



Univerzitet u Novom Sadu  
Tehnički fakultet „Mihajlo Pupin“  
Zrenjanin



**RAZVOJ MODELA ZA OCENU POVEĆANJA  
ENERGETSKE EFIKASNOSTI PRIJEMNIKA  
SUNČEVE ENERGIJE U DINAMIČKIM  
USLOVIMA RADA**

**DOKTORSKA DISERTACIJA**

Mentor: Prof. dr Miroslav Lambić

Kandidat: Mr Jasmina Pekez

Zrenjanin, 2015. godine

UNIVERZITET U NOVOM SADU  
TEHNIČKI FAKULTET „MIHAJO PUPIN“ ZRENJANIN

**KLJUČNA DOKUMENTACIJSKA INFORMACIJA**

Redni broj: <b>RBR</b>	
Identifikacioni broj: <b>IBR</b>	
Tip dokumentacije: <b>TD</b>	Monografska dokumentacija
Tip zapisa: <b>TZ</b>	Tekstualni štampani material
Vrsta rada (dipl., mag., dokt.): <b>VR</b>	Doktorska disertacija
Ime i prezime autora: <b>AU</b>	Jasmina Pekez
Mentor (titula, ime, prezime, zvanje): <b>MN</b>	Dr Miroslav Lambić, redovan profesor
Naslov rada: <b>NR</b>	Razvoj modela za ocenu povećanja energetske efikasnosti prijemnika sunčeve energije u dinamičkim uslovima rada
Jezik publikacije: <b>JP</b>	Srpski
Jezik izvoda: <b>JI</b>	Srpski i engleski
Zemlja publikovanja: <b>ZP</b>	Srbija
Uže geografsko područje: <b>UGP</b>	Vojvodina
Godina: <b>GO</b>	2015
Izdavač: <b>IZ</b>	Autorski reprint
Mesto i adresa: <b>MA</b>	Đure Đakovića bb Zrenjanin, 23 000
Fizički opis rada: <b>FO</b>	(11 / 135 / 99/ 10 / 100)
Naučna oblast: <b>NO</b>	Industrijsko inženjerstvo
Naučna disciplina: <b>ND</b>	Energetika, Obnovljivi izvori energije

Predmetna odrednica, ključne reči: <b>PO</b>	Prijemnici sunčeve energije, energetska efikasnost
<b>UDK</b>	
Čuva se: <b>ČU</b>	Biblioteka Tehničkog fakulteta „Mihajlo Pupin“, Zrenjanin
Važna napomena: <b>VN</b>	
Izvod: <b>IZ</b>	U radu je izvršena detaljna analiza uticajnih faktora na energetska efikasnost prijemnika sunčeve energije u dinamičkim uslovima rada. Identifikovani su parametri koji utiču na povećanje efikasnosti reprezentativnih tipova prijemnika koji se nalaze u komercijalnoj primeni. Promenom geometrijskih parametara konstrukcije i radnih parametara utvrđen je njihov uticaj na energetska efikasnost a zatim je kreiran model za ocenu povećanja efikasnosti prijemnika sunčeve energije u dinamičkim uslovima rada.
Datum prihvatanja teme od strane Senata: <b>DP</b>	
Datum odbrane: <b>DO</b>	
Članovi komisije: (ime i prezime / titula / zvanje / naziv organizacije / status) <b>KO</b>	
Član, predsednik:	Dragiša Tolmač, dr, redovni profesor, Tehnički fakultet „Mihajlo Pupin“, Zrenjanin
Član:	Snežana Dragičević, dr, vanredni profesor, Tehnički fakultet, Čačak
Član:	Slobodan Stojadinović, dr, redovni profesor, Tehnički fakultet „Mihajlo Pupin“, Zrenjanin
Član:	Slavica Prvulović, dr, vanredni profesor, Tehnički fakultet „Mihajlo Pupin“, Zrenjanin
Član, mentor:	Miroslav Lambić, redovni profesor, dr, Tehnički fakultet „Mihajlo Pupin“, Zrenjanin

UNIVERSITY OF NOVI SAD  
TEHNICAL FACULTY „MIHAJLO PUPIN“, ZRENJANIN

**KEY WORD DOCUMENTATION**

Accession number: <b>ANO</b>	
Identification number: <b>INO</b>	
Document type: <b>DT</b>	Monograph publication
Type of record: <b>TR</b>	Textual printed material
Contents code: <b>CC</b>	Ph. D. Thesis
Author: <b>AU</b>	Jasmina Pekez
Mentor: <b>MN</b>	Miroslav Lambić, Ph.D., full profesor
Title: <b>TI</b>	Development of a model for assessing the energy efficiency increase of solar collectors in dynamic operating conditions
Language of text: <b>LT</b>	Serbian (Latin letters)
Language of abstract: <b>LA</b>	Serbian and English
Country of publication: <b>CP</b>	Serbia
Locality of publication: <b>LP</b>	Vojvodina
Publication year: <b>PY</b>	2015
Publisher: <b>PU</b>	Author reprint
Publication place: <b>PP</b>	Zrenjanin, 23 000 Djure Djakovica bb
Physical description: <b>PD</b>	(11 / 135 / 99/ 10 / 100)
Scientific field <b>SF</b>	Industrial Engineering
Scientific discipline <b>SD</b>	Energy, Renewable Energy
Subject, Key words <b>SKW</b>	Solar collector, energy efficiency

<b>UC</b>	
Holding data: <b>HD</b>	Library of Technical faculty „Mihajlo Pupin“, Zrenjanin
Note: <b>N</b>	
Abstract: <b>AB</b>	This paper presents a detailed analysis of influential factors on the energy efficiency of solar energy in dynamic conditions. The parameters that influence the efficiency of representative types of receivers that are in commercial use have been identified. By changing the geometric parameters of the design and operating parameters, their impact on energy efficiency has been determined and a model for the assessment of increasing the efficiency of solar energy in dynamic conditions has been created.
Accepted on Senate on: <b>AS</b>	
Defended: <b>DE</b>	
Thesis Defend Board: (name/degree/title/ faculty) <b>DB</b>	
<b>Member, President:</b>	Dragisa Tolmac, Ph.D., full profesor, University of Novi Sad, Technical faculty “Mihajlo Pupin”, Zrenjanin
<b>Member</b>	Snezana Dragicević, Ph.D., full profesor, Faculty of Technical Sciences Cacak, University of Kragujevac
<b>Member</b>	Slobodan Stojadinovic, Ph.D., full profesor, University of Novi Sad, Technical faculty “Mihajlo Pupin”, Zrenjanin
<b>Member</b>	Slavica Prvulovic, Ph.D., associate professor, University of Novi Sad, Technical faculty “Mihajlo Pupin”, Zrenjanin
<b>Member, mentor:</b>	Miroslav Lambic, Ph. D., full professor, University of Novi Sad, Technical faculty “Mihajlo Pupin”, Zrenjanin

## *Zahvalnica*

*Veliku zahvalnost dugujem svojoj porodici za neprekidnu i neizmernu podršku, strpljenje i podsