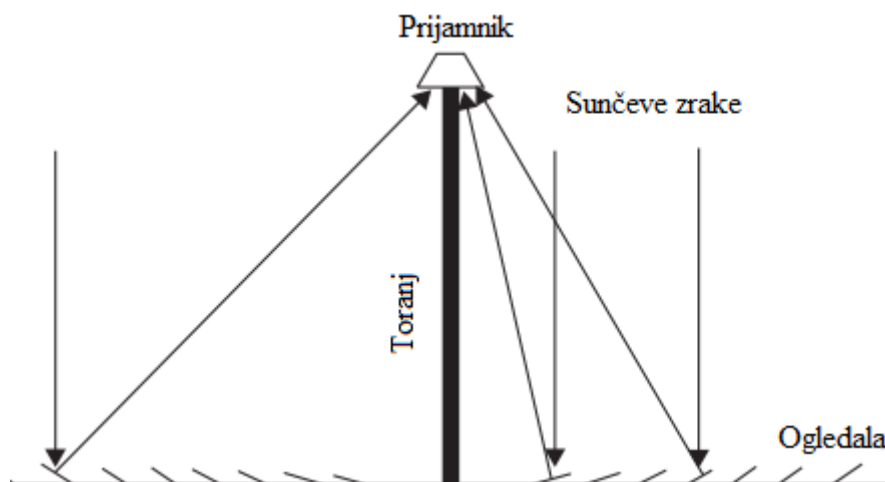


Slika 24. Oponašanje djelovanja konveksne leće Fresnelovom lećom (lijevo) i konkavnog zrcala Fresnelovim zrcalom (desno)

Fresnelova zrcala izrađena su od ravnih zrcalnih membrana i malo su savijena zbog ciklusa proizvodnje. Osim zrcala, ostali dijelovi Fresnelovih kolektora su prijammnik, uz sekundarni koncentrador i apsorber.

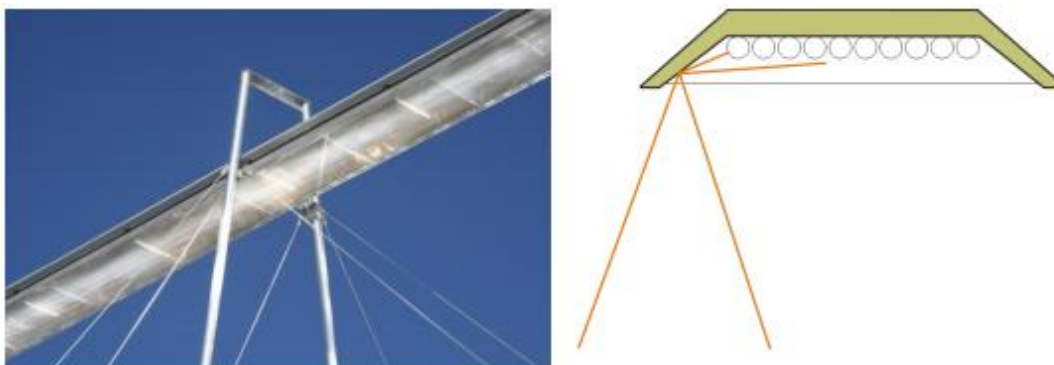
Prijammnici linearnih Fresnelovih kolektora imaju drukčiju strukturu od onih kod paraboličnih žljebastih kolektora. Uz jednostavniju izvedbu apsorberskih cijevi najočiglednija razlika je postojanje sekundarnog koncentratora Sunčevog zračenja.

Postavljaju se na visinu od oko 10 m, a zbog rada pri visokim temperaturama uležišteni su pomičnim valjkastim ležajevima za kompenzaciju termičke dilatacije materijala.



Slika 25. Linearni Fresnelov kolektor

Za razliku od paraboličnih žljebastih kolektora, Fresnelovi kolektori nisu uvijek u ravnini optičke osi Sunca, zbog čega ostvaruju manje koncentracijske omjere. Upravo zbog toga cijevi prijamnika se nalaze unutar sekundarnog koncentrata čime se povećava koncentracijski omjer, a smanjuju toplinski gubitci. Višestruki izolacijski efekti sekundarnog koncentrata omogućuju korištenje jednostavnijih cijevi apsorbera koje, za razliku od onih od paraboličnih žljebastih kolektora, ne trebaju imati vakumsku izolaciju. Osim toga, ako uzmemo u obzir da prijamnici u postojećim postrojenjima mogu biti dugački i do 1 km, sekundarni koncentratore imaju bitnu ulogu u njihovoj stabilizaciji.



Slika 26. Prijamnik i sekundarni koncentrator trapezastog oblika [10]

Apsorberske cijevi su izrađene od nehrđajućeg čelika i obložene su premazima koji imaju visoka apsorpcijska svojstva za kratkovalna zračenja, a nisku emitivnost za infracrveno zračenje. Kao premazi najčešće se koriste Cermet materijali (Ceramics + metal) koji su postojani i pri temperaturama od 450 °C.



Slika 27. Apsorberske cijevi Fresnelovih kolektora

3.2.3 Centralni prijammnik na tornju s heliostatima

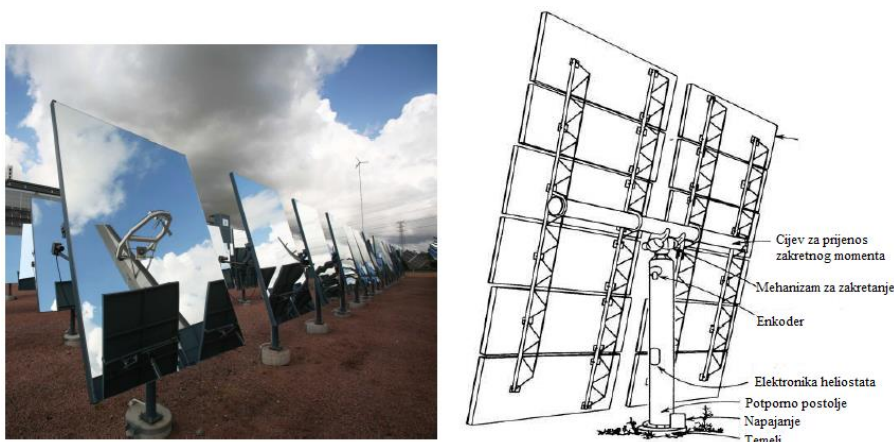
Kod sustava s centralnim prihvatnikom na tornju s heliostatima Sunčevo zračenje se fokusira preko polja pojedinačno namjestivih ogledala (heliostata) u jednu točku na vrhu tornja, čime se postižu temperature i više od 1000 °C. Na vrhu tornja se nalazi apsorber koji predaje toplinu radnom mediju, a taj se vodi do konvencionalnog postrojenja elektrane. Sustav koristi nekoliko stotina ili tisuća ogledala koja prate kretanje Sunca i reflektiraju Sunčevo zračenje na centralni prihvatnik na tornju, slika 28.



Slika 28. Centralni prijammnik na tornju i heliostatima

Sustavi sa solarnim tornjem su prikladni za elektrane veličine od 30 do 400 MW_e koje su spojene na elektroenergetski sustav. Radni fluid može biti para, zrak, natrij ili rastaljene soli natrija i kalija.

Čelični solarni toranj se koristi za lakše centralne prihvatnike i visine manje od 100 metara, dok se betonsko čelični koriste za teže centralne prijammnike i visine od 100 do 250 metara. Heliostati su uređaji koji prate gibanje Sunca. Na njih je pričvršćeno zrcalo koje reflektira Sunčevu energiju u određenu točku. Dijelovi heliostata prikazani su na slici 29.



Slika 29. Dijelovi heliostata

Heliostati se zakreću lijevo-desno u obliku slova C u smjeru osi x i istodobno se kreću gore-dolje po y osi i tako prate kretanje Sunca. Rotacija je digitalno kontrolirana s točnošću do 3 miliradijana da bi se osigurala maksimalna koncentracija insolacije na određenu točku. Složeniji automatizirani heliostati koriste programe i osjetnike za usmjeravanje u odnosu na Sunce.

3.2.4 Parabolični tanjurasti kolektori

Tehnologija tanjurastih kolektora krenula je s razvojem 1980-ih godina i spada u točkasto koncentrirajuće tehnologije Sunčevog zračenja. Njeni glavni dijelovi su paraboloidni (tanjurasti) kolektor, sustav za praćenje Sunca i toplinski stroj (Stirlingov motor). Koncentracijski omjeri ovih kolektora sežu i do vrijednosti $CR_{\text{točkasti}} = 2000$.

Paraboloidni kolektor je najkompleksniji element ovih sustava. Njegova zakrivljena reflektivna površina može biti izrađena od segmentnih sferično zakrivljenih zrcalnih ploča koje su raspoređene u približno paraboloidnoj strukturi od jedne ili više napetih zrcalnih membrana, ili kao zakrivljena zrcalna ploha sastavljena od spojnih segmenata, slika 27. U sva tri slučaja zakrivljena reflektivna površina sastoji se od sloja aluminijske ili srebra prekrivenog staklom ili polimerom (reflektivnost 95%), ili od reflektivnog polimernog filma (reflektivnost 96%), a najlošiji izbor je polirana aluminijska ploha (reflektivnost 85%)



Slika 30. Različite izvedbe paraboloidnog kolektora

Toplinska energija dobivena koncentriranjem Sunčeva zračenja iskorištava se u Stirlingovom motoru za pogon električnog generatora. Stirlingov motor spada u grupu

toplinskih strojeva koji rade u zatvorenom sustavu, tj. kružni ciklus koristi uvijek isti radni fluid. Za razliku od motora s unutrašnjim izgaranjem (Otto i Diesel motori), Stirlingovim motorima toplina se dovodi izvana, stoga su pogodni za solarne sustave. Osnovni princip Stirlingovog motora temelji se na dobivanju korisnog mehaničkog rada promjenom volumena radnog medija uslijed njegovog zagrijavanja i hlađenja. Proces se sastoji od četiri faze: izohornog zagrijavanja, izotermne ekspanzije, izohornog hlađenja i izotermne kompresije.

Kao radni medij koriste se helij ili vodik koji u sabirniku ostvaruju temperature do 1500 °C i tlakove od 150 bar. Sustavi sa paraboličnim tanjurastim kolektorima su modularni energetske sustavi koji se za proizvodnju energije mogu koristiti pojedinačno, ili ih je moguće ujediniti u veću energetske jedinice. Zbog instantne proizvodnje električne energije, ovi sustavi nemaju mogućnost skladištenja toplinske energije.

Dimenzije kolektora uglavnom iznose od 5 do 15 metara, a ovise o potrebnoj električnoj snazi, direktnom Sunčevom zračenju na zadanom području i ukupnoj efikasnosti energetske sustava. Prema [10] mogu se odrediti izrazom:

$$d = 2 \cdot \sqrt{\frac{P_{el}}{\pi \cdot \eta_{sys} \cdot DNI}} \quad (3.2.4.1)$$

$$A_{ap} = \frac{P_{el}}{\eta_{sys} \cdot DNI} \quad (3.2.4.1)$$

Gdje su:

DNI - direktno Sunčevo zračenje na datom području [kW/m^2];

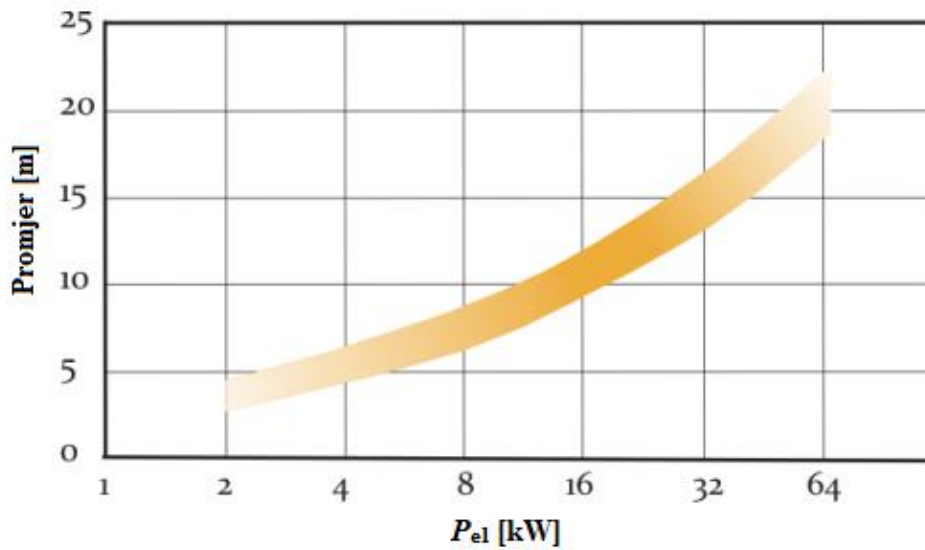
P_{el} - električna snaga energetske sustava [kW];

η_{sis} - ukupna efikasnost sustava;

d - promjer tanjurastog kolektora [m];

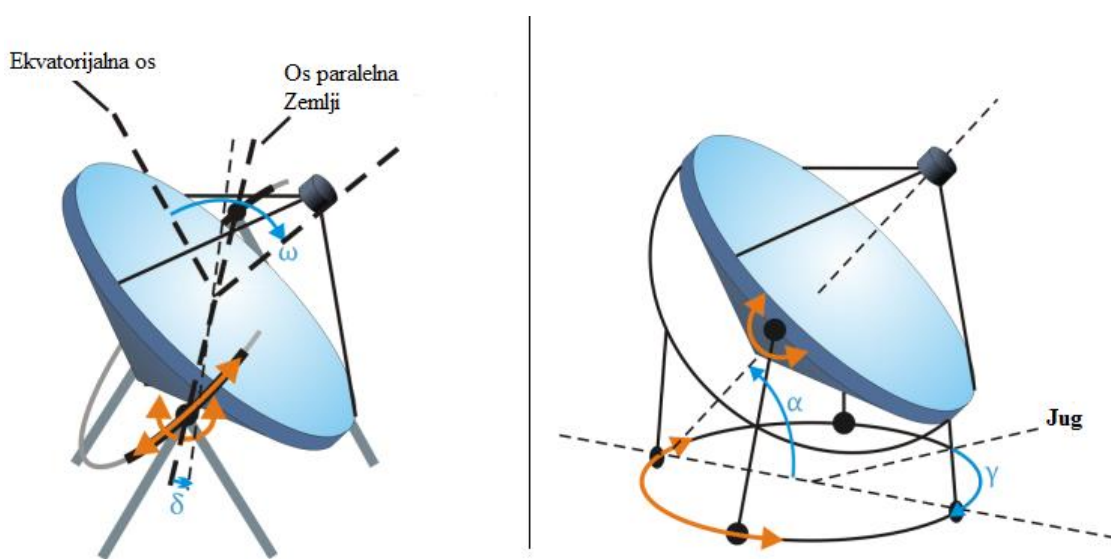
A_{ap} - aperturna površina kolektora [m^2].

Na slici 23. prikazan je promjer kolektora za željenu električnu snagu pri tipičnim vrijednostima efikasnosti sustava od 15 do 25% i vrijednosti $DNI = 1000 \text{ W}/\text{m}^2$.



Slika 31. Promjer tanjurastog kolektora za zadanu efikasnost sustava i direktno Sunčevo ozračenje [10]

Što je veći koncentracijski omjer, to su veći zahtjevi za točnosti praćenja položaja Sunca (npr. pri odstupanju od samo 1° dolazi do potpunog gubitka funkcionalnosti koncentratora, dok kod koritastog koncentratora takva greška smanjuje njegovu efikasnost za 20%). Kako bi se Sunčevo zračenje tokom dana konstantno reflektiralo u žarišnu točku, sustav za praćenje Sunca konstantno zakreće kolektor oko dvije osi, i to na dva načina: polarnim praćenjem ili azimutnim praćenjem, slika 29.

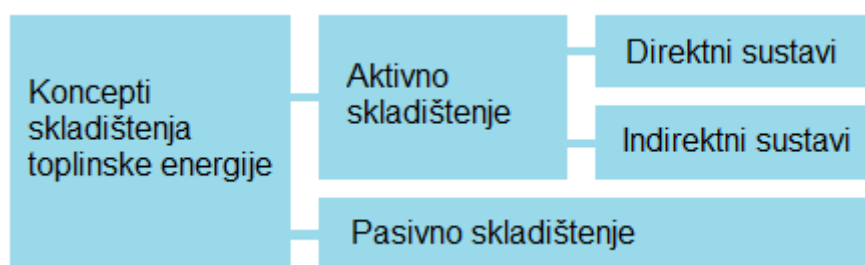


Slika 32. Polarno (lijevo) i azimutno (desno) praćenje položaja sunca [10]

Kod polarnog praćenja položaja Sunca, jedna os solarnog tanjura je orijentirana paralelno Zemljinoj osi rotacije, a druga okomito. Točan položaj Sunca određuje se preko deklinacijskog i satnog kuta Sunca. Kod azimutnog praćenja položaja Sunca jedna os kolektora je orijentirana horizontalno, a druga vertikalno, stoga se za određivanje potrebnog položaja kolektora koriste kut zemljopisne širine i azimutni kut.

3.3 Skladištenje toplinske energije

Sunčevo zračenje je takav izvor energije čiji intenzitet varira deterministički, uslijed Zemljine rotacije (izmjena dana i noći), i stohastički, kao rezultat stvarnih meteoroloških zbivanja (oblaci, aerosoli, itd.). Kako takve promjene ne bi negativno utjecale na rad postrojenja, koriste se uređaji za skladištenje toplinske energije, tj. toplinski spremnici. Njihova podjela prikazana je na slici 33.



Slika 33. Klasifikacija sustava skladištenja toplinske energije [11]

Kod aktivnih sustava skladištenja toplinske energije, toplina se aktivno i po potrebi prenosi na i sa radnog medija prisilnom konvekcijom. Radni fluid je pohranjen u jednom ili više toplinskih spremnika. Primjer pasivnog sustava skladištenja toplinske energije mogu biti zidovi zgrade koji primaju i otpuštaju toplinu ovisno o promjeni temperature prostorije ili stijenke cijevi koje primaju i otpuštaju toplinu ovisno o brzini i temperaturi medija koji struji kroz njih.

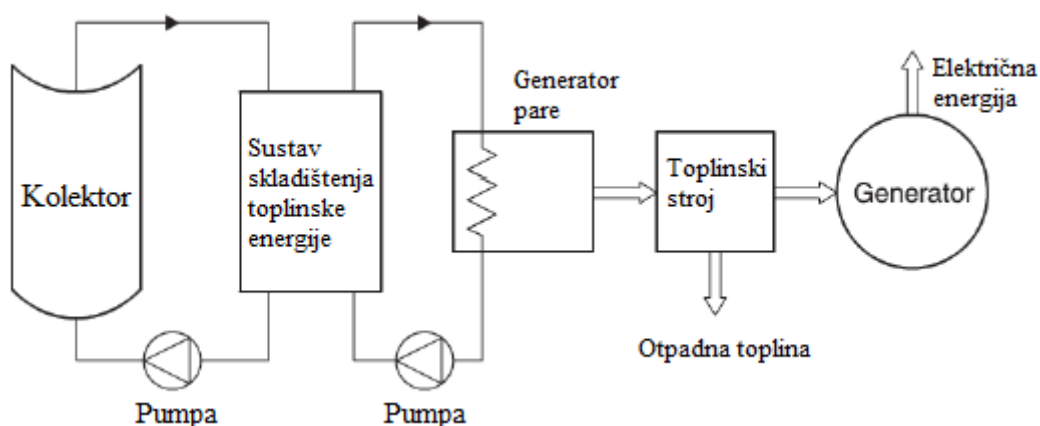
Aktivni sustavi se dalje dijele na direktne i indirektno sustave skladištenja topline. Kod direktnih sustava toplinska energija se pohranjuje neposredno akumulacijom solarnog medija (medija za prijenos topline – eng. heat transfer fluid). U tom slučaju podrazumjeva se da je solarni medij relativno jeftin i da ima visok specifični volumni toplinski kapacitet kako bi se smanjili troškovi cjelokupnog sustava. Indirektni sustavi

toplinsku energiju pohranjuju posredno tako da solarni medij predaje toplinu drugom mediju s visokim toplinskim kapacitetom. U ovom slučaju mora se omogućiti dobar prijenos topline (velike površine i visoki koeficijent prolaza topline) između solarnog medija i medija u spremniku kako bi se osigurao potreban temperaturni gradijent i smanjili energetske gubitci.

Prednost dikretnih sustava je konstanta temperatura solarnog medija koji su najčešće termička ulja ili rastaljene soli, no karakterizira ih i viša ukupna cijena.

Osnovni zahtjevi sustava skladištenja toplinske energije su:

- Visoki toplinski kapacitet medija za skladištenje
- Dobar prijenos topline između solarnog medija i medija za skladištenje energije
- Mehanička i kemijska stabilnost materijala sustava za skladištenje
- Kemijska kompatibilnost između solarnog medija, izmjenjivača topline i medija za skladištenje
- Mogućnost obavljanja velikog broja punjenja i pražnjenja spremnika
- Niski toplinski gubitci
- Niski troškovi
- Malen utjecaj na okoliš



Slika 34. Shema koncentracijske solarne termoelektrane sa sustravom skladištenja toplinske energije

3.3.1 Skladištenje osjetne topline

Osjetna toplina je toplina koja se prolaskom kroz granicu sustava nekog tijela očituje u promjeni temperature tog tijela, ne i agregatnog stanja.

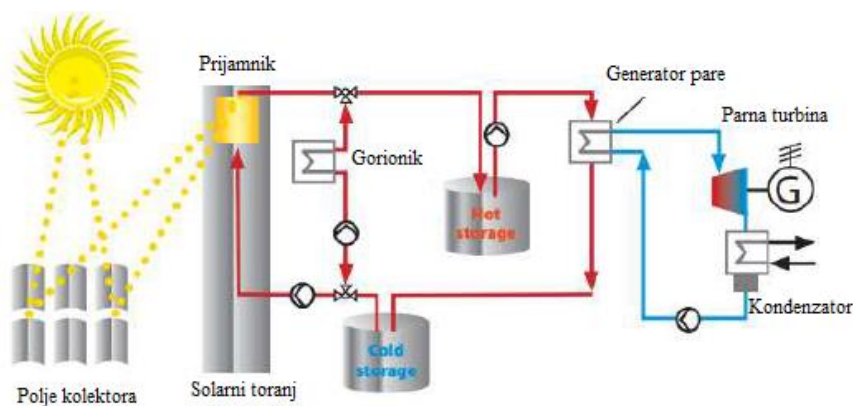
$$Q = \int_{T_1}^{T_2} \rho \cdot V \cdot c_p \cdot dT \quad (3.3.1.1)$$

Prema izrazu (3.3.1.1), zbog toplinske energije Q , tijelu gustoće ρ , volumena V i specifičnog toplinskog kapaciteta c_p će temperatura porasti ili opasti sa vrijednosti T_1 na T_2 ovisno o tome je li se toplina tijelu dovodi ili od njega odvodi.

Osjetna toplina se može skladištiti u tekućinama poput rastaljenih soli, vode, mineralnih i sintetičkih ulja ili u krutinama pomoću slojeva kamenja ili šljunka.

3.3.1.1 Tekući mediji za skladištenje osjetne topline

Općenito, voda je najrašireniji medij za niskotemperaturnu pohranu topline. Osim što je lako dostupna, odlikuje ju visoki toplinski kapacitet, ali zbog niskog vrelišta se rijetko koristi u sustavima koncentrirajućih solarnih elektrana. Iz tog razloga se kao medij za skladištenje osjetne topline najčešće koriste rastaljene soli (najčešće u binarnoj mješavini KNO_3 i NaNO_3). Njih karakteriziraju dobra toplinska svojstva, tekuće agregatno stanje pri atmosferskom tlaku i relativno niska cijena. Negativna strana im je zauzimanje velikog prostora i mogućnost smrzavanja cijevi u slučaju nepravilnog održavanja.



Slika 35. Shema sustava sa rastaljenom soli kao solarnim medijem i medijem za skladištenje toplinske energije i dva spremnika [8]

Na slici 35. prikazana je shema sustava skladištenja toplinske energije sa rastaljenom soli i dva toplinska spremnika. Početkom dana rastaljena sol se iz hladnog spremnika pumpa u polje kolektora gdje se zagrijava i kasnije vodi u do parne turbine za proizvodnju električne energije. Višak rastaljene soli pohranjuje se u toplom spremniku i koristi prema potrebi.

3.3.1.2 Kruti mediji za skladištenje osjetne topline

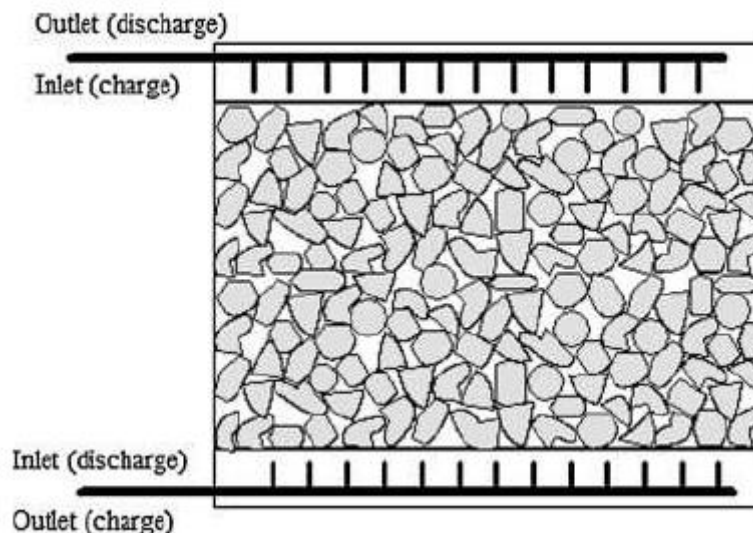
Pohrana osjetne topline u krutim medijima obično se provodi sustavima indirektno toplinske pohrane. Uobičajeni mediji za toplinsku pohranu su pijesak, kamen i beton. Oni se mogu miješati s drugim materijalima kako bi se poboljšala njihova toplinska vodljivost. Svojstva nekih medija prikazana su na slici 36.

Liquid storage media	Temperature (°C)		Average density (kg/m ³)	Average heat conductivity (W/(mK))	Average heat capacity (kJ/(kgK))	Thermal diffusivity (m ² /s)	Volume specific heat capacity (kWh/m ³)
	Cold	Hot					
Mineral oil	200	300	770	0.12	2.6	6.0×10 ⁻⁸	55
Synthetic oil	250	350	900	0.11	2.3	5.3×10 ⁻⁸	57
Silicone oil	300	400	900	0.10	2.1	5.3×10 ⁻⁸	52
Nitrite salts	250	450	1825	0.57	1.5	2.1×10 ⁻⁷	152
Nitrate salts	265	565	1870	0.52	1.6	1.7×10 ⁻⁷	250
Carbonate salts	450	850	2100	2.0	1.8	5.3×10 ⁻⁷	430
Liquid sodium	270	530	850	71.0	1.3	6.4×10 ⁻⁵	80

Slika 36. Karakteristike krutih medija za skladištenje osjetne topline [10]

Neke prednosti skladištenja osjetne topline u čvrstom mediju su nemogućnost smrzavanja, niske cijene i visoki stupnjevi temperaturnog raslojavanja, kao i mogućnost cirkulacije zraka kroz spremnik za pohranu. Za razliku od tekućih medija gdje se temperaturno raslojavanje odvija prirodnom konvekcijom zbog razlike u gustoći toplijeg i hladnijeg dijela, kod krutih medija se ono ostvaruje prolaskom solarnog

medija kroz praznine napunjenog spremnika. Spremnici su izvedeni u obliku postelje i najčešće su napunjeni/pakirani kamenjem ili pijeskom, dok se u novije vrijeme koristi i rastaljena keramika.



Slika 37. Postelja napunjena kamenjem sa distribucijom protoka

Volumen potrebnog pakiranja V_{storage} za nominalni toplinski output prijamnika Q_{rec} i za željeno vrijeme skladištenja topline t_{storage} može se izračunati preko izraza:

$$V_{\text{storage}} = \frac{Q_{\text{rec}} \cdot t_{\text{storage}}}{(1 - \xi) \cdot \rho_s \cdot c_s \cdot (T_2 - T_1)} \quad (3.3.1.1)$$

gdje su:

ξ - udio praznina u napunjenom sloju

ρ_s - gustoća čvrstog medija;

c_s - specifični toplinski kapacitet čvrste tvari.

3.3.2 Skladištenje latentne topline

Prijelaz tvari iz jednog u drugo agregatno stanje uvijek se odvija uz izmjenu topline i pri konstantnoj temperaturi i tlaku zasićenja.

Za faznu pretvorbu potrebna je velika količina topline pa latentni spremnici imaju znatno veću gustoću pohrane topline naspram spremnika osjetne topline, ali je zato potreban izmjenjivač topline i medij za prijenos topline od izvora topline do spremnika.

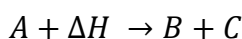
Najčešće se koristi pretvorba iz krutog u tekuće agregatno stanje, a vrlo rijetko iz tekućeg u plinovito zbog znatnog porasta volumena prilikom takve promjene, što predstavlja problem s obzirom na potreban veliki obujam za ekspanziju ili debelu stijenu koja će moći izdržati takav porast tlaka.

Latentni spremnici imaju veliku gustoću pohrane energije, no obično tvari koje se koriste imaju malu toplinsku provodnost što predstavlja glavni nedostatak ovakvih spremnika. Prilikom punjenja spremnika, koji je ujedno i izmjenjivač topline, glavni oblik prijenosa topline je prirodna konvekcija α [12] i ukupni koeficijent prolaza topline k je prihvatljiv te se punjenje odvija prihvatljivom brzinom. Prilikom pražnjenja spremnika glavni oblik prijenosa topline je provođenje jer se medij za pohranu topline počinje skrutnjivati na cijevi koja je tada hladnija i nastaje sloj krutine koja ima nisku toplinsku provodnost λ pa ukupni koeficijent prolaza topline k je nizak pa se toplina sporo prenosi iz unutrašnjosti na medij za prijenos topline. Prijenos topline postaje sve slabiji pa se za održavanje potrebnog toplinskog toka treba povećati površina za izmjenu topline. Ako je spremnik tipa cijev u cijevi tada se površina za prijenos topline može povećati smanjenjem razmaka između cijevi i povećanjem broja cijevi ili njihovim produljivanjem, no to znatno povećava masu i ukupnu cijenu spremnika.

3.3.3 Termokemijsko skladištenje topline

Pri termokemijskom skladištenju topline koristi se reverzibilna kemijska reakcija za hvatanje i pohranu toplinske energije. Skladištenje topline javlja se tijekom endotermnog dijela reakcije, a energija se oslobađa egzotermno. Za medij koji se potpuno disocira u temperaturnom rasponu solarnog prijelnika, ovaj način skladištenja može pohraniti znatno više energije nego u sustavima skladištenja osjetne ili latentne topline. Tvari mogu biti organske ili anorganske i samo je potrebno da njihova reverzibilna kemijska reakcija oslobađa, odnosno troši toplinu.

Za općenitu kemijsku jednadžbu [11]:



gdje je α_r frakcija medija koji je sudjelovao u reakciji sa specifičnom toplinom reakcije ΔH , skladištena toplina može se odrediti izrazom:

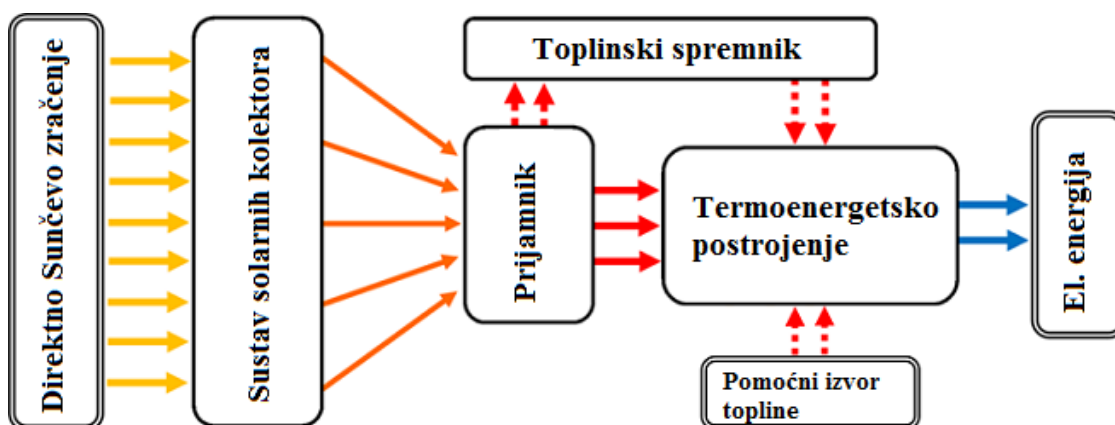
$$Q = \alpha_r \cdot m \cdot \Delta H$$

Budući da su neke kemijske reakcije toliko snažne, vrlo velika količina energije može se pohraniti u relativno maloj količini materijala. Usporedno s ovom energijom, udjel osjetne toplinske energija medija za pohranu je malen pa se energija može pohraniti na sobnoj temperaturi na dulje vremenskim intevale uz male gubitke, eliminirajući potrebu za izolacijom.

Prilikom konstruiranja ovakvih sustava skladištenja topline potrebno je razmotriti tri kriterija: odličnu kemijsku reverzibilnost, visoku pohranu energije, tj. veliki entalpijski pad i što veću jednostavnost reakcije.

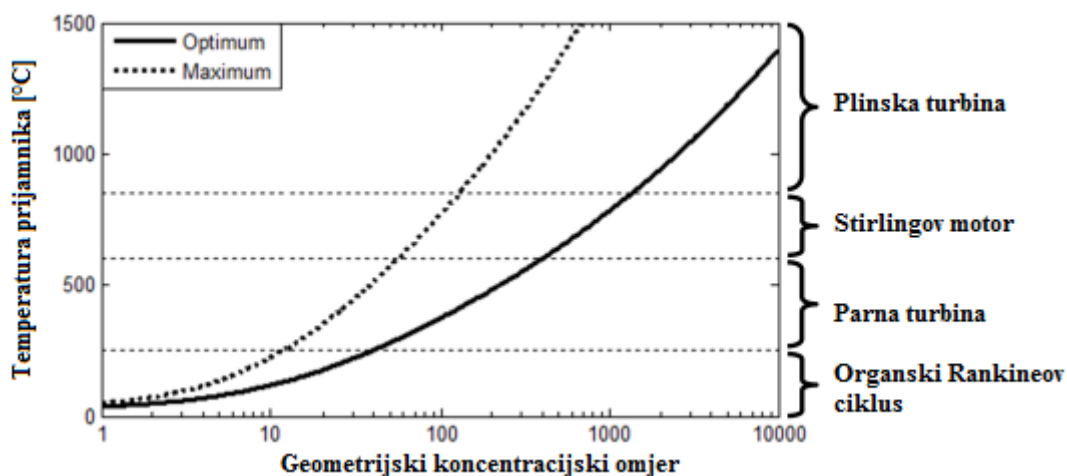
3.4 Suvremene koncentrirajuće solarne termoelektreane

Visokotemperaturni izvor topline nastao koncentriranjem Sunčevog zračenja potrebno je pretvoriti u krajnji proizvod – električnu energiju. Solarni kolektori i prijammnici mogu se ukomponirati s već ustaljenom opremom klasičnog termoenergetskog postrojenja formirajući tako solarne termoelektreane.



Slika 38. Tipična shema solarne termoelektreane

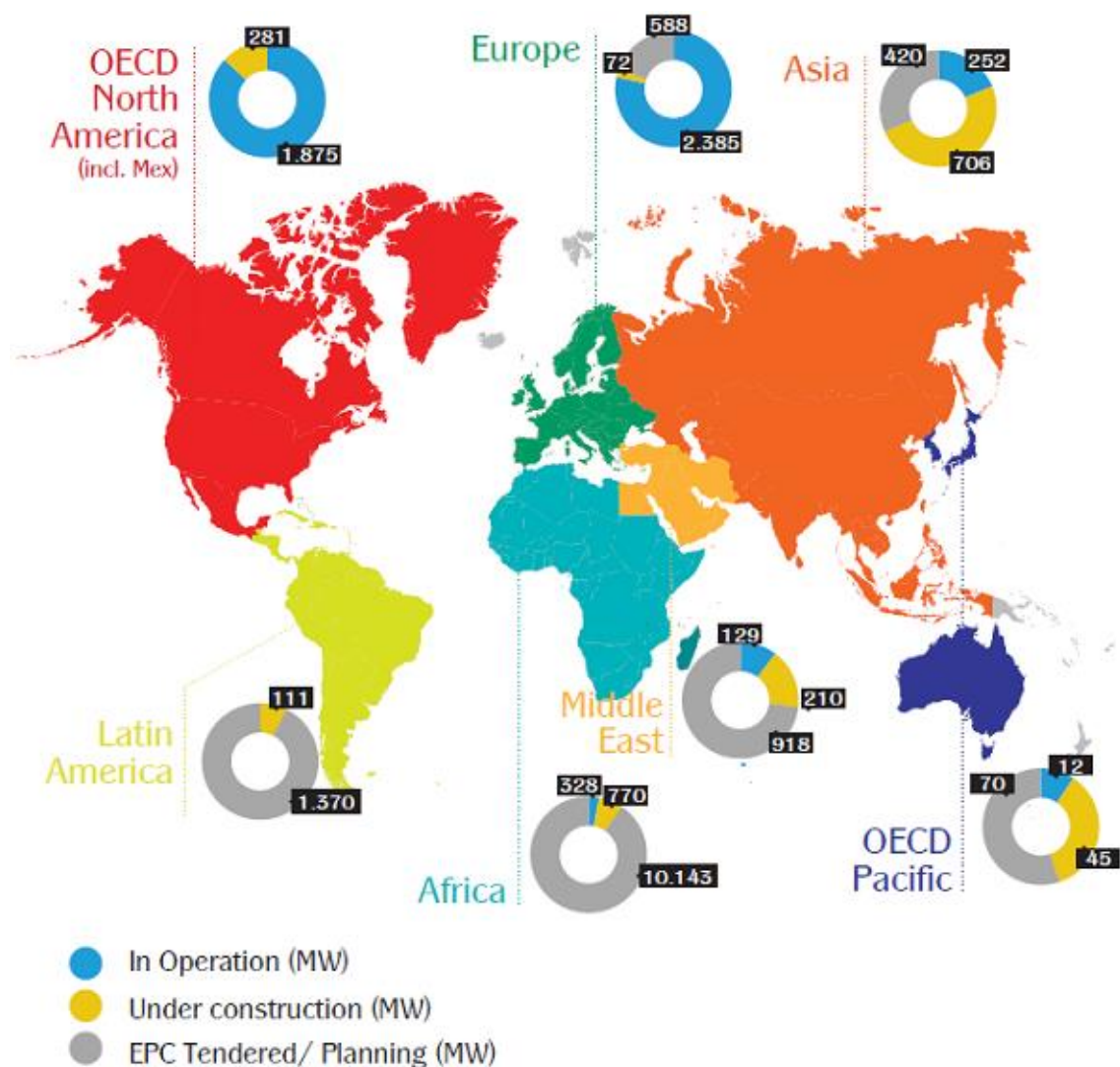
Izbor kružnog ciklusa kojim će se dobivena Sunčeva energija iskoristiti u solarnoj elektrani uglavnom se temelji na dobivenoj temperaturi radnog fluida koja ovisi o direktnom Sunčevom zračenju i koncentracijskom omjeru kolektora. Suvremene termoelektreane za pretvorbu energije koriste već ustaljene cikluse poput Rankineovog, Stirlingovog ili Braytonovog za koje su već poznati termodinamički optimumi i ograničenja zbog materijala opreme.



Slika 39. Izbor kružnog ciklusa za različite koncentracijske omjere [8]

Za svaki omjer koncentracije sustava solarnih kolektora može se odrediti optimalna temperatura na kojoj će termodinamički potencijal sustava biti maksimalan. Pri istom geometrijskom omjeru koncentracije moguće je ostvariti i više temperature, no u prethodnom poglavlju izrazom (3.1.7) pokazano je da porastom temperature sabirnika opada ukupna efikasnost sustava, stoga je potrebno pronaći optimalnu točku. Krivulje optimalnih i maksimalnih temperatura sabirnika, kao i temperaturni raspon četiri tipična termodinamička ciklusa solarnih termoelektrana prikazane su na slici 39.

Od 2015. godine instalirani kapacitet solarnih termoelektrana povećan je na gotovo 5 GW od čega je veliki broj povezan na električnu mrežu. Oko 61% STE u pogonu nalazi se u Španjolskoj, dok se 18% nalazi u SAD-u [9]. Tijekom posljednje tri godine tržište solarne toplinske energije polako odmiče prema zemljama poput Južne Afrike, Maroka i Čilea zbog visokih iznosa direktnog Sunčevog zračenja i političke volje za obnovljivim izvorima energije. Nivelirana cijena električne energije postrojenja solarnih termoelektrana ovisi o dostupnoj Sunčevoj energiji, troškovima razvoja tehnologije, održavanja i pogona postrojenja te uvjetima financiranja. Za istu cijenu i uvjete financiranja postrojenja, u jugozapadnom dijelu SAD-a ili sjevernim dijelovima Egipta nivelirana cijena električne energije bit će 20 – 30% niža nego u južnim dijelovima Španjolske ili na obalama Sjeverne Afrike [9].



Slika 40. Trenutno stanje tržišta solarnih termoelektrana u svijetu [9]

Solarne termoelektrane sa paraboličnim žljebastim kolektorima čine 80% ukupno instaliranih postrojenja. Slijede solarne elektrane sa solarnim tornjem i poljem heliostata sa udjelom od 11%, dok ostatak čine solarne elektrane sa linearnim Fresnelovim kolektorima – tablica 3.

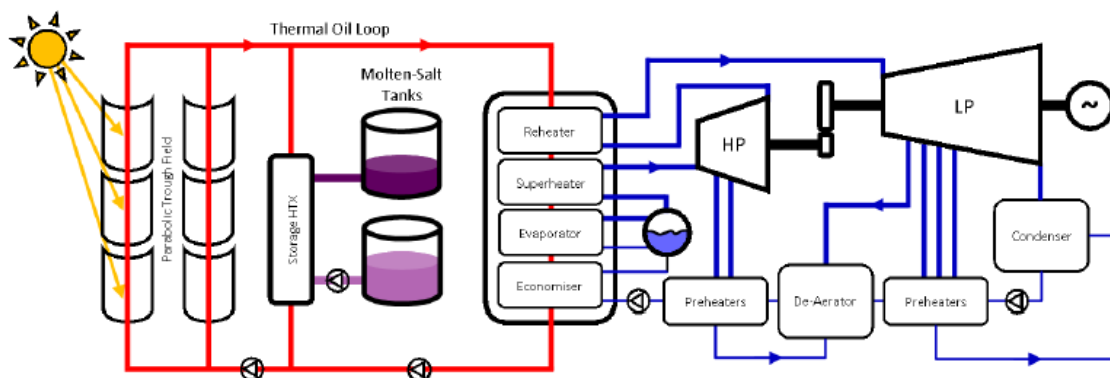
Tablica 3. Stanje solarnih termoelektrana u svijetu prema tehnologiji koncentriranja Sunčevog zračenja [9]

Tehnologija koncentriranja Sunčevog zračenja	Broj postrojenja STE	Instalirani kapacitet [MW]	Očekivana godišnja proizvedena el. energija [GWh]	Približan kapacitet STE u izgradnji [MW]
Parabolični žljebasti kolektori	73	4115	10000	719
Solarni toranj sa poljem heliostata	10	497	1300	410
Fresnelovi kolektori	8	179	350	180

3.4.1 Solarne termoelektrane sa paraboličnim žljebastim kolektorima

Tipična solarna termoelektrana sa paraboličnim žljebastim kolektorima ima tri zasebne petlje sa radnim medijem. U prvoj petlji termičko ulje prolazi kroz polje solarnih kolektora i zagrijava se energijom direktnog Sunčevog zračenja. Zbog svojstava termičkih ulja da se pri temperaturama od 400 °C počnu degradirati, maksimalna temperatura termičkog ulja u ovoj petlji ne smije prijeći 390 °C što značajno utječe na maksimalno postizivu temperaturu vodene pare. Termičko ulje iz solarnog polja zatim ide u drugu petlju gdje u generatoru zagrijava radni fluid (vodu / vodenu paru), dok se višak skladišti u spremniku topline.

U daljnjem dijelu postrojenja, u trećoj petlji, Rankineovom ciklusom sa međupregrijanjem, toplinska energija vodene pare pretvara se u mehaničku energiju eskapnzijom u parnoj turbini koja pokreće električni generator čime se mehanička energija pretvara u električnu. Zbog degradacije termičkih ulja pri temperaturama iznad 400 °C, tipična temperatura vodene pare na ulazu u visokotlačni dio turbine iznosi 377 °C, a tlak 100 bar [8]. Uobičajeni termički stupanj ovih postrojenja iznosi $\eta = 40\%$.



Slika 41. Shema tipične solarne termoelektrane sa paraboličnim žljebastim kolektorima [8]

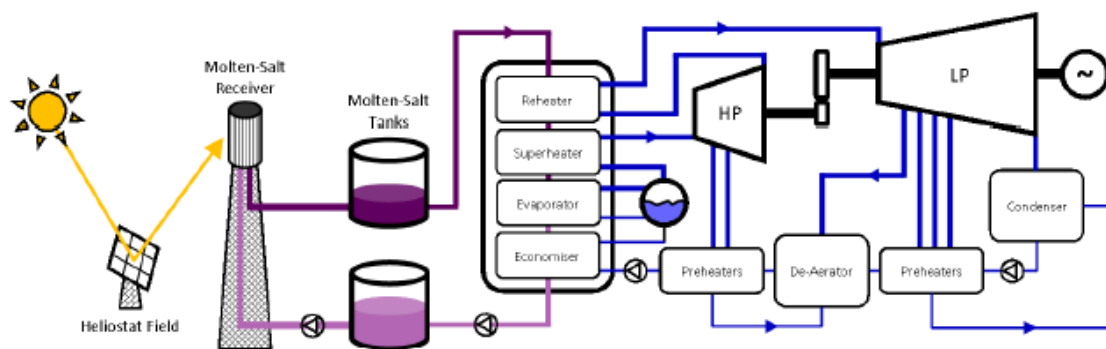
Budući da su termička ulja preskupa da bi se koristila izravno kao medij za skladištenje toplinske energije, tipične solarne termoelektrane sa paraboličnim žljebastim kolektorima koriste odvojeni sustav sa rastaljenim solima.

Standardne rastaljene soli koje se koriste u ovim postrojenjima su eutektičke smjese natrijevog i kalijevog nitrata ($60\% \text{ NaNO}_3$, $40\% \text{ KNO}_3$) koje posjeduju izvrsnu toplinsku stabilnost pri temperaturama do $590\text{ }^\circ\text{C}$. Nastaju kao nus-produkti pri proizvodnji umjetnog gnojiva, stoga su lako dostupne. Glavni nedostatak im je visoka temperatura leđišta (oko 220°C) pa se njihovi spremnici moraju održavati iznad te temperature. Spremnici moraju biti veliki zbog malog temperaturnog prozora (između 220 i $390\text{ }^\circ\text{C}$) u kojem sustav skladištenja toplinske energije djeluje što povećava investicijske troškove i predstavlja najveći nedostatak ovakvih postrojenja.

3.4.2 Solarne termoelektrane sa solarnim tornjem i poljem heliostata i rastaljenom soli kao solarnim medijem

Korištenje rastaljene soli kao medija za prijenos topline u solarnim termoelektranama sa solarnim tornjem i poljem heliostata predstavlja alternativu tehnologiji paraboličnih kolektora. Rastaljena sol iz hladnog spremnika pumpa se u solarni toranj do prijarnika gdje se zagrijava Sunčevom energijom. Nakon zagrijavanja rastaljena sol poprima temperaturu od oko $565\text{ }^\circ\text{C}$ i iz toplog spremnika odlazi u sekundarnu petlju, u generator pare, gdje toplinu prenosi na radni fluid. Ovisno o vremenskim uvjetima i potrebom za električnom energijom, dio rastaljene soli skladišti se u toplom spremniku topline. Temperature vodene pare u ovakvim postrojenjima postižu vrijednosti i do 540

°C , a tlakovi 105 bar što je jako blizu parametrima konvencionalnih termoenergetskih postrojenja. Osim što veća temperatura vodene pare doprinosi termičkom stupnju djelovanja postrojenja, ona poboljšava proces rashlađivanja vode u rashladnom tornju.



Slika 42. Shema solarne elektrane sa solarnim tornjem i rastaljenom soli kao medijem za prijenos topline [8]

Zbog većeg temperaturnog intervala sustava za skladištenje toplinske energije (od 220 do 560 °C), spremnik topline koji bi kod STE sa paraboličnim žljebastim kolektorima imao kapacitet od 8 h, u ovim postrojenjima može imati kapacitet od 15 h što rezultira vrlo stabilnim radom parne turbine.

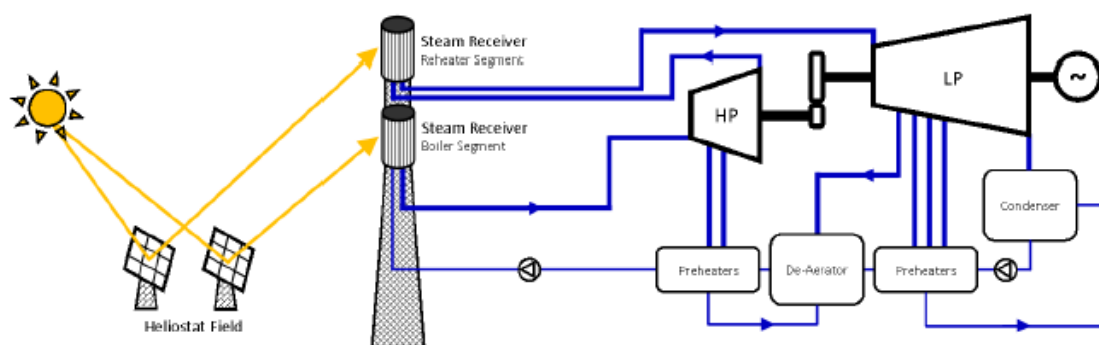
3.4.3 Solarne termoelektrane s izravnim zagrijavanjem radnog medija (eng. Direct vapour generation - DVG)

3.4.3.1 Solarni tornjevi sa izravnim zagrijavanjem radnog medija

Solarne termoelektrane sa izravnim zagrijavanjem radnog medija su alternativa solarnim tornjevima sa rastaljenom soli kao medijem za prijenos topline. U ovakvim sustavima medij za prijenos topline (eng. Heat Transfer Fluid - HTF) je u potpunosti eliminiran, a para visoke temperature i tlaka proizvedena je direktno u prijammiku solarnog tornja. Ovim načinom moguće je ostvariti potpuni potencijal ostvarivih visokih temperatura i prijammiku solarnog tornja jer ne postoji solarni medij kod kojeg se mora paziti na njegovu toplinsku stabilnost.

Za potvrdu provedbe ovakvog načina iskorištavanja energije Sunca, dvije demonstracijske elektrane (PS10 i PS20) su izgrađene u Sevilli. Parametri zasićene pare u njima su skromnijih vrijednosti od 250 °C i 40 bar kako bi se smanjio rizik zbog toga što su ove tehnologije nove i tek u razvoju. U ovim postrojenjima na turbinu dolazi zasićena para – slično kao i kod nuklearnih elektrana, zbog čega je termički stupanj djelovanja ovih postrojenja relativno nizak.

Sljedeća generacija solarnih tornjeva sa izravnim zagrijavanjem radnog medija je trenutno u izgradnji u kompleksu Ivanpah (California) s parametrima pregrijane paru od 550 °C i 165 bar što je vrlo slično parametrima konvencionalnih termoelektrana.

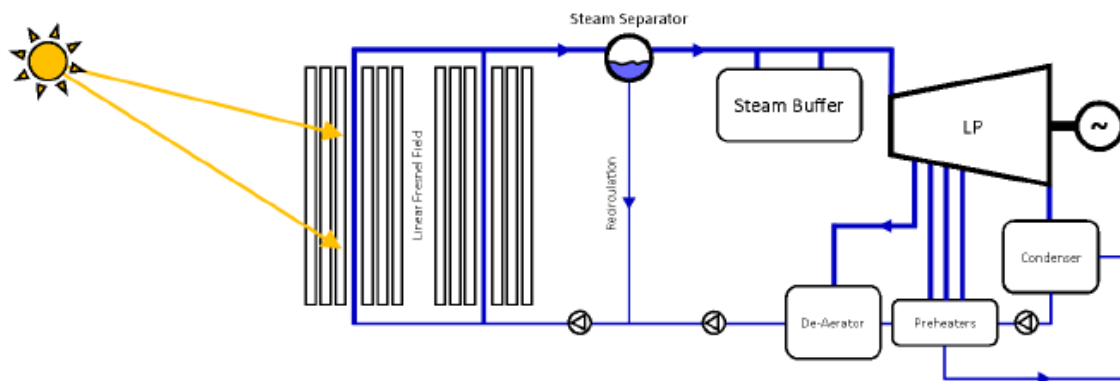


Slika 43. Shema postrojenja sa solarnim tornjem s direktnim zagrijavanjem radnog medija [8]

Glavni nedostatak ovih postrojenja je nepostojanje kvalitetnog rješenja za skladištenje pregrijane ili zasićene pare za veće jedinice. Zbog toga se učestalo koristi pomoćni generator pare na prirodni plin koji sprječava velike skokove u parametrima pare zbog promjene vremenskim uvjetima, a time osigurava duži vijek trajanja opreme (posebno turbine).

3.4.3.2 Solarne termoelektrane sa linearnim Fresnelovim kolektorima

Linearni Fresnelovi kolektori su ravna zrcala koja aproksimiraju paraboličan oblik parabolično žljebastih kolektora. Zbog toga im je proizvodna cijena manja, i zauzimaju manje prostora što smanjuje početne investicijske troškove. Zbog manjih koncentracijskih omjera i nepostojećih kvalitetnih rješenja za skladištenje toplinske energije, ovakve solarne elektrane imaju skromne parametre pare od 270 °C i 55 bar. Na turbinu dolazi zasićena para, a shema postrojenja prikazana je na slici 44.



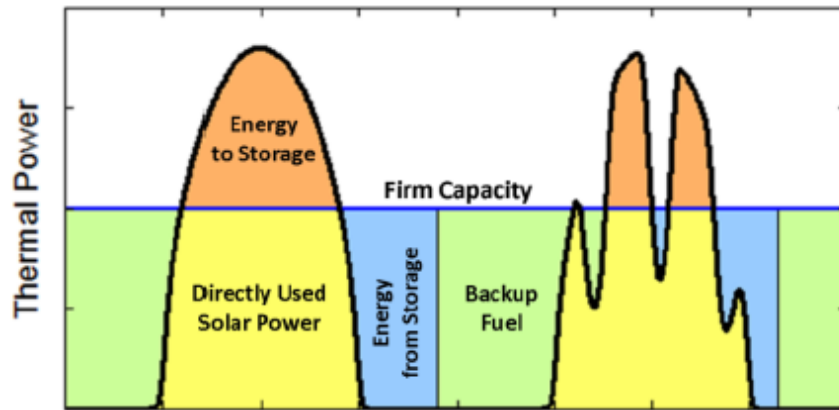
Slika 44. Shema solarne termoelektrane sa linearnim Fresnelovim kolektorom [8]

Postojeća postrojenja sa zasićenom parom obično sadrže *parni akumulator* - spremnik vode pod visokim tlakom. Zbog velikog specifičnog volumena pare, ovakvi akumulatori mogu akumulirati vrlo malu količinu pare, odnosno, zahtijevaju vrlo visoke tlakove i volumen akumulatora da bi se pohranila veća količina pare. Takvi spremnici kod solarnih termoelektrana sa linearnim Fresnelovim kolektorima imaju kapacitet od 30 minuta, no promjene parametrima pare su i dalje postojeće.

3.5 Hibridni solarni sustavi

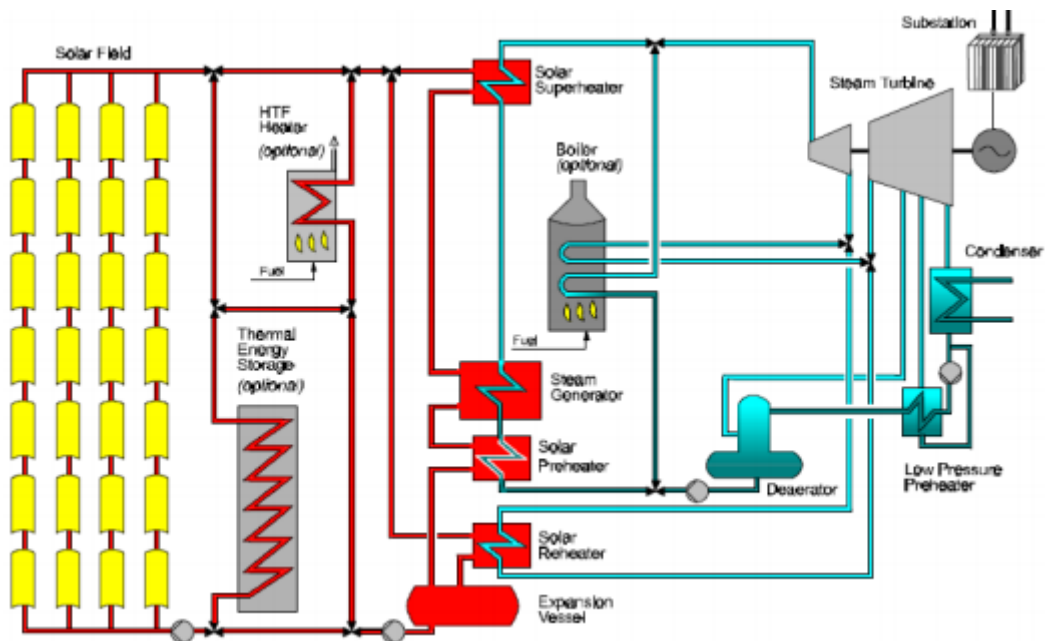
Poboljšanju rada solarnih sustava u nepovoljnim uvjetima, osim toplinskih spremnika, mogu doprinijeti i pomoćni izvori topline na fosilna i biogoriva. Pomoćni grijač u solarnom djelu postrojenja po potrebi zagrijava solarni medij, a u slučaju da postrojenje sadrži pomoćni generator pare moguće je povisiti parametre pare na ulazu u turbinu i time povećati učinkovitost termoelektrane. Svi pomoćni toplinski sustavi imaju ograničenu upotrebu i nisu stalni izvori topline.

Korištenjem sustava skladištenja toplinske energije, električna energija proizvedena u solarnim termoelektranama postaje pouzdana i njen iznos je predvidljiv i relativno lako se kontrolira, neovisno o vremenskim uvjetima. Po danu, za proizvodnju električne energije koristi se samo direktno Sunčevo zračenje, dok se višak energije skladišti u spremnicima topline. Pri promjeni vremenskih uvjeta, ili tijekom noći, koristi se toplina iz spremnika. Odmah po pražnjenju spremnika pale se pomoćni izvori topline koji drže proizvedenu električnu energiju na konstantnoj razini, slika 45.



Slika 45. Konstantna toplinska snaga solarnih termoelektrana zbog mogućnosti skladištenja energije i hibridnog pogona

Zbog sve većeg udjela tehnologija obnovljivih izvora energije poput vjetroelektrana i fotonaponskih modula, mogućnost skladištenja toplinske energije i hibridnog pogona solarnih elektrana daje im mogućnost da postanu okosnica budućih energetskih sustava baziranih na obnovljivim izvorima.



Slika 46. Shema solarne termoelektrane sa pomoćnim izvorom topline

4. Odabir lokacije i tipa solarne termoelektrane

Potencijalne lokacije za izgradnju ovakvih tipova energetskih postrojenja procjenjuju se na temelju najveće ukupne ozračenosti ravne plohe i najvećeg godišnjeg trajanja sisanja Sunca. Osim toga, treba voditi računa i o konfiguraciji terena, stabilnosti i cijeni zemljišta, prometne povezanosti, učestalosti i jačini vjetrova te blizini elektroenergetskog sustava.

Kada bi se lokacija birala samo po ukupnoj ozračenosti željenog područja, najpogodnije pozicije za izgradnju solarnih postrojenja bili bi otoci na južnim dijelovima hrvatske obale, no kako na njima nije razvijena odgovarajuća elektroenergetska mreža, te zbog relativno malih i konfiguracijski nepovoljnih zemljišnih površina, izgradnja većih centraliziranih solarnih termoenergetskih postrojenja na njima nije prihvatljiva.

Uzevši sve to u obzir, uz podatke [13] o godišnjoj sumi sisanja Sunca i srednjem dnevnom hodu satnog ozračenja vodoravne plohe, za lokaciju solarne termoelektrane izabran je grad Sinj.

	4-5	5-6	6-7	7-8	8-9	9-10	10-11	11-12	12-13	13-14	14-15	15-16	16-17	17-18	18-19	19-20
SIJEČANJ	0,000	0,000	0,000	0,006	0,058	0,125	0,192	0,231	0,219	0,175	0,133	0,069	0,014	0,000	0,000	0,000
VELJAČA	0,000	0,000	0,000	0,031	0,108	0,186	0,264	0,297	0,292	0,258	0,228	0,156	0,072	0,006	0,000	0,000
OŽUJAK	0,000	0,000	0,031	0,131	0,236	0,353	0,453	0,489	0,500	0,450	0,386	0,292	0,158	0,042	0,000	0,000
TRAVANJ	0,000	0,022	0,131	0,272	0,439	0,547	0,631	0,650	0,644	0,594	0,511	0,372	0,236	0,106	0,011	0,000
SVIBANJ	0,006	0,083	0,197	0,339	0,478	0,611	0,658	0,717	0,722	0,689	0,606	0,481	0,308	0,178	0,053	0,000
LIPANJ	0,014	0,108	0,264	0,408	0,561	0,658	0,750	0,772	0,781	0,736	0,631	0,497	0,369	0,217	0,086	0,006
SRPANJ	0,006	0,092	0,244	0,425	0,572	0,714	0,797	0,864	0,861	0,803	0,706	0,564	0,411	0,242	0,089	0,003
KOLOVOZ	0,000	0,039	0,186	0,358	0,517	0,619	0,708	0,783	0,778	0,719	0,647	0,506	0,339	0,178	0,031	0,000
RUJAN	0,000	0,006	0,089	0,256	0,406	0,542	0,631	0,669	0,639	0,539	0,422	0,317	0,167	0,044	0,003	0,000
LISTOPAD	0,000	0,000	0,022	0,131	0,267	0,367	0,422	0,464	0,433	0,389	0,300	0,169	0,056	0,000	0,000	0,000
STUDENI	0,000	0,000	0,003	0,044	0,131	0,225	0,269	0,289	0,289	0,228	0,164	0,072	0,006	0,000	0,000	0,000
PROSINAC	0,000	0,000	0,000	0,017	0,106	0,219	0,294	0,333	0,322	0,269	0,192	0,072	0,003	0,000	0,000	0,000

Slika 47. Srednji dnevni hod satnog ozračenja vodoravne plohe (kW/m^2) za područje Sinja u 2016. godini [13]

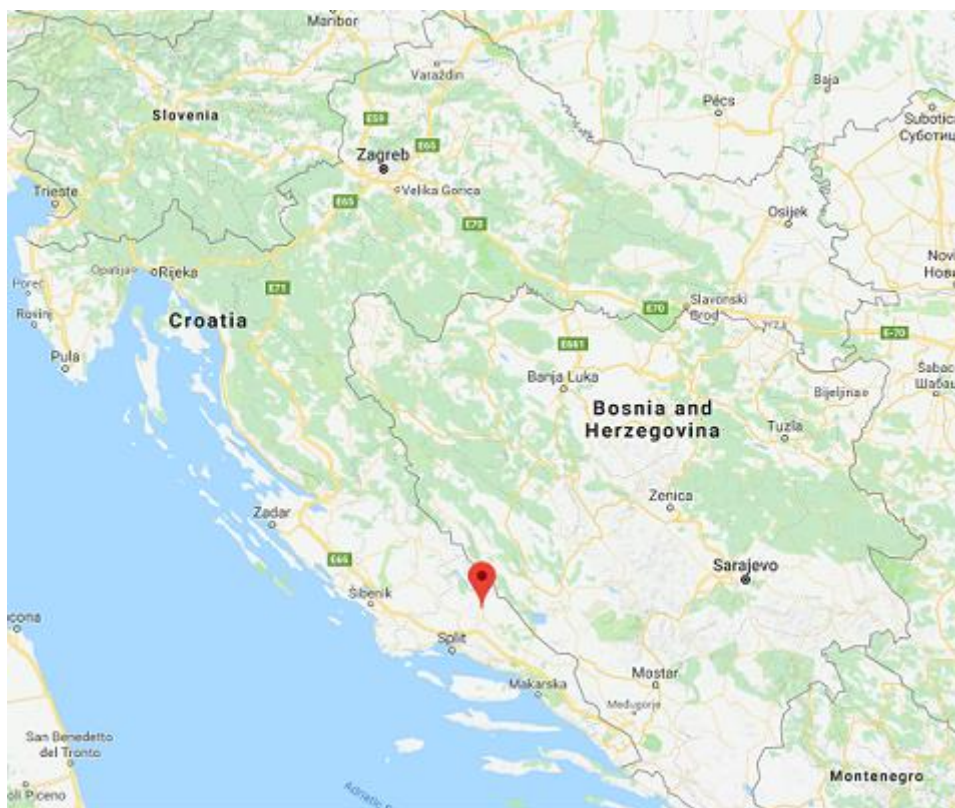
Godišnja suma sisanja Sunca za područje Sinja iznosi 2411 sati, a na temelju dostupnih podataka sa slike 47. izračunata je godišnja izravna ozračenost vodoravne plohe koja iznosi 1498 kWh/m^2

Tip postrojenja koji je odabran za ovu lokaciju je solarna elektrana sa paraboličnim žljebastim kolektorima i direktnim zagrijavanjem radnog medija. Kod takvih elektrana, voda (ili neki drugi radni fluid) je zagrijana na temperaturu karakterističnu za

konvencionalna parnoturbinska postrojenja, nakon čega se direktno pumpa u parnu turbinu. Zbog mogućnosti ostvarivanja temperatura radnog medija do 550 °C, ovakva postrojenja mogu raditi sa većim stupnjem termičke iskoristivosti od postrojenja sa indirektnim zagrijavanjem zbog toga što termička ulja korištena u tim postrojenjima karakterizira degradacija pri temperaturama većim od 400 °C. Studije su pokazale [14] da postrojenja s direktnim zagrijavanjem radnog medija mogu biti ekonomski održiva ukoliko se polje solarnih kolektora projektira jednostavnije i ako postoji kvalitetan sustav skladištenja topline.

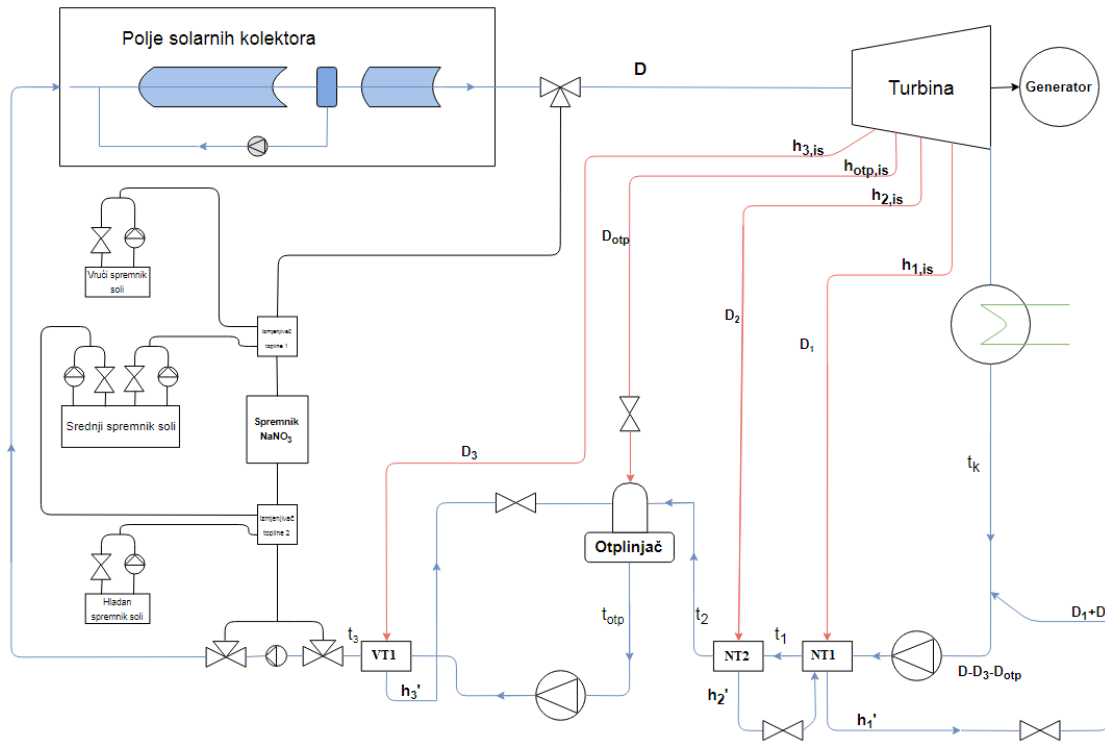
Za ovo postrojenje, prema [14], odabran je sustav skladištenja topline sa tri spremnika rastaljene soli (60:40 mješavina $\text{NaNO}_3/\text{KNO}_3$) i spremnikom fazno promjenjivog materijala (eng. Phase Changing Material - PCM) za koji je odabran natrijev nitrat (NaNO_3).

U nastavku je prikazana toplinska shema termoenergetskog postrojenja i njen proračun, kao i proračun spremnika topline.



Slika 48. Lokacija Sinja na zemljovidu Hrvatske

5. Proračun toplinske sheme postrojenja solarne termoelektrane



Slika 49. Pretpostavljena toplinska shema postrojenja solarne termoelektrane

Zadana električna snaga turbine:

$$P_{el} = 50 \text{ MW}_e$$

Stanje pregrijane pare na izlazu iz polja solarnih kolektora:

$$p_0 = 110 \text{ bar}$$

$$t_0 = 550 \text{ °C}$$

$$h_0 = 3495 \text{ kJ/kg}$$

Stanje pare na ulazu u turbinu, iza regulacijskih ventila:

$$p_0' = 107 \text{ bar}$$

$$t_0' = 550 \text{ °C}$$

$$h_0' = h_0 = 3495 \text{ kJ/kg}$$

$$s_0 = 6,72 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$$

Kondenzator (optočni sustav hlađenja rashladnim tornjem i prisilnim strujanjem zraka):

$$t_{r.v.} = 22 \text{ °C}$$

$$\Delta t_{r.v.} = 10 \text{ °C}$$

$$\Delta t_{k.i.} = 7 \text{ °C}$$

$$t_k = t_{r.v.} + \Delta t_{r.v.} + \Delta t_{k.i.} = 39 \text{ °C}$$

$$p_k = 0,07 \text{ bar}$$

$$h_k = 2086,7 \text{ kJ/ kg}\cdot\text{K}$$

Ukupni izentropski toplinski pad na turbini iznosi:

$$\Delta h_{is} = h_0 - h_k = 1408,2 \text{ kJ/ kg}\cdot\text{K}$$

Pretpostavljena temperatura napojne vode na ulazu u polje solarnih kolektora:

$$t_3 = t_{np} = 262 \text{ °C}$$

Ukupan broj zagrijača:

$$n = 4,$$

od čega su tri površinska (dva niskotlačna i jedan visokotlačni) i jedan zagrijač miješanjem (otplinjač).

Pretpostavljeno je da se na svakom zagrijaču realizira jednak prirast temperature, pa dobivamo:

$$\Delta t_{izmj} = \frac{t_{np} - t_k}{4} = \frac{262 - 39}{4} = 55,75 \text{ °C}$$

Masena i toplinska bilanca za pojedini zagrijač:

Zagrijač 1 (NT1):

Ulaz = Izlaz

$$D c_w t_k (1 - \alpha_{otp} - \alpha_3) + D \alpha_1 h_{1,is} + D \cdot \alpha_2 h_2' = D c_w t_1 (1 - \alpha_{otp} - \alpha_3) + D (\alpha_1 + \alpha_2) h_1'$$

$$(1 - \alpha_{otp} - \alpha_3) (t_1 c_w - t_k c_w) = \alpha_1 \cdot (h_{1,is} - h_1') + \alpha_2 (h_2' - h_1') \quad (5.1)$$

Zagrijač 2 (NT2):

Ulaz = Izlaz

$$D c_w t_1 (1 - \alpha_{\text{otp}} - \alpha_3) + D \alpha_2 h_{2,\text{is}} = D c_w t_2 (1 - \alpha_{\text{otp}} - \alpha_3) + D \alpha_2 h_2'$$

$$(1 - \alpha_{\text{otp}} - \alpha_3) (t_2 \cdot c_w - t_1 \cdot c_w) = \alpha_2 (h_{2,\text{is}} - h_2') \quad (5.2)$$

Otplinjač:

Ulaz = Izlaz

$$D \cdot \alpha_{\text{otp}} \cdot h_{\text{otp, is}} + D \cdot (1 - \alpha_{\text{otp}} - \alpha_3) t_2 c_w + D \alpha_3 h_3' = D t_{\text{otp}} c_w$$

$$(1 - \alpha_{\text{otp}} - \alpha_3) t_2 c_w + \alpha_{\text{otp}} h_{\text{otp, is}} + \alpha_3 h_3' = t_{\text{otp}} c_w \quad (5.3)$$

Zagrijač 3 (VT1):

Ulaz = Izlaz

$$D \alpha_3 h_{3,\text{is}} + D c_w t_{\text{otp}} = D c_w t_3 + D \alpha_3 h_3'$$

$$c_w \cdot t_3 - c_w t_{\text{otp}} = \alpha_3 (h_{3,\text{is}} - h_3') \quad (5.4)$$

Tablica 4. Izračunate vrijednosti za proračun toplinske sheme

	t [°C]	t [°C]	p [bar]	h_{is} [kJ/kg]	h' [kJ/kg]	c_w [kJ/kg·K]	$c_w \cdot t$ [kJ/kg]
k	39,00		0,07	2086,67			
1	94,75	99,75	1,01	2437,83	418,04	4,21	398,93
2	150,50	157,50	5,80	2733,06	664,72	4,31	648,89
otplinjač	206,25	206,25	17,69	2967,38	880,66	4,53	933,70
3	262,00	272,00	56,77	3284,79	1195,30	5,01	1311,67

Maseni udio ukupnog protoka pare za zagrijač 3 (VT1) možemo pronaći iz izraza (5.4):

$$\alpha_3 = \frac{c_w \cdot t_3 - c_w \cdot t_{\text{otp}}}{h_{3,\text{is}} - h_3'} = 18,08\%$$

Maseni udio ukupnog protoka pare za otplinjač možemo pronaći iz izraza (5.3):

$$\alpha_{\text{otp}} = \frac{c_w \cdot t_{\text{otp}} + (\alpha_3 - 1) \cdot c_w \cdot t_2 - \alpha_3 \cdot h_3'}{h_{\text{otp, is}} - c_w \cdot t_2} = 8,02\%$$

Maseni udio ukupnog protoka pare za zagrijač 2 (NT2) možemo pronaći iz izraza (5.2):

$$\alpha_2 = \frac{(1 - \alpha_{\text{otp}} - \alpha_3) \cdot (t_2 \cdot c_w - t_1 \cdot c_w)}{h_{2,\text{is}} - h_2'} = 8,94\%$$

Maseni udio ukupnog protoka pare za zagrijač 1 (NT1) možemo pronaći iz izraza (5.1):

$$\alpha_2 = \frac{(1 - \alpha_{\text{otp}} - \alpha_3) \cdot (t_1 \cdot c_w - t_k \cdot c_w) - \alpha_2 \cdot (h_2' - h_1')}{h_{1,\text{is}} - h_1'} = 13,52\%$$

Pretpostavka unutarnje, mehaničke i električne iskoristivosti turboagregata:

$$\eta_i = 0,82$$

$$\eta_m = 0,99$$

$$\eta_g = 0,96$$

Teorijska snaga turbine:

$$P_t = \frac{P_{\text{el}}}{\eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_g} = 64,16 \text{ MW}$$

Ukupni maseni protok pare na ulazu u turbinu:

$$D = \frac{P_t}{(h_0 - h_{k,\text{is}}) - \alpha_3(h_{3,\text{is}} - h_k) - \alpha_{\text{otp}}(h_{\text{otp},\text{is}} - h_k) - \alpha_2(h_{2,\text{is}} - h_k) - \alpha_1(h_{1,\text{is}} - h_k)}$$

$$D = 60 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 216 \frac{\text{t}}{\text{h}}$$

Maseni protok pare kroz pojedine zagrijače i kondenzator:

$$D_1 = \alpha_1 D = 8,1 \text{ kg/s}$$

$$D_2 = \alpha_2 D = 5,36 \text{ kg/s}$$

$$D_{\text{otp}} = \alpha_{\text{otp}} D = 4,81 \text{ kg/s}$$

$$D_3 = \alpha_3 D = 10,9 \text{ kg/s}$$

$$D_k = D - D_1 - D_2 - D_{\text{otp}} - D_3 = 30,75 \text{ kg/s}$$

5.1 Određivanje površine solarnog polja s paraboličnim koritastim kolektorima

Na turbinu dolazi pregrijana para temperature 550 °C i tlaka 107 bar, što znači da je to također njen tlak zasićenja.

Kako je pretpostavljeno da voda u solarno polje ulazi s temperaturom od 262 °C potrebno je prvo zagrijati vodu do temperature zasićenja koja za tlak od 107 bar iznosi 318 °C. Nakon toga je vodi potrebno dovesti specifičnu toplinu isparavanja za taj tlak, a onda suhozasićenu paru pregrijati do temperature od 550 °C.

$$q_{\text{polje}} = q_{12} + q_{23} + q_{34}$$

$$\begin{aligned} q_{12} &= h'_{\text{vrela kapljevina (p = 107 bar)}} - h'_{(t = 262 \text{ °C})} \\ &= 1450,27 - 1234,36 \\ &= 215,91 \text{ kJ/ kg} \end{aligned}$$

$$q_{23} = r_{(p=107 \text{ bar})} = 1256,12 \text{ kJ/ kg}$$

$$\begin{aligned} q_{34} &= \psi = h_{\text{pregrijana para (p = 107bar, t = 550 °C)}} - h_{\text{suhozasićena para (p = 107 bar)}} \\ &= 3491,72 - 2706,39 \\ &= 785,47 \text{ kJ /kg} \end{aligned}$$

$$q_{\text{polje}} = 2257,5 \text{ kJ/ kg}$$

Ukupno potreban toplinski tok iznosi:

$$\phi_{\text{uk}} = D \cdot q_{\text{polje}}$$

$$\phi_{\text{uk}} = 60 \cdot 2257,5$$

$$\phi_{\text{uk}} = 135\,450 \text{ kW}$$

Potrebnu površinu polja kolektora možemo izračunati iz izraza:

$$\phi_{\text{uk}} = G_d \cdot \eta_{\text{kol}} \cdot A_{\text{kol}} \tag{5.1.1}$$

gdje su:

G_d – direktno Sunčevo zračenje na vodoravnu plohu [kW/ m²];

η_{kol} – termička iskoristivost kolektora (između 0,6 i 0,8).

Potrebna kolektorska površina za srednji iznos direktnog Sunčevog zračenja u srpnju između 12 i 13 sati (najveća vrijednost) je ujedno i minimalna površina kolektora potrebna da turbina radi na nazivnoj snazi za taj iznos zračenja.

$$A_{\text{kol,min}} = \frac{\phi_{\text{uk}}}{\eta_{\text{kol}} G_{\text{d}}} = \frac{135450}{0,65 \cdot 0,864} = 241185,9 \text{ m}^2 = 24,12 \text{ [ha]}$$

Potrebna minimalna površina cijelog solarnog polja može se u grubo izračunati prema vrijednosti potrebne površine kolektora iz izraza [14] :

$$A_{\text{polja,min}} \approx (2 \div 3) \cdot A_{\text{kol,min}}$$

$$A_{\text{polja,min}} \approx 2,5 \cdot A_{\text{kol,min}} \approx 60 \text{ [ha]}$$

5.2 Dimenzioniranje spremnika topline

Za što stabilniji rad turbine solarne termoelektrane potrebno je svesti promjene parametara svježeg pare na ulazu u turbinu na minimum. To je moguće izvesti adekvatnim sustavom skladištenja toplinske energije koji bi se koristio u trenucima kada vremenski uvjeti nisu pogodni za proizvodnju električne energije (npr. oblačno vrijeme) i postojanjem pomoćnog generatora pare.

Potreban višak toplinske energije dobiva se povećanjem kolektorske površine. Nova vrijednost površine kolektora izračunata je prema izrazu:

$$A_{\text{kol}} = \frac{\phi_{\text{uk}}}{\eta_{\text{kol}} \cdot 0,5 \cdot G_{\text{d}}} = \frac{135450}{0,65 \cdot 0,5 \cdot 0,864} = 483842,17 \text{ m}^2 \approx 48,38 \text{ [ha]}$$

Adekvatna površina cijelog polja u tom slučaju iznosi:

$$A_{\text{polja}} \approx 2,5 \cdot A_{\text{kol}} \approx 121 \text{ [ha]}$$

Korištenjem podataka o Sunčevom zračenju sa slike 47., preko izraza (5.1.1) izračunamo dostupni toplinski tok za svaki sat prosječnog dana svih mjeseci u godini:

$$\phi_{\text{dostupno}} = G_{\text{d}} \cdot \eta_{\text{kol}} \cdot A_{\text{kol}},$$

dok su rezultati prikazani na slici 50:

	4-5	5-6	6-7	7-8	8-9	9-10	10-11	11-12	12-13	13-14	14-15	15-16	16-17	17-18	18-19	19-20
SIJEČANJ	0,0	0,0	0,0	1747,2	18345,7	39312,2	60278,7	72509,1	69014,7	55037,0	41933,0	21840,1	4368,0	0,0	0,0	0,0
VELJAČA	0,0	0,0	0,0	9609,6	34070,5	58531,5	82992,4	93475,6	91728,4	81245,2	71635,5	48921,8	22713,7	1747,2	0,0	0,0
OŽUJAK	0,0	0,0	9609,6	41059,4	74256,3	110947,7	142397,4	153754,3	157248,7	141523,8	121430,9	91728,4	49795,4	13104,1	0,0	0,0
TRAVANJ	0,0	6988,8	41059,4	85613,2	138029,4	172100,0	198308,1	204423,3	202676,1	186951,2	160743,1	117062,9	74256,3	33196,9	3494,4	0,0
SVIBANJ	1747,2	26208,1	62025,9	106579,7	150259,9	192192,8	207044,1	225389,8	227137,0	216653,7	190445,6	151133,5	96970,0	55910,6	16598,5	0,0
LIPANJ	4368,0	34070,5	82992,4	128419,8	176468,0	207044,1	235873,0	242861,9	245482,7	231505,0	198308,1	156375,1	116189,3	68141,1	27081,7	1747,2
SRPANJ	1747,2	28828,9	76877,1	133661,4	179962,4	224516,2	250724,3	271690,8	270817,2	252471,5	221895,4	177341,6	129293,4	76003,5	27955,3	873,6
KOLOVOZ	0,0	12230,5	58531,5	112694,9	162490,3	194813,7	222769,0	246356,3	244609,1	226263,4	203549,7	158995,9	106579,7	55910,6	9609,6	0,0
RUJAN	0,0	1747,2	27955,3	80371,6	127546,2	170352,7	198308,1	210538,5	200928,9	169479,1	132787,8	99590,8	52416,2	13977,7	873,6	0,0
LISTOPAD	0,0	0,0	6988,8	41059,4	83866,0	115315,7	132787,8	145891,8	136282,2	122304,5	94349,2	53289,8	17472,1	0,0	0,0	0,0
STUDENI	0,0	0,0	873,6	13977,7	41059,4	70761,9	84739,6	90854,8	90854,8	71635,5	51542,6	22713,7	1747,2	0,0	0,0	0,0
PROSINAC	0,0	0,0	0,0	5241,6	33196,9	69014,7	92602,0	104832,5	101338,0	84739,6	60278,7	22713,7	873,6	0,0	0,0	0,0

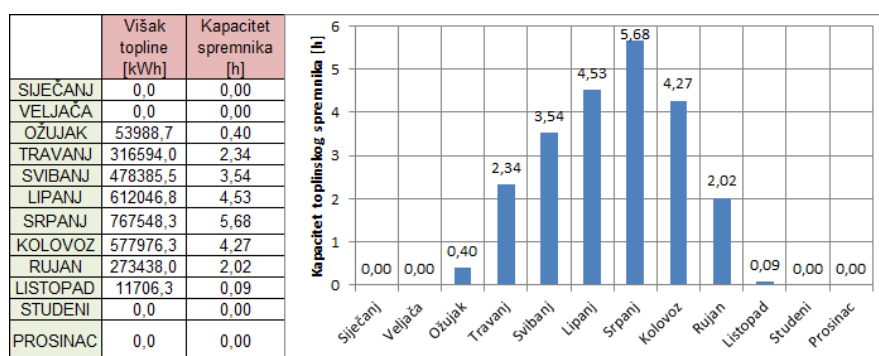
Slika 50. Srednji dostupan toplinski tok za prosječni dan svakog mjeseca u 2016. godini za površinu kolektora A_{kol} i vremenski interval od 1 h

Oduzimanjem tih vrijednosti od potrebnog toplinskog toka ($\phi_{uk} = 135\,450$ kW) za pogon turbine na nazivnom opterećenju dobivamo srednje vrijednosti viška topline za pojedine intervale prosječnih dana u godini koje su prikazane na slici 51.

	4-5	5-6	6-7	7-8	8-9	9-10	10-11	11-12	12-13	13-14	14-15	15-16	16-17	17-18	18-19	19-20
SIJEČANJ	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
VELJAČA	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
OŽUJAK	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	7163,6	18520,4	22014,8	6289,9	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
TRAVANJ	0,0	0,0	0,0	0,0	2795,5	36866,1	63074,2	69189,4	67442,2	51717,3	25509,2	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
SVIBANJ	0,0	0,0	0,0	0,0	15026,0	56959,0	71810,2	90155,9	91903,1	81419,9	55211,8	15899,6	0,0	0,0	0,0	0,0
LIPANJ	0,0	0,0	0,0	0,0	41234,1	71810,2	100639,2	107628,0	110248,8	96271,1	63074,2	21141,2	0,0	0,0	0,0	0,0
SRPANJ	0,0	0,0	0,0	0,0	44728,5	89282,3	115490,4	136456,9	135583,3	117237,6	86661,5	42107,7	0,0	0,0	0,0	0,0
KOLOVOZ	0,0	0,0	0,0	0,0	27256,4	59579,8	87535,1	111122,4	109375,2	91029,5	68315,8	23762,0	0,0	0,0	0,0	0,0
RUJAN	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	35118,9	63074,2	75304,6	65695,0	34245,3	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
LISTOPAD	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	10658,0	1048,3	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
STUDENI	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
PROSINAC	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0

Slika 51. Višak srednje vrijednosti toplinskog toka za pojedine intervale u svakom prosječnom danu

Sumiranjem tih vrijednosti i dijeljenjem sa $\phi_{uk} = 135\,450$ kW možemo dobiti potreban kapacitet spremnika topline za prosječan dan pojedinog mjeseca u godini.



Slika 52. Višak topline i kapacitet spremnika za prosječan dan pojedinih mjeseci u 2016. godini

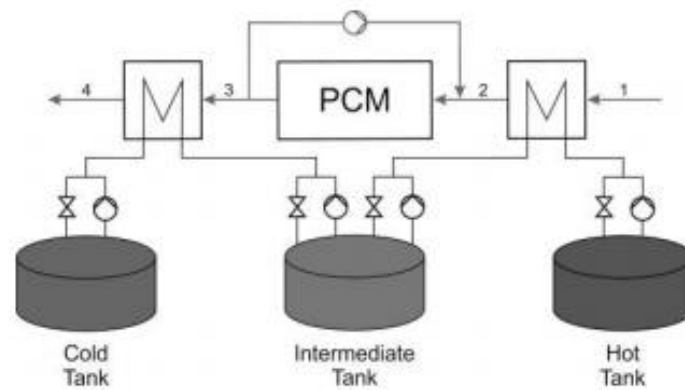
Na slici 51. vidljivo je da je maksimalni kapacitet spremnika topline u srpnju i iznosi 5,68 sati, što znači da ćemo dimenzionirati spremnik topline za 6 sati.

Sustav skladištenja topline izveden je sa tri spremnika rastaljene soli (60:40 mješavina KNO_3 i NaNO_3) i jednim spremnikom fazno promjenjivog materijala (NaNO_3). Karakteristike sustava skladištenje topline i svojstva materijala za njenu pohranu dane su u tablici 3.

Tablica 5. Karakteristike i parametri sustava skladištenja topline [14]

Nazivna snaga postrojenja	50 MW
Kapacitet sustava skladištenja topline	$6 \phi_{\text{uk}} = 812,7 \text{ MWh}$
Protok pare pri punjenju	$D = 60 \text{ kg/ s}$
Temperatura pare pri punjenju spremnika	550 °C
Minimalna potrebna temperaturna razlika za spremanje osjetne topline	10 K
Minimalna potrebna temperaturna razlika za spremanje latentne topline	7 K
Temperatura taljenja fazno promjenjivog materijala (NaNO_3)	306 °C
Specifična toplina taljenja fazno promjenjivog materijala (NaNO_3)	175 kJ/ kg
Specifični toplinski kapacitet rastaljene soli	1,5 kJ/ kg

Shema sustava skladištenja topline prikazana je na slici 49., a detaljnije na slici 52. Prilikom punjenja pregrijana para temperature 550 °C, tlaka 107 bar i protoka 60 kg/s ulazi u prvi izmjenjivač topline iz kojeg izlazi i dalje pregrijana s temperaturom od maksimalno 350°C zbog njenog promjenjivog specifičnog toplinskog kapaciteta. Iz tehničkih razloga, prije ulaza u spremnik fazno promjenjivog materijala, para se miješa sa recirkulirajućom vrelom kapljevnom temperature 316 °C i tlaka 107 bar pa ta mješavina na ulazu u spremnik fazno promjenjivog materijala ima parametre 330 °C i 107 bar. Vrela kapljevina koja izlazi iz tog spremnika ulazi u treći izmjenjivač topline gdje predaje toplinu rastaljenoj soli i odlazi dalje u polje solarnih kolektora.



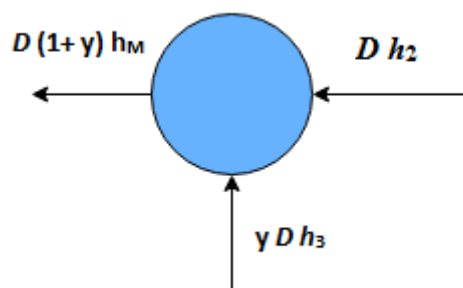
Slika 53. Shematski prikaz punjenja spremnika topline [14]

Tablica 6. Temperature soli u različitim spremnicima [14]

Temperatura soli u toplom spremniku	$t_{ht} = 510 \text{ }^\circ\text{C}$
Temperatura soli u srednjem spremniku	$t_{it} = 309 \text{ }^\circ\text{C}$
Temperatura soli u hladnom spremniku	$t_{ct} = 270 \text{ }^\circ\text{C}$

$$\begin{aligned}
 Q_{12} &= D (h_{\text{pregrijana para (p = 107 bar, t = 550 }^\circ\text{C)}} - h_{\text{pregrijana para (p = 107 bar, t = 350 }^\circ\text{C)}}) \\
 &= 60 \cdot (3495 - 2899) \\
 &= 35755,14 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

Da bi odredili količinu topline izmijenjenu u spremniku fazno promjenjivog materijala, potrebno je prvo naći količinu kapljevine koja recirkulira.



Ulaz = Izlaz

$$D h_2 + y D h_3 = D h_M + D y h_M$$

Iz čega slijedi:

$$y = \frac{h_2 - h_M}{h_M - h_3} = \frac{2899 - 2802}{2802 - 1437} = 0,071 = 7,1\%$$

Sada lako možemo izračunati predanu toplinu struje pare spremniku fazno promjenjivog materijala.

$$\begin{aligned} Q_{23} &= (D+y D) (h_{\text{mješavina}} (p = 107\text{bar}, t = 330^\circ\text{C}) - h_{\text{vrela kapljevina}} (p = 107 \text{ bar}, t = 316^\circ\text{C})) \\ &= (60 + 0,071 \cdot 60) \cdot (2802 - 1437) \\ &= 87675,75 \text{ kW} \end{aligned}$$

Vrela kapljevina se u posljednjem izmjenjivaču hladi na temperaturu od 285 °C i vraća u polje solarnih kolektora. Tu toplinu lako možemo izračunati prema sljedećem izrazu:

$$\begin{aligned} Q_{34} &= D (h_{\text{vrela kapljevina}} (p = 107 \text{ bar}, t = 316^\circ\text{C}) - h_4) \\ &= 60 \cdot (1437 - 1260) \\ &= 10626,2 \text{ kW} \end{aligned}$$

Ukupno predana toplina sustavu za pohranu topline iznosi:

$$Q_{\text{uk}} = Q_{12} + Q_{23} + Q_{34} = 134057 \text{ kW}$$

Pomoću zadanih temperatura soli u spremnicima topline (tablica 6.), lako izračunamo potrebne količinu soli:

$$\begin{aligned} D_{\text{ht}} &= \frac{Q_{12}}{c p_{\text{soli}} \cdot (t_{\text{ht}} - t_{\text{it}})} = \frac{35755,14}{1,5 \cdot (510 - 309)} = 118,6 \text{ kg/s} \\ D_{\text{ct}} &= \frac{Q_{34}}{c p_{\text{soli}} \cdot (t_{\text{it}} - t_{\text{ct}})} = \frac{10626,2}{1,5 \cdot (309 - 270)} = 181,65 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

Pošto se spremnici topline dimenzioniraju za pohranu topline od 6 h, dobivamo potrebnu masu soli u spremnicima:

$$\begin{aligned} m_{\text{ht}} &= \frac{118,6 \cdot 3600 \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right] \cdot 6[\text{h}]}{1000} = 2561,55 \text{ t} \\ m_{\text{ct}} &= \frac{181,65 \cdot 3600 \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right] \cdot 6[\text{h}]}{1000} = 3923,52 \text{ t} \end{aligned}$$

$$m_{it} = m_{ct} - m_{ht} = 1362 \text{ t}$$

Masu potrebnog fazno promjenjivog materijala možemo pronaći na sljedeći način:

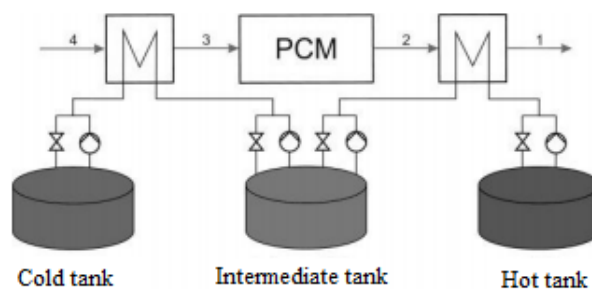
$$D_{PCM} = \frac{Q_{23}}{r_{PCM_taljenje}} = \frac{87675,75}{175} = 501 \text{ kg/s}$$

$$m_{PCM} = \frac{501 \cdot 3600 \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right] \cdot 6[\text{h}]}{1000} = 10822 \text{ t}$$

Tablica 7. Ukupno potrebna količina soli prilikom punjenja spremnika topline

Ukupno potrebna rastaljena sol [t]	7847
Ukupno potrebno PCM [t]	10 822

Shematski prikaz pražnjenja spremnika topline prikazan je na slici 53. i odvija se po sličnom principu kao i punjenje, s jedinom razlikom da prije ulaza u spremnik fazno promjenjivog materijala ne postoji miješanje sa recirkulirajućom strujom. Voda nakon posljednjeg zagrijača ima temperaturu 262 °C i zagrijava se u prvom izmjenjivaču na temperaturu zasićenja od 296 °C za tlak od 81 bar. Isparavanje unutar PCM modula se odvija pod konstantnom temperaturom, nakon čega se para pregrijava na temperaturu od 477 °C.



Slika 54. Shematski prikaz pražnjenja spremnika topline [14]

$$\begin{aligned}
 Q_{43} &= D (h_{\text{vrela kapljevina}} (p = 81 \text{ bar}, t = 296 \text{ °C}) - h_{\text{liquid}} (p = 81 \text{ bar}, t = 262 \text{ °C})) \\
 &= 60 \cdot (1322,53 - 1144,21) \\
 &= 10700 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 Q_{32} &= D r_{(p = 81 \text{ bar}, t = 296 \text{ }^\circ\text{C})} \\
 &= 60 \cdot 1434,37 \\
 &= 86062 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 Q_{21} &= D (h_{\text{pregrijana para } (p = 81 \text{ bar}, t = 477 \text{ }^\circ\text{C})} - h_{\text{suhozasićena para } (p = 81 \text{ bar}, t = 296 \text{ }^\circ\text{C})}) \\
 &= 60 \cdot (3340,67 - 2757) \\
 &= 35025,6 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

Ukupno predana toplina vodi iznosi:

$$Q_{\text{uk}} = Q_{12} + Q_{23} + Q_{34} = 131 \text{ 788 kW}$$

Pomoću zadanih temperatura soli u spremnicima topline (tablica 6.), lako izračunamo potrebne količinu soli pri pražnjenju:

$$D_{\text{ct}} = \frac{Q_{43}}{c_p(t_{\text{it}} - t_{\text{ct}})} = \frac{10700}{1,5 \cdot (309 - 270)} = 182,91 \text{ kg/s}$$

$$D_{\text{ht}} = \frac{Q_{21}}{c_p(t_{\text{ht}} - t_{\text{it}})} = \frac{35025,6}{1,5 \cdot (510 - 309)} = 116,17 \text{ kg/s}$$

Pošto se spremnici topline dimenzioniraju za pohranu topline od 6 h, dobivamo potrebnu masu soli u spremnicima:

$$m_{\text{ht}} = \frac{116,17 \cdot 3600 \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right] \cdot 6[\text{h}]}{1000} = 2509,3 \text{ t}$$

$$m_{\text{ct}} = \frac{182,91 \cdot 3600 \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right] \cdot 6[\text{h}]}{1000} = 3950,7 \text{ t}$$

$$m_{\text{it}} = m_{\text{ct}} - m_{\text{ht}} = 1441,43 \text{ t}$$

Masu potrebnog fazno promjenjivog materijala možemo pronaći na sljedeći način:

$$D_{\text{PCM}} = \frac{Q_{32}}{r_{\text{PCM_taljenje}}} = \frac{86062}{175} = 491,78 \text{ kg/s}$$

$$m_{\text{PCM}} = \frac{491 \cdot 3600 \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right] \cdot 6[\text{h}]}{1000} = 10622,5 \text{ t}$$

Tablica 8. Ukupno potrebna masa soli prilikom pražnjenja spremnika

Ukupno potrebna rastaljena sol [t]	7901,43
Ukupno potrebno PCM [t]	10622,51

Zbog nešto različitih brojeva prilikom pražnjenja i punjenja spremnika, kao potrebnu količinu soli uzet će se one veće vrijednosti, stoga je potrebna masa rastaljene soli 8000 tona, dok je potrebna masa fazno promjenjivog materijala oko 11000 tona.

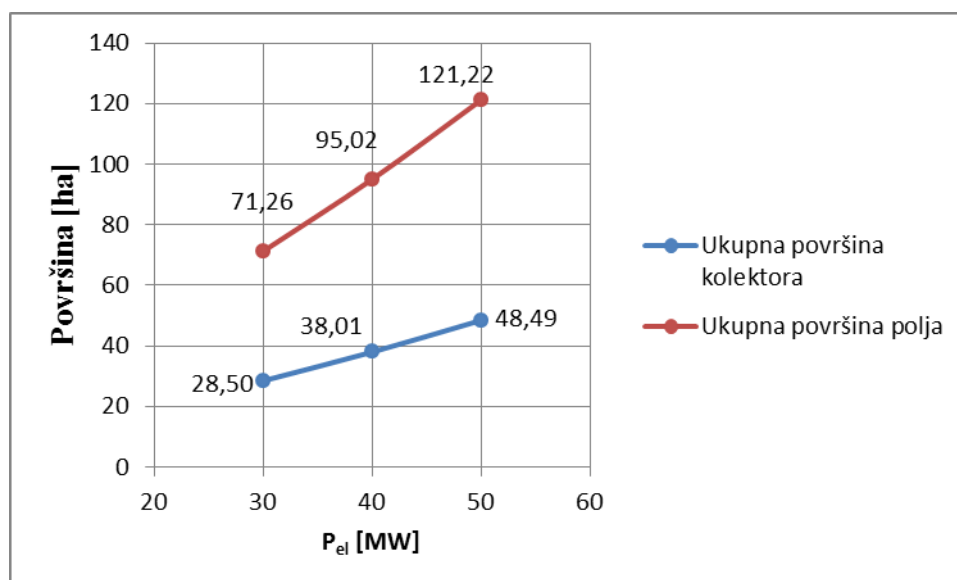
Zbog drugačijih parametara pare prilikom pražnjenja spremnika turbina će raditi pod parcijalnim opterećenjem:

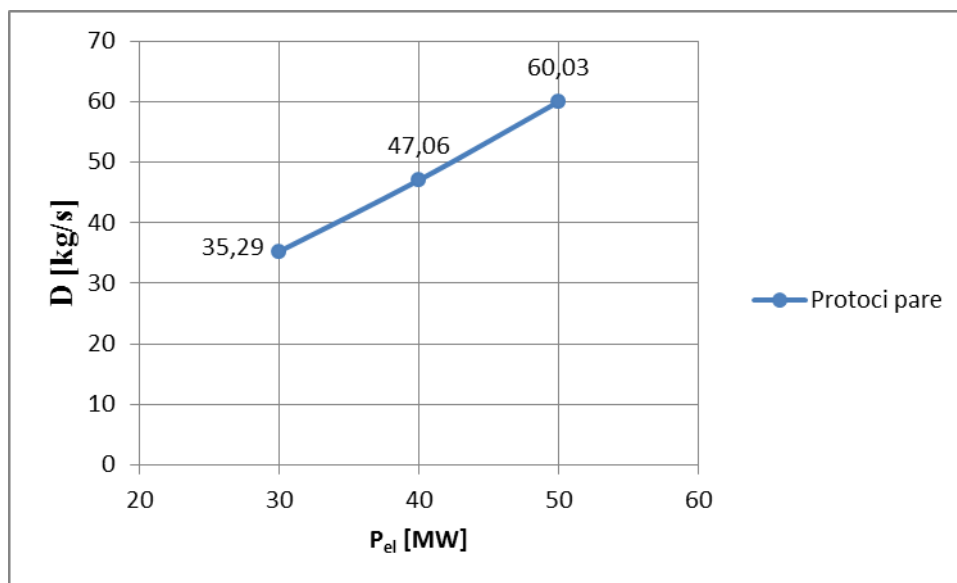
$$P_t' = D \cdot [(h_{0'} - h_{k,is}) - \alpha_3(h_{3,is} - h_k) - \alpha_{otp}(h_{otp,is} - h_k) - \alpha_2(h_{2,is} - h_k) - \alpha_1(h_{1,is} - h_k)]$$

$$P_t' = 53,22 \text{ MW}$$

$$P_{el}' = P_t' \cdot (\eta_i \cdot \eta_m \eta_g) \approx 42 \text{ MW}$$

Za iste parametre pare i toplinsku shemu termoenergetskog postrojenja te za različite snage turbine možemo dobiti potrebne protoke pare i površinu kolektora, odnosno solarnih polja, što je prikazano na slikama 54. i 55.

**Slika 55. Površine kolektora i solarnog polja za različite snage turbine**



Slika 56. Potrebni protoci pare parametara $t = 550$ °C i $p = 107$ bar za različite snage turbine

6. Termodinamički i aerodinamički proračun turbine

6.1 Termodinamički i aerodinamički proračun regulacijskog stupnja (dvostupanjski Curtis)

Srednji promjer regulacijskog stupnja:

$$d_{sr} = 1000 \text{ mm} - \text{odabrano} \quad (6.1.1)$$

Obodna brzina na srednjem promjeru:

$$u = \frac{d_{sr} \pi n}{60} = \frac{1 \cdot \pi \cdot 3000}{60} = 157,08 \text{ m/s} \quad (6.1.2)$$

Optimalan odnos obodne i fiktivne brzine regulacijskog stupnja:

$$\left(\frac{u}{c_f}\right)_{opt} = 0,273 \quad (6.1.3)$$

Fiktivna brzina regulacijskog stupnja:

$$c_f = \frac{u}{\left(\frac{u}{c_f}\right)_{opt}} = \frac{157,08}{0,272} = 575,43 \text{ m/s} \quad (6.1.4)$$

Izentropski toplinski pad regulacijskog stupnja:

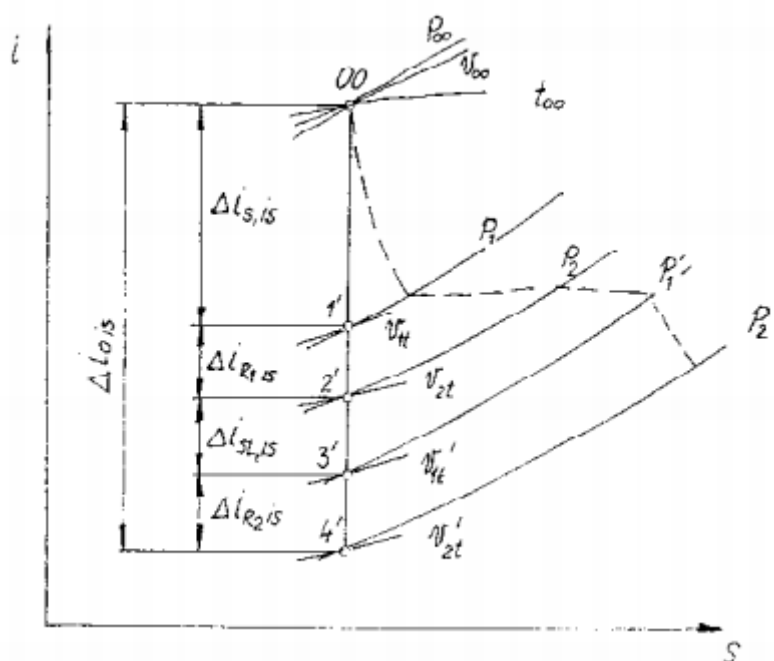
$$\Delta h_{0,is} = \frac{c_f^2}{2 \cdot 10^3} = \frac{575,43^2}{2000} = 165,55 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \quad (6.1.5)$$

Reaktivnosti na srednjim promjerima:

- a. Reaktivnost prvog rotora: $R_1 = 2\%$
- b. Reaktivnost skretnih lopatica: $R_{SL} = 5\%$
- c. Reaktivnost drugog rotora: $R_2 = 3\%$

Izentropski toplinski padovi u pojedinim rešetkama regulacijskog stupnja:

- Mlaznice: $\Delta h_{s,is} = (1 - R_1 - R_{SL} - R_2) \cdot \Delta h_{0s,is}$
 $= (1 - 0,02 - 0,05 - 0,03) \cdot 165,55$
 $= 149,02 \text{ kJ/kg}$
- Prvi rotor: $\Delta h_{R1,is} = R_1 \Delta h_{0s,is} = 0,02 \cdot 165,55 = 3,31 \text{ kJ/kg}$
- Skretne lopatice: $\Delta h_{SL,is} = R_{SL} \Delta h_{0s,is} = 0,05 \cdot 165,55 = 8,278 \text{ kJ/kg}$
- Drugi rotor: $\Delta h_{R2,is} = R_2 \Delta h_{0s,is} = 0,03 \cdot 165,55 = 4,967 \text{ kJ/kg}$



Slika 57. Termodinamička stanja u pojedinim točkama regulacijskog stupnja

Tablica 9. Vrijednosti termodinamičkih stanja u pojedinim točkama regulacijskog stupnja

h_0 [kJ/kg]	3494,89877	p_0 [bar]	107	v_0 [m ³ /kg]	0,03316332
h_1 [kJ/kg]	3345,89728	p_1 [bar]	68,892236	v_{1t} [m ³ /kg]	0,0468061
h_2 [kJ/kg]	3342,58614	p_2 [bar]	68,187637	v_{2t} [m ³ /kg]	0,04718357
h_3 [kJ/kg]	3334,30828	$p_{1'}$ [bar]	66,450754	$v_{1t'}$ [m ³ /kg]	0,04814427
h_4 [kJ/kg]	3329,34156	$p_{2'}$ [bar]	65,425338	$v_{2t'}$ [m ³ /kg]	0,04873261

Odnos tlakova na ulazu i izlazu iz mlaznica:

$$\varepsilon_1 = \frac{p_1}{p_0} = \frac{68,89}{107} = 0,644 \quad (6.1.6)$$

Kritični odnos tlakova:

$$\varepsilon_{kr} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} = 0,546 \quad (6.1.7)$$

Teoretska apsolutna brzina pare na izlazu iz mlaznica:

$$c_{1t} = \sqrt{2 \Delta h_{s, is}} = \sqrt{2 \cdot 149,02} = 545,896 \text{ m/s} \quad (6.1.8)$$

Brzina zvuka za stanje na izlazu iz mlaznica:

$$a_1 = \sqrt{\kappa_1 p_1' v_1'} = \sqrt{1,3 \cdot 6,89 \cdot 10^6 \cdot 0,057} = 647,45 \text{ m/s} \quad (6.1.9)$$

Machov broj na izlazu iz mlaznica:

$$M_{1t} = \frac{c_{1t}}{a_1} = \frac{545,896}{647,45} = 0,843 \quad (6.1.10)$$

$M_{1t} = 0,843$ – podzvučno strujanje

Faktor kritičnog strujanja:

$$B = \sqrt{g \kappa \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa + 1}{\kappa - 1}}} = \sqrt{9,80662 \cdot 1,3 \cdot \left(\frac{2}{1,3 + 1} \right)^{\frac{1,3 + 1}{1,3 - 1}}} = 2,09 \quad (6.1.11)$$

Potrebna površina izlaznog presjeka mlaznica ($M_{1t} > 1$):

$$F_1 = \frac{D \cdot 10^2}{\mu_1 B \sqrt{\frac{p_0}{v_0}}} = \frac{60 \cdot 10^2}{0,97 \cdot 2,09 \cdot \sqrt{\frac{107}{0,03316}}} = 52,1 \text{ cm}^2 \quad (6.1.12)$$

$D = 60 \text{ kg/s}$, protok pregrijane pare

$\mu_1 = 0,97$, odabrani koeficijent protoka kroz mlaznicu

Fiktivna visina mlaznice:

$$e_1 l_1 = \frac{F_1 \cdot 10}{\pi d_{sr} \sin(\alpha_{1E})} = \frac{52,1 \cdot 10}{\pi \cdot 100 \cdot \sin(12^\circ)} = 7,976 \text{ mm} \quad (6.1.13)$$

$\alpha_{1E} = 12^\circ$ odabrani efektivni izlazni kut profila mlaznica

Parcijalnost mlaznica:

$$e_1 = \frac{e_1 l_1}{l_1} = \frac{7,976}{15} = 0,5317 = 53,17 \% \quad (6.1.14)$$

$l_1 = 15$ mm, odabrana visina mlaznica

Odabiranje profila sapnica: (M_{1t} , α_{1E})

C – 90 – 12B

- $\alpha_{1E} = 12^\circ$
- $\alpha_0 = 70 - 120^\circ$, ulazni kut nastrujavanja
- $M_{1t} = 0,85 - 1,15$
- $f = 3,31 \text{ cm}^2$, površina presjeka profila
- $J_{\min} = 0,388 \text{ cm}^4$, minimalni moment inercije
- $W_{\min} = 0,420 \text{ cm}^3$, moment otpora
- $b_1 = 5,66 \text{ cm}$, duljina tetive profila
- $t_{\text{opt}1} = 0,72 \div 0,87$, relativni optimalni korak
- $\alpha_u = 32,5^\circ$, kut ugradnje

Stvarni optimalni korak mlaznica na srednjem promjeru:

$$t_{1,\text{opt}} = b_1 \bar{t}_{\text{opt}1} = 56,6 \cdot 0,81 = 45,846 \text{ mm} \quad (6.1.15)$$

Broj mlaznica:

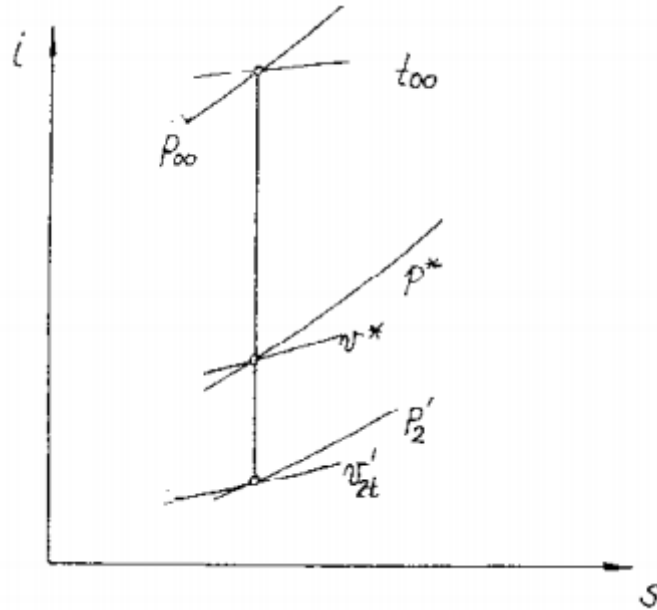
$$Z_1 = \frac{d_{\text{sr}} \pi e_1}{t_{1,\text{opt}}} = \frac{1000 \cdot \pi \cdot 0,5317}{45,846} = 36,435 \approx 36 \quad (6.1.16)$$

Korigirani stvarni optimalni korak mlaznica:

$$t_1 = \frac{d_{\text{sr}} \pi e_1}{Z_1} = \frac{1000 \cdot \pi \cdot 0,5317}{36} = 46,4 \text{ mm} \quad (6.1.17)$$

Kut struje pare na izlazu iz mlaznica (nadzvučno, $M_{1t} > 1$)

$$\sin(\alpha_1) = \sin(\alpha_{1E}) \frac{v_{1t} c_x}{v_x c_{1t}} \quad (6.1.18)$$



$$p_x = \varepsilon_{kr} p_0 = 0,546 \cdot 10,7 \cdot 10^6$$

$$p_x = 58,42 \text{ bar} = 5,842 \text{ MPa} - \text{tlak u grlu}$$

$$v_x = 0,053 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$c_x = \sqrt{\kappa v_x p_x} = \sqrt{1,3 \cdot 0,053 \cdot 5,842 \cdot 10^6} = 634,44 \text{ m/s}$$

$$\sin(\alpha_1) = \sin(12^\circ) \cdot \frac{0,0572 \cdot 634,44}{0,053 \cdot 677,36} = 0,21$$

$$\alpha_1 = 12,13^\circ$$

Korigirana fiktivna visina mlaznica:

$$(e_1 l_1)_{\text{kor}} = \frac{F_1 \cdot 10}{\pi d_{sr} \sin(\alpha_1)} = \frac{52,1 \cdot 10}{\pi \cdot 100 \cdot \sin(12,13^\circ)} = 7,892 \text{ mm} \quad (6.1.19)$$

Korigirana visina mlaznica:

$$(l_1)_{\text{kor}} = \frac{(e_1 l_1)_{\text{kor}}}{e_1} = \frac{7,892}{0,5317} = 14,843 \text{ mm} \quad (6.1.20)$$

Koeficijent gubitaka mlaznica:

$$\zeta_{s,atl} = \zeta_{pr'} k_{\alpha 1}^{pr} k_{kr}^{pr} + \left(\xi_k \frac{l_1}{b_1} \right) k_{\alpha 1} \frac{b_1}{l_1} \quad (6.1.21)$$

$$\zeta_s = \zeta_{s,atl} + 0,02$$

$$\zeta_{pr}' = 0,039$$

$$\left(\zeta_k \frac{l_1}{b_1}\right) = 0,01$$

$$k_{a1}^{pr} = 1,05$$

$$k_{kr}^{pr} = 1,03$$

$$k_{vh}^{pr} = 1,03$$

$$k_{a1} = 1,15$$

$$\zeta_{s,atl} = 0,039 \cdot 1,05 \cdot 1,03 + 0,01 \cdot 1,15 \cdot \frac{5,66}{1,5}$$

$$\zeta_{s,atl} = 0,0856$$

$$\zeta_s = \zeta_{s,atl} + 0,02 = 0,1056$$

Koeficijent brzine mlaznica:

$$\varphi = \sqrt{1 - \zeta_s} = \sqrt{1 - 0,1056} = 0,946 \quad (6.1.22)$$

Stvarna apsolutna brzina na izlazu iz mlaznica:

$$c_1 = \varphi c_{1t} = 0,946 \cdot 516,27 = 516,27 \text{ m/s} \quad (6.1.23)$$

Gubitak u mlaznicama:

$$\Delta h_{g,s} = \Delta h_{s,is} \zeta_s = 149,009 \cdot 0,1056 = 15,73 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (6.1.24)$$

Stvarna relativna brzina na ulazu u prvi rotor:

$$\begin{aligned} w_1 &= \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2 u c_1 \cos(\alpha_1)} \\ &= \sqrt{516,27^2 + 157,08^2 - 2 \cdot 516,27 \cdot 157,08 \cdot \cos(12,13^\circ)} \\ &= 364,33 \text{ m/s} \end{aligned} \quad (6.1.25)$$

Kut stvarne relativne brzine na izlazu iz prvog rotora:

$$\sin(\beta_1) = \sin(\alpha_1) \frac{c_1}{w_1} = 0,21 \cdot \frac{516,27}{364,33} = 0,2975 \quad (6.1.26)$$

$$\beta_1 = 17,55^\circ$$

Teoretska relativna brzina na izlazu iz prvog rotora:

$$w_{2t} = \sqrt{2 \Delta h_{R1, is} + w_1^2} = \sqrt{2 \cdot 3310 + 364,33^2} = 373,30 \text{ m/s} \quad (6.1.27)$$

Machov broj za stanje na izlazu iz prvog rotora:

$$M_{2t} = \frac{w_{2t}}{\sqrt{\kappa p_2 v_{2t}}} = \frac{373,30}{\sqrt{1,3 \cdot 6,187 \cdot 10^6 \cdot 0,0471}} = 0,577 \quad (6.1.28)$$

Potrebna površina presjeka prvog rotora ($M_{2t} < 1$):

$$F_1 = \frac{D v_{2t}}{\mu_2 w_{2t}} = \frac{60 \cdot 0,0471}{0,93 \cdot 373,30} = 0,00815 \text{ m}^2 = 81,54 \text{ cm}^2 \quad (6.1.29)$$

$\mu_2 = 0,93$, koeficijent protoka za rotorsku rešetku

Visina lopatice prvog rotora:

$$l_2 = l_1 + \Delta l = 15 + 2,5 = 17,5 \text{ mm} \quad (6.1.30)$$

$\Delta l = 2,5 \text{ mm}$ – nužno prekrivanje mlaznica i lopatica prvog rotora

Kut relativne brzine pare na izlazu iz prvog rotora:

$$\sin(\beta_2) = \frac{F_2}{d_{sr} \pi e_1 l_2} = \frac{81,54}{100\pi \cdot 0,5317 \cdot 1,75} = 0,2789 \quad (6.1.31)$$

$$\beta_2 = 16,20^\circ$$

Odabiranje profila rešetke prvog rotora (M_{2t} , β_2)

P – 23 – 14A

Geometrijske karakteristike odabranog profila:

- $b_2 = 50 \text{ mm}$, duljina tetive
- $\bar{t}_{2,opt} = 0,65$, relativni optimalni korak
- $\beta_u = 78^\circ$, ugradbeni kut

Stvarni optimalni korak lopatica prvog rotora na srednjem promjeru:

$$t_{2,opt} = b_2 \bar{t}_{2,opt} = 50 \cdot 0,65 = 32,5 \text{ mm} \quad (6.1.32)$$

Broj lopatica prvog rotora:

$$Z_2 = \frac{d_{sr} \pi}{t_{2,opt}} = \frac{1000 \cdot \pi}{32,5} = 96,66 \approx 96 \quad (6.1.33)$$

Korigirani stvarni optimalni korak lopatica prvog rotora:

$$t_2 = \frac{d_{sr} \pi}{Z_2} = \frac{1000 \cdot \pi}{96} = 32,72 \text{ mm} \quad (6.1.34)$$

Koeficijent gubitka prvog rotora:

$$\zeta_{R1,atl} = \zeta_{pr}' k_{\Delta\beta}^{pr} k_{kr}^{pr} k_{vh}^{pr} + \left(\xi_{kan} \frac{l_2}{b_2} \right) k_{\Delta\beta}^{kan} k_{vh}^{kan} \frac{b_2}{l_2}$$

$$\zeta_{R1,atl} = 0,041 \cdot 1,08 \cdot 1,02 \cdot 1,19 + \left(0,035 \cdot \frac{17,5}{50} \right) \cdot 1,13 \cdot 1,44 \quad (6.1.35)$$

$$\zeta_{R1,atl} = 0,216$$

$$\zeta_{R1} = \zeta_{s,atl} + 0,04 = 0,216 + 0,04 = 0,256$$

Koeficijent brzine prvog rotora:

$$\Psi = \sqrt{1 - \zeta_{R1}} = \sqrt{1 - 0,256} = 0,862 \quad (6.1.36)$$

Stvarna relativna brzina na izlazu iz prvog rotora:

$$w_2 = \Psi w_{2t} = 0,862 \cdot 373,30 = 321,994 \text{ m/s} \quad (6.1.37)$$

Gubitci u rešetci prvog rotora:

$$\Delta h_{g,R1} = \frac{w_{2t}^2}{2} \zeta_{R1} = \frac{373,30^2}{2} \cdot 0,256 = 17,837 \frac{kJ}{kg} \quad (6.1.38)$$

Stvarna apsolutna brzina na izlazu iz prvog rotora, ulazu u skretne lopatice:

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2 u w_2 \cos(\beta_2)}$$

$$= \sqrt{321,94^2 + 157,08^2 - 2 \cdot 321,94 \cdot 157,08 \cdot \cos(16,20^\circ)} \quad (6.1.39)$$

$$= 176,66 \text{ m/s}$$

Kut apsolutne stvarne brzine na izlazu iz prvog rotora, ulazu u skretne lopatice:

$$\sin(\alpha_2) = \frac{w_2 \sin \beta_2}{c_2} = \frac{322 \cdot 0,279}{176,66} = 0,5085 \quad (6.1.40)$$

$$\alpha_2 = 30,55^\circ$$

Teoretska apsolutna brzina na izlazu iz skretnih lopatica:

$$c_{1t}' = \sqrt{2 \Delta h_{SL, is} + c_2^2} = \sqrt{2 \cdot 8279 + 176,66^2} = 218,552 \text{ m/s} \quad (6.1.41)$$

Machov broj za stanje na izlazu iz skretnih lopatica:

$$M_{1t}' = \frac{c_{1t}'}{\sqrt{\kappa p_1' v_{1t}'}} = \frac{218,55}{\sqrt{1,3 \cdot 6,64 \cdot 10^6 \cdot 0,0481}} = 0,338 \quad (6.1.42)$$

Potrebna površina izlaznog presjeka skretnih lopatica ($M_{1t}' < 1$):

$$F_1' = \frac{D v_{1t}'}{\mu_1' c_{1t}'} = \frac{60 \cdot 0,0481}{0,94 \cdot 218,55} = 0,01461 \text{ m}^2 = 140,61 \text{ cm}^2 \quad (6.1.43)$$

$\mu_1' = 0,94$, koeficijent protoka za statorske lopatice

Visina skretnih lopatica:

$$l_{SL} = l_2 + \Delta l = 17,5 + 2,5 = 20 \text{ mm} \quad (6.1.44)$$

$\Delta l = 2,5 \text{ mm}$ – nužno prekrivanje između skretnih lopatica i lopatica prvog rotora

Kut apsolutne brzine na izlazu iz skretnih lopatica:

$$\sin(\alpha_1') = \frac{F_1'}{d_{sr} \pi e l_{SL}} = \frac{140,61}{100\pi \cdot 0,5317 \cdot 2} = 0,421 \quad (6.1.45)$$

$$\alpha_1' = 24,88^\circ$$

Izbor profila rešetke skretnih lopatica:

P – 30 – 21A → podzvučno strujanje

Geometrijske karakteristike odabranog profila:

- $b_{SL} = 40 \text{ mm}$, duljina tetive
- $\bar{t}_{SL, opt} = 0,635$, relativni optimalni korak
- $\beta_{u, SL} = 81^\circ$, ugradbeni kut

Stvarni korak skretnih lopatica na srednjem promjeru:

$$t_{SL, opt} = b_{SL} \bar{t}_{SL, opt} = 40 \cdot 0,635 = 25,4 \text{ mm} \quad (6.1.46)$$

Koeficijent gubitaka skretnih lopatica određuje se na isti način kao i za lopatice profila prvog rotora:

$$\zeta_{SL} = 0,176$$

Koeficijent brzine skretnih lopatica:

$$\Psi = \sqrt{1 - \zeta_{SL}} = \sqrt{1 - 0,176} = 0,908 \quad (6.1.47)$$

Gubitak u skretnim lopaticama:

$$\Delta h_{g,SL} = \frac{c_{1t}'^2}{2} \zeta_{SL} = \frac{218,552^2}{2} \cdot 0,176 = 4,2033 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (6.1.48)$$

Stvarna apsolutna brzina na izlazu iz skretnih lopatica:

$$c_1' = \Psi c_{1t}' = 0,908 \cdot 218,552 = 198,4 \text{ m/s} \quad (6.1.49)$$

Stvarna relativna brzina na ulazu u drugi rotor:

$$\begin{aligned} w_1' &= \sqrt{c_1'^2 + u^2 - 2 u c_1' \cos(\alpha_1')} \\ &= \sqrt{198,4^2 + 157,08^2 - 2 \cdot 198,4 \cdot 157,08 \cdot \cos(24,88^\circ)} \\ &= 86,55 \text{ m/s} \end{aligned} \quad (6.1.50)$$

Kut stvarne relativne brzine na ulazu u drugi rotor:

$$\sin(\beta_1') = \frac{c_1' \sin(\alpha_1')}{w_1'} = \frac{293,68 \cdot 0,3544}{157} = 0,6629 \quad (6.1.51)$$

$$\beta_1' = 86,55^\circ$$

Broj skretnih lopatica:

$$Z_{SL} = \frac{d_{sr} \pi e_1}{t_{SL,opt}} = \frac{1000 \cdot \pi \cdot 0,5317}{25,4} = 65,76 \approx 66 \quad (6.1.52)$$

Korigirani stvarni korak skretnih lopatica:

$$t_{SL} = \frac{d_{sr} \pi e_1}{Z_{SL}} = \frac{1000 \cdot \pi \cdot 0,5317}{66} = 25,31 \text{ mm} \quad (6.1.53)$$

Teoretska relativna brzina na izlazu iz drugog rotora:

$$w_{2t}' = \sqrt{2 \Delta h_{R2,is} + w_1'^2} = \sqrt{2 \cdot 4967 + 86,55^2} = 132 \text{ m/s} \quad (6.1.54)$$

Machov broj za stanje na izlazu iz drugog rotora:

$$M_{2t}' = \frac{w_{2t}'}{\sqrt{\kappa p_2' v_{2t}'}} = \frac{132}{\sqrt{1,3 \cdot 6,542 \cdot 10^6 \cdot 0,0487}} = 0,205 \quad (6.1.55)$$

Potrebna površina izlaznog presjeka drugog rotora:

$$F_2' = \frac{D v_{2t}'}{\mu_2' w_{2t}'} = \frac{60 \cdot 0,0487}{0,95 \cdot 132} = 0,023565 \text{ m}^2 = 235,65 \text{ cm}^2 \quad (6.1.56)$$

$$\mu_2' = 0,94$$

Visina lopatica drugog rotora:

$$l_2' = l_{SL} + \Delta l = 20 + 2,5 = 22,5 \text{ mm} \quad (6.1.57)$$

$\Delta l = 2,5 \text{ mm}$ – nužno prekrivanje između lopatica

Kut teoretske relativne brzine na izlazu iz drugog rotora:

$$\sin(\beta_2') = \frac{F_2'}{d_{sr} \pi e_1 l_2'} = \frac{235,65}{100\pi \cdot 0,5317 \cdot 2,25} = 0,627 \quad (6.1.58)$$

$$\beta_2' = 38,81^\circ$$

Odabiranje profila lopatica rešetke drugog rotora (β_2' , M_{2t}'):

P – 46 – 29A

Geometrijske karakteristike odabranog profila:

- $b_2' = 50 \text{ mm}$, duljina tetive
- $\bar{t}_{2,opt}' = 0,55$, relativni optimalni korak
- $\beta_u' = 79^\circ$, ugradbeni kut

Stvarni optimalni korak odabranog profila rešetke drugog rotora:

$$t_{2,opt}' = b_2' \cdot \bar{t}_{2,opt}' = 50 \cdot 0,55 = 27,5 \text{ mm} \quad (6.1.59)$$

Broj lopatica rešetke drugog rotora:

$$Z_2' = \frac{d_{sr} \pi}{t_{2,opt}'} = \frac{100 \cdot \pi}{2,75} = 114,24 \approx 114 \quad (6.1.60)$$

Korigirani stvarni korak rešetke drugog rotora:

$$t_2' = \frac{d_{sr} \pi}{Z_2'} = \frac{1000 \cdot \pi}{114} = 27,56 \text{ mm} \quad (6.1.61)$$

Koeficijent gubitka odabranog profila rešetke drugog rotora određuje se istom analogijom kao i kod prethodnih slučajeva:

$$\zeta_{R2} = 0,117$$

Koeficijent brzine drugog rotora:

$$\Psi_{R2} = \sqrt{1 - \zeta_{R2}} = \sqrt{1 - 0,117} = 0,9397 \quad (6.1.62)$$

Gubitak u rešetci drugog rotora:

$$\Delta h_{g,R2} = \frac{w_{2t}'^2}{2} \zeta_{R2} = \frac{132^2}{2} \cdot 0,117 = 1,019 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (6.1.63)$$

Stvarna relativna brzina na izlazu iz drugog rotora:

$$w_2' = \Psi_{R2} w_{2t}' = 0,9397 \cdot 132 = 124,039 \text{ m/s} \quad (6.1.64)$$

Stvarna apsolutna brzina na izlazu iz drugog rotora:

$$\begin{aligned} c_2' &= \sqrt{w_2'^2 + u^2 - 2 u w_2' \cdot \cos(\beta_2')} \\ &= \sqrt{124,04^2 + 157,08^2 - 2 \cdot 124,04 \cdot 157,08 \cdot \cos(38,8^\circ)} \\ &= 98,46 \text{ m/s} \end{aligned} \quad (6.1.65)$$

Kut stvarne apsolutne brzine na izlazu iz drugog rotora:

$$\sin(\alpha_2') = \frac{w_2' \sin(\beta_2')}{c_2'} = \frac{124,039 \cdot 0,6267}{98,46} = 0,7895 \quad (6.1.66)$$

$$\alpha_2' = 52,14^\circ$$

Gubitak izlazne brzine iz regulacijskog stupnja:

$$\Delta h_{g,ib} = \frac{c_2'^2}{2} = \frac{98,46^2}{2} = 4847 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (6.1.67)$$

Stupanj djelovanja na obodu regulacijskog stupnja:

$$\begin{aligned} \eta_u &= 1 - \frac{\Delta h_{g,S} + \Delta h_{g,R1} + \Delta h_{g,SL} + \Delta h_{g,R2} + \Delta h_{g,ib}}{\Delta h_{0,is}} \\ \eta_u &= 1 - \frac{15,734 + 17,837 + 4,203 + 1,019 + 4,847}{165,557} \end{aligned} \quad (6.1.68)$$

$$\eta_u = 0,736$$

Gubitak regulacijskog stupnja uslijed parcijalnosti:

$$\xi_{\text{parc}} = 0,35 \left(\frac{0,3 \left(\frac{u}{c_f} \right)_{\text{opt}}}{d_{\text{sr}} \sin(\alpha_1)} + \frac{1 - e_1}{e_1} \right) \left(\frac{u}{c_f} \right)_{\text{opt}}^2 \eta_u \quad (6.1.69)$$

$$\xi_{\text{parc}} = 0,35 \cdot \left(\frac{0,3 \cdot 0,22}{1000 \cdot 0,21} + \frac{1 - 5317}{0,5317} \right) \cdot 0,22^2 \cdot 0,701$$

$$\xi_{\text{parc}} = 0,0105$$

Gubitak regulacijskog stupnja uslijed trenja diska:

$$\xi_{\text{tr}} = 0,637 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{d_{\text{sr}}}{l_1} \frac{1}{\sin(\alpha_1)} \left(\frac{u}{c_f} \right)_{\text{opt}}^3 \quad (6.1.70)$$

$$\xi_{\text{tr}} = 0,637 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{1000}{15} \cdot \frac{1}{0,21} \cdot 0,22^3$$

$$\xi_{\text{tr}} = 0,0098$$

Gubitak na krajevima segmenata mlaznica:

$$\xi_{\text{seg}} = 0,25 \frac{b_2 l_2}{F_2} \left(\frac{u}{c_f} \right)_{\text{opt}} \eta_u (i - 1) \quad (6.1.71)$$

$$\xi_{\text{seg}} = 0,25 \cdot \frac{50 \cdot 17,5}{7500} \cdot 0,22 \cdot 0,701 \cdot (4 - 1)$$

$$\xi_{\text{seg}} = 0,0135$$

gdje je:

i , broj privoda pare.

Unutarnji stupanj djelovanja regulacijskog stupnja:

$$\eta_i = \eta_u - \xi_{\text{parc}} - \xi_{\text{tr}} - \xi_{\text{segm}} \quad (6.1.72)$$

$$\eta_i = 0,736 - 0,0105 - 0,0098 - 0,0135$$

$$\eta_i = 0,702$$

Stvarni iskorišteni toplinski pad u regulacijskom kolu:

$$\Delta h_i = \Delta h_{0, is} \eta_i = 165,557 \cdot 0,703 = 116,32 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (6.1.73)$$

Stvarna entalpija pare na izlazu iz regulacijskog stupnja:

$$h_{2i} = h_0 - \Delta h_i = 3494,89 - 116,32 = 3378,57 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (6.1.74)$$

6.2 Termodinamički i aerodinamički proračun 1. visokoltačnog stupnja (redni broj 2.)

Promjer u korjenu statorskih lopatica:

$$d_{1k} = 900 \text{ mm} - \text{odabrano, uz uvjet } d_k = \text{konst} \quad (6.2.1)$$

Srednji promjer statorskih lopatica:

$$d_{1s} = d_{1k} + l_1 = 900 + 19,5 = 919,5 \text{ mm} \quad (6.2.2)$$

$l_1 = 19,5 \text{ mm}$, odabrana visina statorskih lopatica

Obodna brzina za srednji promjer statorskih lopatica:

$$u_1 = \frac{d_{1s} \pi n}{60} = \frac{0,9195 \cdot \pi \cdot 3000}{60} = 144,43 \text{ m/s} \quad (6.2.3)$$

Reaktivnost stupnja na srednjem promjeru:

$$R = \frac{1,8}{1,8 + \frac{d_{1s}}{l_1}} = \frac{1,8}{1,8 + \frac{919,5}{19,5}} = 0,0368 = 3,68\% \quad (6.2.4)$$

Optimalan odnos obodne i fiktivne brzine stupnja:

$$\left(\frac{u}{c_f}\right)_{\text{opt}} = \frac{\varphi \cos(\alpha_{1E})}{2 \sqrt{1 - R}} \quad (6.2.5)$$

$\varphi = 0,954$, pretpostavljamo koeficijent brzine statorskih lopatica

$\alpha_{1E} = 12^\circ$, efektivni izlazni kut profila statorskih lopatica

$$\left(\frac{u}{c_f}\right)_{\text{opt}} = \frac{0,951 \cos(12^\circ)}{2 \cdot \sqrt{1 - 0,051}} = 0,475$$

Fiktivna brzina stupnja:

$$c_f = \frac{u_1}{\left(\frac{u}{c_f}\right)_{opt}} = \frac{144,43}{0,475} = 303,82 \text{ m/s} \quad (6.2.6)$$

Izentropski toplinski pad stupnja:

$$\Delta h_{is} = \frac{c_f^2}{2} = \frac{303,82^2}{2} = 46,153 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (6.2.7)$$

Izentropski toplinski pad u statorskoj rešetci:

$$\Delta h_{1,is} = \Delta h_{is} (1 - R) = 46,15 \cdot (1 - 0,0368) = 44,456 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (6.2.8)$$

Teoretska apsolutna brzina pare na izlazu iz statorske rešetke:

$$c_{1t} = \sqrt{2 \Delta h_{1,is}} = \sqrt{2 \cdot 44456} = 298,18 \text{ m/s} \quad (6.2.9)$$

Entalpija, tlak i specifični volumen pare na ulazu u stupanj:

$$h_0 = 3378,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$v_0 = 0,0504 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$p_0 = 6,54 \text{ MPa}$$

Tlak i teoretski specifični volumen na izlazu iz rešetke:

$$p_1 = 5,71 \text{ MPa} = 57,1 \text{ bar}$$

$$v_{1t} = 0,0560 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Tlak i teoretski specifični volumen na izlazu iz rotorske rešetke, odnosno stupnja:

$$p_2 = 5,67 \text{ MPa} = 56,7 \text{ bar}$$

$$v_{2t} = 0,0564 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Brzina zvuka na izlazu iz statorske rešetke:

$$a_1 = \sqrt{\kappa_1 p_1 v_{1t}} = \sqrt{1,3 \cdot 5,71 \cdot 10^6 \cdot 0,0560} = 645,31 \text{ m/s} \quad (6.2.10)$$

Machov broj na izlazu iz statorske rešetke:

$$M_{1t} = \frac{c_{1t}}{a_1} = \frac{296,93}{645,31} = 0,4593 \quad (6.2.11)$$

Odnos tlakova na izlazu i ulazu u statorsku rešetku:

$$\varepsilon_1 = \frac{p_1}{p_0} = \frac{5,71}{6,54} = 0,8736 \quad (6.2.12)$$

Kritičan odnos tlakova:

$$\varepsilon_{kr} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} = 0,546, \quad \text{za } \kappa = 1,3 \quad (6.2.13)$$

Potrebna površina izlaznog presjeka statorske rešetke:

$$\varepsilon_1 > \varepsilon_{kr}$$

$$M_{1t} < 1$$

$$F_1 = \frac{D v_{1t}}{\mu_1 c_{1t}} = \frac{60 \cdot 0,0560}{0,97 \cdot 298,18} = 0,0116 \text{ m}^2 = 116 \text{ cm}^2 \quad (6.2.14)$$

Visina lopatica statorske rešetke:

$$l_1 = \frac{F_1}{D_{1s} \pi \sin(\alpha_{1E})} = \frac{0,0116}{0,9195\pi \cdot \sin(12^\circ)} = 19,38 \text{ mm} \quad (6.2.15)$$

Odabiranje profila lopatica statorske rešetke (α_{1E} , M_{1t}):

C – 90 - 12A

Geometrijske karakteristike odabranog profila:

- $b_1 = 62,5$ mm, duljina tetive
- $\bar{t}_{1,opt} = 0,79$, relativni optimalni korak
- $\alpha_u = 79^\circ$, ugradbeni kut

Stvarni optimalni korak lopatica statorske rešetke:

$$t_{1,opt} = b_1 \bar{t}_{1,opt} = 62,5 \cdot 0,79 = 49,375 \text{ mm} \quad (6.2.16)$$

Broj lopatica statorske rešetke:

$$Z_1 = \frac{d_{1s} \pi}{t_{1,opt}} = \frac{919,5 \pi}{49,375} = 58,51 \approx 59 \quad (6.2.17)$$

Korigirani stvarni korak statorske rešetke:

$$t_1 = \frac{d_{1s} \pi}{Z_1} = \frac{919,5 \cdot \pi}{60} = 48,57 \text{ mm} \quad (6.2.18)$$

Koeficijent gubitka statorske rešetke:

$$\zeta_s = \zeta_{s,atlas} + (0,01 \div 0,03) \quad (6.2.19)$$

$$\zeta_{s,atlas} = \zeta'_{pr} k_{\alpha 1}^{pr} k_{vh}^{pr} k_{kr}^{pr} + \left(\zeta'_{kanc} \frac{l}{b} \right) \frac{b_1}{l_1} k_{\alpha 1}^{kanc} k_{vh}^{kanc} k_{kr}^{kanc}$$

$$\zeta'_{pr} = 0,02$$

$$k_{\alpha 1}^{pr} = 1,1$$

$$k_{vh}^{pr} = 1,02$$

$$k_{kr}^{pr} = 1$$

$$\left(\zeta'_{kanc} \frac{l}{b} \right) = 0,018$$

$$k_{\alpha 1}^{kanc} = 1,15$$

$$k_{vh}^{kanc} = 1,02$$

$$k_{kr}^{kanc} = 1$$

$$\zeta_{s,atlas} = 0,02 \cdot 1,1 \cdot 1,02 \cdot 1 + 0,018 \frac{62,5}{22,8} \cdot 1,15 \cdot 1,02 \cdot 1 = 0,0803$$

$$\zeta_s = 0,0803 + 0,0275 = 0,1078$$

Koeficijent brzine za statorsku rešetku:

$$\varphi = \sqrt{1 - \zeta_s} = \sqrt{1 - 0,107} = 0,9504 \quad (6.2.20)$$

Stvarna apsolutna brzina na izlazu iz statorske rešetke:

$$c_1 = c_{1t} \varphi = 298,18 \cdot 0,9504 = 283,40 \text{ m/s} \quad (6.2.21)$$

Kut toka pare na izlazu iz statorske rešetke:

$$\sin(\alpha_1) = \sin(\alpha_{1E}) \frac{\mu_1}{\varphi} = 0,207 \cdot \frac{0,97}{0,9504} = 0,2122 \quad (6.2.22)$$

$$\alpha_1 = 12,25^\circ$$

Stvarna relativna brzina toka pare na ulazu u rotorsku rešetku:

$$\begin{aligned} w_1 &= \sqrt{c_1^2 + u_1^2 - 2 u_1 c_1 \cos(\alpha_1)} \\ &= \sqrt{283,40^2 + 144,43^2 - 2 \cdot 283,40 \cdot 144,43 \cdot \cos(12,25^\circ)} \\ &= 145,52 \text{ m/s} \end{aligned} \quad (6.1.23)$$

Kut stvarne relativne brzine toka pare na ulazu u rotorsku rešetku:

$$\begin{aligned} \beta_1 &= \sin^{-1}\left(\frac{c_1}{w_1} \sin(\alpha_1)\right) = \sin^{-1}\left(\frac{281,69}{142,68} \cdot \sin(12,25^\circ)\right) \\ \beta_1 &= 24,76^\circ \end{aligned} \quad (6.2.22)$$

Gubitak u statorskoj rešetci:

$$\Delta h_{g,s} = \Delta h_{1,is} \zeta_S = 44,456 \cdot 0,1078 = 4,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (6.1.23)$$

Izentropski toplinski pad rešetke rotora:

$$\Delta h_{2,is} = \Delta h_{is} R = 46,153 \cdot 0,0368 = 1,697 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (6.1.24)$$

Teoretska relativna brzina toka pare na izlazu iz rotorske rešetke:

$$w_{2t} = \sqrt{2 \Delta h_{2,is} + w_1^2} = \sqrt{2 \cdot 1697 + 145,52^2} = 156,74 \text{ m/s} \quad (6.1.25)$$

Brzina zvuka za stanje na izlazu iz rotorske rešetke:

$$a_2 = \sqrt{\kappa_2 p_2 v_{2t}} = \sqrt{1,3 \cdot 5,66 \cdot 10^6 \cdot 0,0564} = 644,98 \text{ m/s} \quad (6.2.26)$$

Machov broj na izlazu iz rotorske rešetke:

$$M_{2t} = \frac{w_{2t}}{a_2} = \frac{158}{645} = 0,2456 \quad (6.2.27)$$

Odnos tlakova na izlazu iz statorske i ulazu u rotorsku rešetku:

$$\varepsilon_2 = \frac{p_2}{p_1} = \frac{5,67}{5,71} = 0,991 \quad (6.2.28)$$

Potrebna površina izlaznog presjeka rotorske rešetke:

$$\varepsilon_2 > \varepsilon_{kr}$$

$$M_{2t} < 1$$

$$F_2 = \frac{D v_{2t}}{\mu_2 w_{2t}} = \frac{60 \cdot 0,0564}{0,93 \cdot 156,74} = 0,0232 \text{ m}^2 = 232 \text{ cm}^2 \quad (6.2.29)$$

Potrebno prekrivanje između statorske i rotorske rešetke:

$$\Delta l = 1,3 \text{ mm}$$

Visina lopatice rotorske rešetke:

$$l_2 = l_1 + \Delta l = 19,4 + 1,3 = 20,7 \text{ mm} \quad (6.2.30)$$

Promjer u korijenu rotorskih lopatica:

$$d_{2k} = d_{1k} - 2 \cdot \Delta l_k = 900 - 2 \cdot 1 = 898 \text{ mm} \quad (6.2.31)$$

$\Delta l_k = 1 \text{ mm}$, prekrivanje u korijenu između lopatica

Srednji promjer rotorske rešetke:

$$d_{2s} = d_{2k} + l_2 = 898 + 20,7 = 918,7 \text{ mm} \quad (6.2.32)$$

Obodna brzina na srednjem promjeru rotorske rešetke:

$$u_2 = \frac{d_{2s} \pi n}{60} = \frac{0,9187 \cdot \pi \cdot 3000}{60} = 144,31 \text{ m/s} \quad (6.2.33)$$

Potrebni izlazni kut profila lopatice rotorske rešetke:

$$\beta_{2E} = \sin^{-1} \left(\frac{F_2}{\pi d_{2s} l_2} \right) = \sin^{-1} \left(\frac{0,0232}{\pi \cdot 0,9187 \cdot 0,0207} \right) = \sin^{-1}(0,272) \quad (6.2.34)$$

$$\beta_{2E} = 22,88^\circ$$

Odabiranje profila lopatice rotorske rešetke:

P – 35 – 25A

Geometrijske karakteristike odabranog profila:

- $b_2 = 25,4 \text{ mm}$, duljina tetive
- $\bar{t}_{2,opt} = 0,6$, relativni optimalni korak
- $\beta_u = 81^\circ$, ugradbeni kut

Stvarni otpimalni korak rotorske rešetke:

$$t_{2,opt} = b_2 \bar{t}_{2,opt} = 25,4 \cdot 0,6 = 15,24 \text{ mm} \quad (6.2.35)$$

Broj lopatica rotorske rešetke:

$$Z_2 = \frac{d_{2s} \pi}{t_{2,opt}} = \frac{0,9187 \cdot \pi}{0,01524} = 189,38 \approx 190 \quad (6.2.36)$$

Korigirani stvarni korak rotorske rešetke:

$$t_{2,kor} = \frac{d_{2s} \pi}{Z_2} = \frac{9187 \cdot \pi}{190} = 15,11 \text{ mm} \quad (6.2.37)$$

Korigirani relativni korak rotorske rešetke:

$$\bar{t}_{2,kor} = \frac{t_{2,kor}}{b_2} = \frac{15,11}{25,4} = 0,595 \quad (6.2.38)$$

Koeficijent gubitka rotorske rešetke:

$$\zeta_R = \zeta_{R,atlas} + (0,03 \div 0,05) \quad (6.2.39)$$

$$\zeta_{R,atlas} = \zeta'_{pr} k_{\Delta\beta}^{pr} k_{vh}^{pr} k_{kr}^{pr} + \left(\zeta'_{kanc} \frac{l}{b} \right) \frac{b_2}{l_2} k_{\Delta\beta}^{kanc} k_{vh}^{kanc} k_{kr}^{kanc}$$

$$\zeta'_{pr} = 0,058$$

$$k_{\Delta\beta}^{pr} = 0,99$$

$$k_{vh}^{pr} = 1,3$$

$$k_{kr}^{pr} = 1$$

$$\left(\zeta'_{kanc} \frac{l}{b} \right) = 0,08$$

$$k_{\Delta\beta}^{kanc} = 0,99$$

$$k_{vh}^{kanc} = 1,6$$

$$k_{kr}^{kanc} = 1$$

$$\zeta_{R,atlas} = 0,058 \cdot 0,99 \cdot 1,3 \cdot 1 + 0,08 \frac{25,4}{29} \cdot 0,99 \cdot 1,6 \cdot 1 = 0,1856$$

$$\zeta_R = 0,1856 + 0,03 = 0,2156$$

Koeficijent gubitka brzine u rotorskoj rešetci:

$$\Psi = \sqrt{1 - \zeta_R} = \sqrt{1 - 0,2156} = 0,8851 \quad (6.2.40)$$

Kut stvarne relativne brzine pare na izlazu iz rotorske rešetke ($M_{2t} < 1$):

$$\sin(\beta_2) = \sin(\beta_{2E}) \cdot \frac{\mu_2}{\Psi} = 0,2856 \quad (6.2.41)$$

$$\beta_2 = 16,6^\circ$$

Stvarna relativna brzina toka pare na izlazu iz rotorske rešetke:

$$w_2 = \Psi w_{2t} = 0,8851 \cdot 156,74 = 138,74 \text{ m/s} \quad (6.2.42)$$

Gubitak u rotorskoj rešetci:

$$\Delta h_{g,R} = \frac{w_{2t}^2}{2} (1 - \Psi^2) = \frac{138,74^2}{2} \cdot (1 - 0,8851^2) = 2,660 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (6.1.43)$$

Stvarna apsolutna brzina toka pare na izlazu iz rotorske rešetke:

$$\begin{aligned} c_2 &= \sqrt{w_2^2 + u_2^2 - 2 u_2 w_2 \cos(\beta_2)} \\ &= \sqrt{138,74^2 + 144,43^2 - 2 \cdot 138,74 \cdot 144,43 \cdot \cos(16,6^\circ)} \\ &= 59,38 \text{ m/s} \end{aligned} \quad (6.1.44)$$

Kut stvarne apsolutne brzine toka pare na izlasku iz rotorske rešetke:

$$\alpha_2 = \sin^{-1} \left(\frac{w_2 \sin(\beta_2)}{c_2} \right) = \sin^{-1} \left(\frac{138,74 \cdot \sin(16,6^\circ)}{59,38} \right) \quad (6.2.45)$$

$$\alpha_2 = 72,68^\circ$$

Gubitak uslijed izlazne brzine:

$$\Delta h_{g,ib} = \frac{c_2^2}{2} = \frac{59,38^2}{2} = 1,762 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (6.1.46)$$

Stupanj djelovanja na obodu stupnja:

$$\eta_u = 1 - \frac{\Delta h_{g,S} + \Delta h_{g,R} + \Delta h_{g,ib}}{\Delta h_{0,is}} \quad (6.1.47)$$

$$\eta_u = 1 - \frac{4,3 + 2,660 + 1,762}{46,2853} = 0,811$$

Gubitak uslijed propuštanja kroz međustepenu brtvu:

$$\zeta_y = \frac{d_b \pi G_b}{F_1} \frac{\eta_u}{\sqrt{z}} = \frac{600 \cdot \pi \cdot 0,45}{13800} \cdot \frac{0,801}{\sqrt{6}} = 0,024 = 2,4 \% \quad (6.2.48)$$

$$G_b = 0,45 \text{ mm}, \quad \text{zazor između brtve i osovine}$$

$$z = 6 \text{ mm}, \quad \text{broj šiljaka brtve}$$

$$d_b = 350 \text{ mm}, \quad \text{odabrani promjer brtve}$$

Gubitak uslijed trenja diska:

$$\xi_{tr} = 0,637 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{d_{1s}}{l_1} \frac{1}{\sin(\alpha_1)} \left(\frac{u}{c_f} \right)_{opt}^3 \quad (6.1.49)$$

$$\xi_{tr} = 0,637 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{0,9277}{0,0277} \cdot \frac{1}{\sin(12,27^\circ)} \cdot 0,477^3$$

$$\xi_{tr} = 0,01089$$

Unutarnji stupanj djelovanja:

$$\eta_i = \eta_u - \xi_y - \xi_{tr} = 0,772 \quad (6.1.50)$$

Iskorišteni toplinski pad stupnja:

$$\Delta h_i = \eta_i \Delta h_{is} = 0,772 \cdot 46,665 = 35,62 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (6.1.51)$$

Gubitak stupnja:

$$\Delta h_g = (1 - \eta_i) \Delta h_{is} = (1 - 0,772) \cdot 46,665 = 10,54 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (6.1.52)$$

Stvarna entalpija pare na izlazu iz stupnja:

$$h_3 = h_2 - \Delta h_i = 3378,58 - 35,62 = 3342,96 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad (6.1.53)$$

6.3 Tablični prikaz aerodinamičkog i termodinamičkog proračuna ostalih stupnjeva turbine

Tablica 10. Rezultati proračuna turbine za stupnjeve 3 - 10 (1. dio)

Stupnjevi		3	4	5	6	7	8	9	10
D	kg/s	49,14	49,14	49,14	49,14	49,14	49,14	49,14	44,33
d_{1k}	mm	900	900	900	900	900	900	900	950
pretp. l_1	mm	17,62	20,05	22,86	26,16	30,00	35,30	40,00	37,90
pretp. φ		0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,95	0,93	0,91
d_{1s}	mm	917,62	920,05	922,86	926,16	930,00	935,30	940,00	987,90
u_1	m/s	144,14	144,52	144,96	145,48	146,08	146,92	147,65	155,18
R		0,033	0,038	0,043	0,048	0,055	0,064	0,071	0,065
$(u/cf)_{opt}$		0,46	0,46	0,47	0,47	0,47	0,48	0,47	0,46
c_f	m/s	311,23	311,35	311,50	311,68	311,91	304,70	311,53	335,75
Δh_{is}	kJ/kg	48,43	48,47	48,52	48,57	48,64	46,42	48,53	56,36
$\Delta h1_{is}$	kJ/kg	46,81	46,64	46,45	46,22	45,97	43,47	45,07	52,72
c_{1t}	m/s	305,99	305,42	304,78	304,05	303,23	294,85	300,24	324,72
h_0	kJ/kg	3342,97	3305,24	3267,41	3228,94	3189,67	3149,76	3111,13	3070,54
p_0	bar	56,70	48,66	41,59	35,39	29,96	25,23	21,30	17,69
s_0	kJ/kg*K	6,80	6,82	6,83	6,85	6,86	6,87	6,89	6,90
v_0	m ³ /kg	0,06	0,06	0,07	0,08	0,10	0,11	0,13	0,15
p_1	bar	48,92	41,84	35,63	30,21	25,47	21,54	17,98	14,40
v_{1t}	m ³ /kg	0,06	0,07	0,08	0,10	0,11	0,13	0,15	0,17
p_2	bar	48,66	41,59	35,39	29,96	25,23	21,30	17,69	14,19
v_{2t}	m ³ /kg	0,06	0,07	0,08	0,10	0,11	0,13	0,15	0,18
a_1	m/s	636,81	628,36	619,73	610,78	601,46	592,32	582,27	569,90
M_{1t}		0,48	0,49	0,49	0,50	0,50	0,50	0,52	0,57
ϵ_1		0,86	0,86	0,86	0,85	0,85	0,85	0,84	0,81
ϵ^*		0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55
μ_1		0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97
F_1	m ²	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
l_1	mm	17,62	20,04	22,86	26,17	30,05	35,24	39,86	37,85
PROFIL		C - 90 - 12A	C - 90 - 12A	C - 90 - 12A	C - 90 - 12A	C - 90 - 12A	C - 90 - 12A	C - 90 - 12A	C - 90 - 12A
α_u	°	79,00	79,00	79,00	79,00	79,00	79,00	79,00	79,00
$t_{opt,1'}$		0,79	0,79	0,79	0,79	0,79	0,79	0,79	0,79
b_1	mm	62,50	62,50	62,50	62,50	62,50	62,50	62,50	62,50
t_{opt1}	mm	49,38	49,38	49,38	49,38	49,38	49,38	49,38	49,38
Z_1		58,39	58,54	58,72	58,93	59,17	59,51	59,81	62,86
t_1	mm	48,86	48,99	49,14	49,32	49,52	49,80	50,05	52,60
t_1'		0,78	0,78	0,79	0,79	0,79	0,80	0,80	0,84
ζ_s		0,10	0,10	0,09	0,08	0,08	0,07	0,07	0,07
φ		0,95	0,95	0,95	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96
c_1	m/s	290,46	290,45	290,74	291,14	290,95	283,61	289,03	312,86
α_1	°	12,27	12,24	12,21	12,16	12,13	12,10	12,09	12,08
w_1	m/s	152,71	152,33	152,17	152,04	151,28	143,31	147,92	164,36
β_1	°	23,83	23,85	23,82	23,78	23,84	24,52	24,16	23,48

Tablica 11. Rezultati proračuna turbine za stupnjeve 3 - 10 (2. dio)

Stupnjevi		3	4	5	6	7	8	9	10
$\Delta h_{g_{s, is}}$	kJ/kg	4,63	4,46	4,18	3,84	3,65	3,25	3,30	3,78
$\Delta h_{2, is}$	kJ/kg	1,62	1,83	2,07	2,35	2,67	2,95	3,45	3,64
w_{2t}	m/s	162,97	163,91	165,22	166,79	168,00	162,61	169,66	185,20
a_2	m/s	636,45	627,94	619,25	610,23	600,81	591,59	581,20	568,95
M_{2t}		0,26	0,26	0,27	0,27	0,28	0,27	0,29	0,33
ε_2		0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,98	0,99
F_2	m ²	0,02	0,02	0,03	0,03	0,03	0,04	0,05	0,05
μ_2		0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93
Δl	mm	1,30	1,30	1,30	1,30	1,30	1,30	1,30	1,30
l_2	mm	18,92	21,34	24,16	27,47	31,35	36,54	41,16	39,15
d_{2k}	mm	898,00	898,00	898,00	898,00	898,00	898,00	898,00	948,00
Δl_k	mm	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
d_{2s}	mm	916,92	919,34	922,16	925,47	929,35	934,54	939,16	987,15
u_2	m/s	144,03	144,41	144,85	145,37	145,98	146,80	147,52	155,06
θ_{2E}	°	22,40	22,43	22,39	22,29	22,22	22,50	22,13	21,84
PROFIL		P - 35 - 25A	P - 35 - 25A	P - 35 - 25A	P - 35 - 25A	P - 35 - 25A	P - 35 - 25A	P - 35 - 25A	P - 35 - 25A
θ_u	°	85,00	85,00	85,00	85,00	85,00	85,00	85,00	85,00
$t_{opt,2'}$		0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60
b_2	mm	25,40	25,40	25,40	25,40	25,40	25,40	25,40	25,40
t_{opt2}	mm	15,24	15,24	15,24	15,24	15,24	15,24	15,24	15,24
Z_2		189,01	189,51	190,10	190,78	191,58	192,65	193,60	203,49
t_{2kor}	mm	15,08	15,12	15,17	15,22	15,29	15,37	15,45	16,24
t_{2kor}'		0,59	0,60	0,60	0,60	0,60	0,61	0,61	0,64
ζ_R		0,18	0,20	0,19	0,17	0,15	0,14	0,13	0,15
ψ		0,91	0,90	0,90	0,91	0,92	0,93	0,93	0,92
w_2	m/s	148,02	146,97	149,16	152,41	155,07	151,24	158,05	170,91
θ_2	°	22,96	23,31	23,10	22,71	22,40	22,50	22,09	22,02
$\Delta h_{g_{R, is}}$	kJ/kg	2,32	2,63	2,53	2,29	2,09	1,78	1,90	2,54
c_2	m/s	58,26	58,92	59,02	59,03	59,15	58,31	59,44	64,17
α_2	°	82,37	80,78	82,55	85,36	87,47	83,03	88,97	86,98
$\Delta h_{g_{B, is}}$	kJ/kg	1,70	1,74	1,74	1,74	1,75	1,70	1,77	2,06
η_u		0,82	0,82	0,83	0,84	0,85	0,85	0,86	0,85
d_b	mm	600	600	600	600	600	600	600	600
σ_b	mm	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45
z		6,00	6,00	6,00	6,00	6,00	6,00	6,00	6,00
ζ_y		0,0269	0,0235	0,0208	0,0183	0,0161	0,0137	0,0121	0,0121
ζ_{tr}		0,0155	0,0138	0,0123	0,0109	0,0097	0,0090	0,0076	0,0078
η_i		0,78	0,78	0,79	0,81	0,82	0,83	0,84	0,83
Δh_i	kJ/kg	37,72	37,83	38,47	39,28	39,91	38,63	40,60	46,86
Δh_g	kJ/kg	10,71	10,64	10,05	9,30	8,73	7,79	7,93	9,50
h_2	kJ/kg	3305,24	3267,41	3228,94	3189,67	3149,76	3111,13	3070,54	3023,68

Tablica 12. Rezultati proračuna turbine za stupnjeve 11 - 17 (1. dio)

Stupnjevi		11	12	13	14	15	16	17
D	kg/s	44,33	44,33	44,33	44,33	38,96	38,96	38,96
d_{1k}	mm	900	900	900	900	900	900	900
pretp. J_1	mm	50,00	59,00	70,60	85,00	92,30	110,20	132,80
pretp. φ		0,91	0,91	0,93	0,95	0,95	0,95	0,95
d_{1s}	mm	950,00	959,00	970,60	985,00	992,30	1010,20	1032,80
u_1	m/s	149,23	150,64	152,46	154,72	155,87	158,68	162,23
R		0,087	0,100	0,116	0,134	0,143	0,164	0,188
$(u/cf)_{opt}$		0,47	0,47	0,49	0,50	0,50	0,51	0,52
c_f	m/s	319,06	319,75	313,85	308,52	309,19	310,94	313,33
Δh_{is}	kJ/kg	50,90	51,12	49,25	47,59	47,80	48,34	49,09
$\Delta h1_{is}$	kJ/kg	46,49	46,02	43,55	41,19	40,94	40,41	39,86
c_{1t}	m/s	304,94	303,39	295,12	287,03	286,16	284,28	282,36
h_0	kJ/kg	3023,68	2980,75	2937,30	2895,41	2854,55	2813,41	2771,51
p_0	bar	14,19	11,53	9,28	7,46	5,80	4,60	3,60
s_0	kJ/kg*K	6,92	6,93	6,95	6,96	6,99	7,01	7,02
v_0	m ³ /kg	0,18	0,21	0,25	0,30	0,37	0,44	0,54
p_1	bar	11,74	9,49	7,65	6,17	4,76	3,75	2,91
v_{1t}	m ³ /kg	0,20	0,24	0,29	0,34	0,43	0,51	0,63
p_2	bar	11,53	9,28	7,46	5,80	4,60	3,60	2,77
v_{2t}	m ³ /kg	0,21	0,25	0,29	0,36	0,44	0,53	0,65
a_1	m/s	559,21	547,74	536,37	525,10	513,20	500,96	488,13
M_{1t}		0,55	0,55	0,55	0,55	0,56	0,57	0,58
ϵ_1		0,83	0,82	0,82	0,83	0,82	0,82	0,81
ϵ^*		0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55
μ_1		0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97
F_1	m ²	0,03	0,04	0,04	0,05	0,06	0,07	0,09
l_1	mm	49,47	58,49	70,61	85,08	92,16	110,20	132,75
PROFIL		C - 90 - 12A	C - 90 - 12A	C - 90 - 12A	C - 90 - 12A	C - 90 - 12A	C - 90 - 12A	C - 90 - 12A
α_u	°	79,00	79,00	79,00	79,00	79,00	79,00	79,00
$t_{opt,1}'$		0,79	0,79	0,79	0,79	0,79	0,79	0,79
b_1	mm	62,50	62,50	62,50	62,50	62,50	62,50	62,50
t_{opt1}	mm	49,38	49,38	49,38	49,38	49,38	49,38	49,38
Z_1		60,45	61,02	61,76	62,67	63,14	64,28	65,71
t_1	mm	50,58	51,06	51,68	52,45	52,84	53,79	54,99
t_1'		0,81	0,82	0,83	0,84	0,85	0,86	0,88
ζ_s		0,07	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06
φ		0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97
c_1	m/s	294,74	293,88	286,12	278,69	277,74	276,04	274,18
α_1	°	12,04	12,02	12,01	11,99	11,99	11,99	11,99
w_1	m/s	152,02	149,86	140,61	131,33	129,39	125,24	120,30
β_1	°	23,86	24,10	25,04	26,15	26,49	27,24	28,25

Tablica 13. Rezultati proračuna turbine za stupnjeve 11 - 17 (2. dio)

Stupnjevi		11	12	13	14	15	16	17
$\Delta h_{g_{s, is}}$	kJ/kg	3,06	2,84	2,62	2,36	2,37	2,31	2,28
$\Delta h_{2, is}$	kJ/kg	4,40	5,10	5,70	6,40	6,86	7,93	9,23
w_{2t}	m/s	178,66	180,70	176,57	173,33	174,50	177,63	181,45
a_2	m/s	558,03	546,34	534,76	521,33	511,16	498,53	485,23
M_{2t}		0,32	0,33	0,33	0,33	0,34	0,36	0,37
ε_2		0,98	0,98	0,97	0,94	0,97	0,96	0,95
F_2	m ²	0,06	0,07	0,08	0,10	0,10	0,13	0,15
μ_2		0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93
Δl	mm	1,30	1,30	1,30	1,30	1,30	1,30	1,30
l_2	mm	50,77	59,79	71,91	86,38	93,46	111,50	134,05
d_{2k}	mm	898,00	898,00	898,00	898,00	898,00	898,00	898,00
Δl_k	mm	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
d_{2s}	mm	948,77	957,79	969,91	984,38	991,46	1009,50	1032,05
u_2	m/s	149,03	150,45	152,35	154,63	155,74	158,57	162,11
β_{2E}	°	21,49	21,27	21,30	21,78	21,11	20,75	20,34
PROFIL		P - 35 - 25A	P - 35 - 25A	P - 35 - 25A	P - 35 - 25A	P - 35 - 25A	P - 35 - 25A	P - 35 - 25A
β_u	°	85,00	85,00	85,00	85,00	85,00	85,00	85,00
$t_{opt,2}$		0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60
b_2	mm	25,40	25,40	25,40	25,40	25,40	25,40	25,40
t_{opt2}	mm	15,24	15,24	15,24	15,24	15,24	15,24	15,24
Z_2		195,58	197,44	199,94	202,92	204,38	208,10	212,75
t_{2kor}	mm	15,61	15,75	15,95	16,19	16,31	16,60	16,98
t_{2kor}'		0,61	0,62	0,63	0,64	0,64	0,65	0,67
ζ_R		0,14	0,14	0,15	0,14	0,14	0,13	0,11
ψ		0,93	0,93	0,92	0,93	0,93	0,93	0,94
w_2	m/s	165,56	167,65	162,41	160,80	161,90	165,81	170,76
β_2	°	21,57	21,32	21,55	21,84	21,17	20,67	20,09
$\Delta h_{g_{R, is}}$	kJ/kg	2,26	2,27	2,40	2,09	2,12	2,03	1,88
c_2	m/s	61,05	61,23	59,67	60,05	58,65	58,62	58,69
α_2	°	85,37	84,63	88,76	84,87	85,35	86,64	88,30
$\Delta h_{g_{B, is}}$	kJ/kg	1,86	1,87	1,78	1,80	1,72	1,72	1,72
η_u		0,86	0,86	0,86	0,87	0,87	0,87	0,88
d_b	mm	600	600	600	600	600	600	600
σ_b	mm	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45
z		6,00	6,00	6,00	6,00	6,00	6,00	6,00
ζ_y		0,0097	0,0082	0,0067	0,0055	0,0050	0,0042	0,0034
ζ_{tr}		0,0059	0,0052	0,0048	0,0045	0,0042	0,0037	0,0033
η_i		0,84	0,85	0,85	0,86	0,86	0,87	0,87
Δh_i	kJ/kg	42,93	43,45	41,89	40,86	41,14	41,90	42,88
Δh_g	kJ/kg	7,97	7,67	7,36	6,73	6,66	6,44	6,21
h_2	kJ/kg	2980,75	2937,30	2895,41	2854,55	2813,41	2771,51	2728,63

Tablica 14. Rezultati proračuna turbine za stupnjeve 18 - 23 (1. dio)

Stupnjevi		18	19	20	21	22	23
D	kg/s	38,96	38,96	30,86	30,86	30,86	30,86
d_{1k}	mm	1100	1150	1200	1200	1200	1200
pretp. l_1	mm	127,20	170,20	189,00	295,00	474,00	477,00
pretp. φ		0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
d_{1s}	mm	1227,20	1320,20	1389,00	1495,00	1674,00	1677,00
u_1	m/s	192,77	207,38	218,18	234,83	262,95	263,42
R		0,157	0,188	0,197	0,262	0,338	0,339
$(u/cf)_{opt}$		0,51	0,52	0,52	0,54	0,57	0,57
c_f	m/s	379,28	400,43	419,11	432,35	458,68	459,15
Δh_{is}	kJ/kg	71,93	80,17	87,83	93,46	105,19	105,41
Δh_{1is}	kJ/kg	60,62	65,07	70,55	68,97	69,68	69,72
c_{1t}	m/s	348,19	360,75	375,63	371,40	373,31	373,41
h_0	kJ/kg	2728,63	2665,70	2595,74	2519,43	2437,59	2345,39
p_0	bar	2,77	1,84	1,20	0,69	0,37	0,17
s_0	kJ/kg*K	7,04	7,06	7,07	7,10	7,13	7,17
v_0	m ³ /kg	0,66	0,94	1,37	2,24	3,92	7,73
p_1	bar	1,97	1,26	0,77	0,44	0,23	0,10
v_{1t}	m ³ /kg	0,88	1,32	2,02	3,36	6,08	12,43
p_2	bar	1,84	1,20	0,69	0,37	0,17	0,08
v_{2t}	m ³ /kg	0,94	1,37	2,23	3,90	7,68	16,04
a_1	m/s	475,55	463,76	451,02	437,91	423,62	407,84
M_{1t}		0,73	0,78	0,83	0,85	0,88	0,92
ε_1		0,71	0,68	0,64	0,63	0,61	0,59
ε^*		0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55
μ_1		0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	1,97
F_1	m ²	0,10	0,15	0,17	0,29	0,52	0,52
l_1	mm	127,20	170,15	188,89	294,92	474,02	476,21
PROFIL		C - 90 - 12A	C - 90 - 12A	C - 90 - 12A	C - 90 - 12A	C - 90 - 12A	C - 90 - 12A
α_u	°	79,00	79,00	79,00	79,00	79,00	79,00
$t_{opt,1}'$		0,79	0,79	0,79	0,79	0,79	0,79
b_1	mm	62,50	62,50	62,50	62,50	62,50	62,50
t_{opt1}	mm	49,38	49,38	49,38	49,38	49,38	49,38
Z_1		78,08	84,00	88,38	95,12	106,51	106,70
t_1	mm	65,35	70,30	73,96	79,60	89,14	89,30
t_1'		1,05	1,12	1,18	1,27	1,43	1,43
ζ_s		0,06	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05
φ		0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97
c_1	m/s	338,10	350,99	365,46	361,35	363,20	363,30
α_1	°	11,99	11,96	11,96	11,96	11,96	24,90

Tablica 15. Rezultati proračuna turbine za stupnjeve 18 - 23 (2. dio)

Stupnjevi		18	19	20	21	22	23
w_1	m/s	154,81	154,23	158,60	140,33	119,16	166,62
β_1	°	26,98	28,15	28,53	32,26	39,18	66,62
$\Delta h_{g_{s, is}}$	kJ/kg	3,46	3,47	3,77	3,68	3,72	3,72
$\Delta h_{2, is}$	kJ/kg	11,31	15,10	17,28	24,50	35,51	35,69
w_{2t}	m/s	215,83	232,35	244,36	262,08	291,94	314,88
a_2	m/s	473,66	462,51	448,14	433,87	417,83	402,11
M_{2t}		0,46	0,50	0,55	0,60	0,70	0,78
ε_2		0,94	0,96	0,89	0,85	0,77	0,75
F_2	m ²	0,18	0,25	0,30	0,49	0,87	1,69
μ_2		0,93	0,93	0,93	0,93	0,93	0,93
Δl	mm	1,30	1,30	1,30	1,30	1,30	1,30
l_2	mm	128,50	171,45	190,19	296,22	475,32	477,51
d_{2k}	mm	1098,00	1148,00	1198,00	1198,00	1198,00	1198,00
Δl_k	mm	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
d_{2s}	mm	1226,50	1319,45	1388,19	1494,22	1673,32	1675,51
u_2	m/s	192,66	207,26	218,06	234,71	262,84	263,19
β_{2E}	°	21,53	20,36	21,44	20,81	20,45	42,26
PROFIL		P - 35 - 25A	P - 35 - 25A	P - 35 - 25A	P - 35 - 25A	P - 35 - 25A	P - 35 - 25A
β_u	°	85,00	85,00	85,00	85,00	85,00	85,00
$t_{opt, 2'}$		0,60	0,60	0,60	0,60	0,60	0,60
b_2	mm	25,40	25,40	25,40	25,40	25,40	25,40
t_{opt2}	mm	15,24	15,24	15,24	15,24	15,24	15,24
Z_2		252,83	271,99	286,16	308,02	344,94	345,39
t_{2kor}	mm	20,17	21,70	22,83	24,58	27,52	27,56
t_{2kor}^1		0,79	0,85	0,90	0,97	1,08	1,08
ζ_R		0,10	0,13	0,13	0,11	0,11	0,10
ψ		0,95	0,93	0,93	0,94	0,95	0,95
w_2	m/s	204,76	216,88	228,09	246,92	276,12	298,41
β_2	°	21,08	20,28	21,36	20,53	20,09	41,30
$\Delta h_{g_{R, is}}$	kJ/kg	2,33	3,47	3,84	3,86	4,49	5,05
c_2	m/s	73,67	75,28	83,25	86,67	94,91	200,76
α_2	°	88,75	87,09	86,13	87,70	87,87	78,80
$\Delta h_{g_{B, is}}$	kJ/kg	2,71	2,83	3,47	3,76	4,50	20,15
η_u		0,88	0,88	0,87	0,88	0,88	0,73
d_b	mm	600	600	600	600	600	600
σ_b	mm	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45
z		6,00	6,00	6,00	6,00	6,00	6,00
ζ_y		0,0030	0,0021	0,0018	0,0011	0,0006	0,0005
ζ_{tr}		0,0039	0,0033	0,0032	0,0025	0,0020	0,0010
η_i		0,87	0,87	0,87	0,88	0,88	0,72
Δh_i	kJ/kg	62,93	69,96	76,32	81,84	92,20	76,33
Δh_g	kJ/kg	9,00	10,21	11,51	11,63	12,99	29,08
h_2	kJ/kg	2665,70	2595,74	2519,43	2437,59	2345,39	2269,06

7. Tehno – ekonomska analiza postrojenja

Investicijske odluke se u energetici, kao i u svakom drugom sektoru gospodarstva, donose na temelju ekonomske efikasnosti pojedine tehnologije. Često će optimalni dizajn sa strane energetske efikasnosti biti različit od ekonomskog optimuma. Iz tog razloga je neophodno različitim ekonomskim evaluacijama projekata pronaći varijantu investicije koja će najbolje zadovoljavati uvjete ekonomske efikasnosti, a pritom i dalje biti energetska efikasna.

Za solarnu elektranu sa direktnim zagrijavanjem radnog medija na području Sinja snage 50 MW_e napravljena je tehno-ekonomska analiza. Podatci potrebni za ekonomsku analizu nalaze se u tablici 12.

Tablica 16. Investicijski i financijski parametri solarne termoelektrane [16]

Specifični trošak termoelektrane	700 €/kW _{el}
Specifični trošak zemljišta	1 €/m ²
Specifični trošak solarnih kolektora	190 €/m ²
Specifični trošak sustava za skladištenje topline	31,6 €/kWh _{th}
Građevinski i projektantski troškovi	20% od ukupnog investicijskog troška
Godišnji O&M troškovi	1% od ukupnog investicijskog troška
Godišnji trošak po glavi radnika	25000 €
Godišnji troškovi za osiguranje	1% od ukupnog investicijskog troška
Trajanje projekta	30 godina
Kamatna stopa	8%
Rok otplate kredita	20 godina
Potreban broj radnika za upravljanje elektranom	30
Potreban broj radnika za održavanje terena	14

Potrebna kolektorska površina izračunata je u poglavlju 5.2 i iznosi $A_{kol} = 483843 \text{ m}^2$. Također, prema podacima o Sunčevom zračenju u istom poglavlju, možemo odrediti ukupno proizvedenu električnu energiju na godišnjoj razini. Elektrana će raditi 1530 sati na punom opterećenju, dok će 700 sati raditi na parcijalnom opterećenju koristeći toplinu pohranjenu u spremnicima topline.

Na taj način možemo odrediti ukupno proizvedenu električnu energiju na godišnjoj razini koja iznosi $E = 105900 \text{ MWh/god}$.

Kapacitet spremnika topline iznosi $812,7 \text{ MWh}_{th}$.

Tablica 17. Izračunati investicijski troškovi solarne termoelektrane

Trošak bloka termoelektrane	$C_{\text{POWER BLOCK}} = 35.000.000 \text{ €}$
Trošak zemljišta	$C_{\text{Land}} = 1.500.000 \text{ €}$
Trošak solarnog polja	$C_{\text{solar field}} = 92.476.437,30 \text{ €}$
Trošak sustava za skladištenje topline	$C_{\text{storage}} = 25.681.320,00 \text{ €}$
Ukupno	$154.657.757,30 \text{ €}$

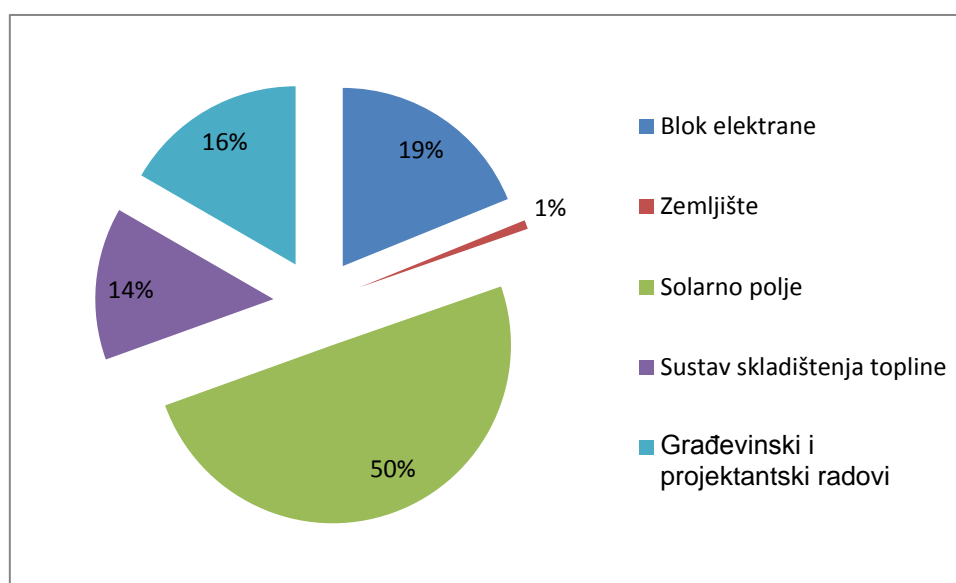
Tablica 18. Ostali troškovi solarne termoelektrane [16]

Građevinski i projektantski troškovi	$30.931.551,46 \text{ €}$
Godišnji O&M troškovi	$1.855.893 \text{ €/god}$
Godišnji trošak osiguranja	$1.855.893 \text{ €/god}$
Godišnji trošak po glavi radnika	$1.100.000 \text{ €}$

Sada možemo pristupiti ocjeni atraktivnosti prijedloga investicije. Za tu svrhu odabrana je metoda unutarnje stope povrata (IRR). Ova metoda uzima u obzir i veličinu i timing očekivanog cash flow-a u određenom periodu životnog vijeka projekta. IRR za prijedlog investicije jest ona diskontna stopa koja izjednačava sadašnju vrijednost očekivanih troškova sa sadašnjom vrijednosti očekivanih prihoda. Ako je IRR veći od važeće diskontne stope, prijedlog investicije se prihvaća, a ako nije, prijedlog se odbacuje. Diskontna stopa projekta i amortizacijski periodi prikazani su u tablici 25.

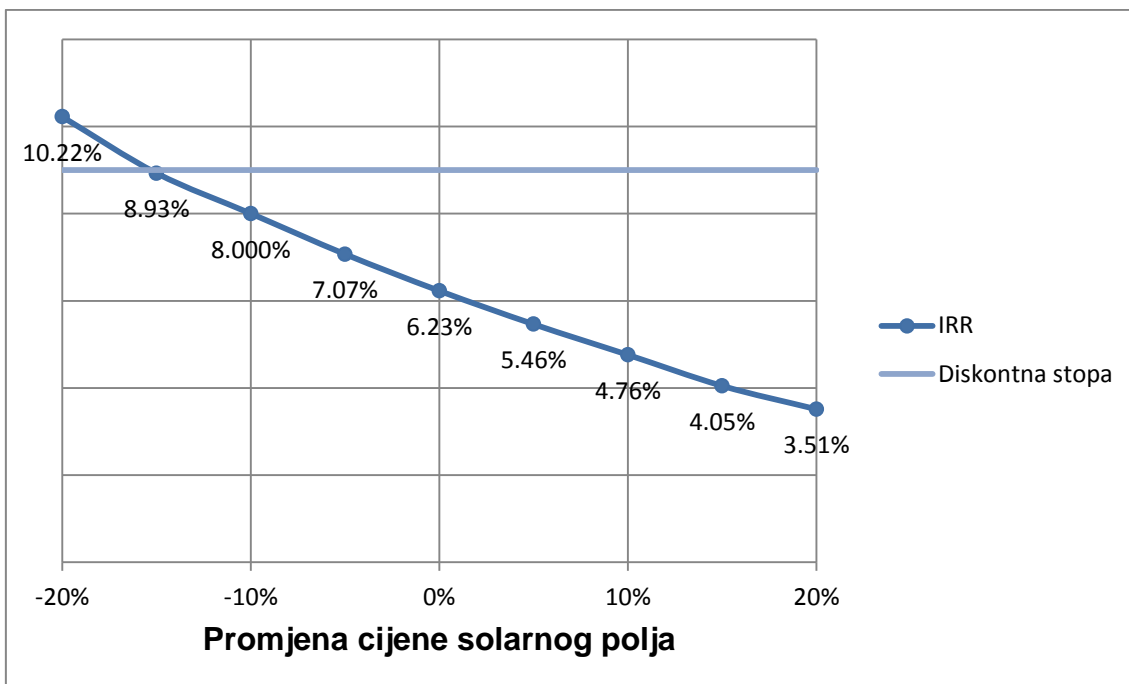
Tablica 19. Ostali financijski parametri za projekt solarne termoelektrane

Diskontna stopa	9%
Amortizacijski period postrojenja	15 godina
Amortizacijski period građevinskih radova	20 godina
Porez na dobit	18%
Stopa inflacije	2%

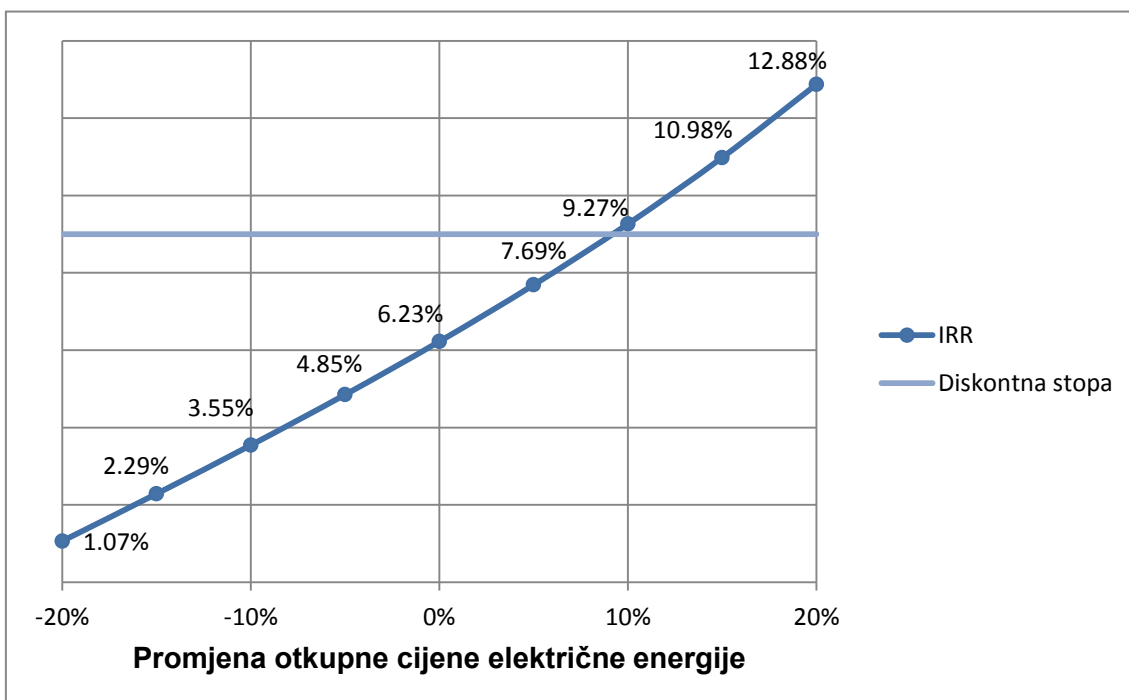
**Slika 58. Udjeli u investicijskom trošku solarne termoelektrane**

Na slici 57. vidljivo je da čak pola investicijskog troška odlazi na solarno polje, dok je ostatak ravnomjerno raspodijeljen između troškova bloka elektrane, skladištenja topline i građevinskih i projektantskih radova.

Republika Hrvatska nema definiranu energetska strategiju za solarne termoelektrane pa je za otkupnu cijenu struje uzeta cijena za geotermalne elektrane koja iznosi 161 €/MWh [17]. Analiza osjetljivosti investicije provedena je za promjenu cijene solarnog polja koja čini najveći dio investicije i promjenu cijene otkupa električne energije. Oba iznosa su se mijenjala za 5, 10, 15 i 20% u pozitivnom i negativnom smjeru, a iznosi odgovarajućih vrijednosti IRR-a prikazane su na slikama 58. i 59.



Slika 59. IRR za različite vrijednosti promjene cijene solarnog polja



Slika 60. IRR za različite vrijednosti promjene otkupne cijene električne energije

Za početno postavljene cijene solarnog polja i otkupa električne energije, unutarnja stopa povrata iznosi 6,23% što je manje od početno zadane vrijednosti diskontne stope.

Za takvu konstantnu cijenu otkupa električne energije projekt bi postao isplativ tek kada bi cijena solarnog polja bila niža za 20%, a tada bi unutarnja stopa povrata iznosila 10,22%. S druge strane, pri konstantnoj cijeni solarnog polja, projekt postaje isplativ ukoliko bi se otkupna cijena električne energije povećala za 10% što bi iznosilo 176 €/MWh. Daljnjim povećanjem cijene otkupa električne energije, povećava se i vrijednost unutarnje stope povrata pa tako za povećanje od 20% ona iznosi 12,88%.

Jedna od mogućnosti povećanja mogućnosti isplativosti ovakvog projekta je integracija hibridnog pogona u solarnu termoelektranu, čime bi se povećao njen radni broj sati, a time i količina proizvedene električne energije na godišnjoj razini. Ovaj slučaj nije analiziran u sklopu ovog diplomskog zadatka.

8. Zaključak

Negativan utjecaj izgaranja fosilnih goriva na okoliš i klimatske promjene sve više potiču korištenje tehnologija za proizvodnju električne energije iz nekonvencionalnih obnovljivih energetske izvora. Sunčeva energija u svom izvornom obliku, kao energija elektromagnetskog zračenja, predstavlja veliki potencijal za iskorištavanje kako u proizvodnji toplinske, tako i u proizvodnji električne energije. Tehnologija solarnih termoelektrana, od svih solarnih tehnologija, omogućuje konstantnu proizvodnju električne energije zbog mogućnosti akumulacije energije u sustavima za skladištenje topline i integracije hibridnog pogona što im nudi potencijal da postanu okosnica budućih energetske sustava baziranih na obnovljivim izvorima energije. Najveći dio investicijskog troška koncentrirajućih solarnih termoelektrana čine kolektori zbog velike potrebne površine solarnog polja, no za očekivati je da će njihova cijena s godinama opadati, zbog sve većeg udjela solarnih termoelektrana na budućim energetske tržištima. Uz dodatno poboljšanje sustava za skladištenje topline ne treba sumnjati da su solarne termoelektrane budućnost energetike.

LITERATURA

- [1] Majdandžić, Lj.: Solarni sustavi, Graphis Zagreb, 2012.
- [2] Matić, Z.: Sunčevo zračenje na području Republike Hrvatske, EIHP Zagreb, 2007.
- [3] Andrassy, M.: Uporaba sunčeve energije za grijanje vode, prostora i proizvodnju električne energije, FSB Zagreb, 2010.
- [4] Christiana Honsberg and Stuart Bowden. 2017. PVEducation. [ONLINE] Available at: <http://www.pveducation.org/>. [Accessed 18 November 2017].
- [5] NASA. 2016. MyNasaData. [ONLINE] Available at: <https://mynasadata.larc.nasa.gov/>. [Accessed 15 November 2017].
- [6] C. Hu and White, R. M., Solar Cells: From Basic to Advanced Systems. New York: McGraw-Hill, 1983.
- [7] Marijana Kraljić Roković. 2013. Energija Sunca. [ONLINE] Available at: https://www.fkit.unizg.hr/_download/repository/Energija_Sunca2.pdf. [Accessed 25 November 2017].
- [8] Spelling, J.D.: Hybrid Solar Gas-Turbine power plants – Thermo-economic analysis, Doctoral Thesis. Sweden, 2013.
- [9] Global Solar Thermal Electricity Outlook 2016 - Greenpeace USA
- [10] Fend, T. and Qoaidar, L.: enerMENA CSP Teaching Materials
- [11] Wallentinsen, B.S. : Concentrated Solar Power Gas Turbine Hybrid With Thermal Storage, Master Thesis. Norwegian University of Science and Technology, 2016.
- [12] Vuger, P.K. : Matematički model dinamike procesa u spremniku latentne topline, FSB, Zagreb 2014.
- [13] <http://www.dhmz.htnet.hr/>
- [14] Seitz, M., Cetin, P., Eck, M.: Thermal storage concept for solar thermal power plants with direct steam generation, ScienceDirect 2013.
- [15] Thermal performance of concentrating tracking solar collectors, Technical University of Denmark, DTU Civil Engineering, 2013.

- [16] Montes, M.J., Abanades, A., Martinez-Val, J.M.: Performance of a direct steam generation solar thermal power plant for electricity production as a function of the solar multiple. ScienceDirect, 2008.
- [17] https://narodne-novine.nn.hr/clanci/sluzbeni/2013_11_133_2888.html

PRILOZI

- I. CD-R disc
- II. Tehnička dokumentacija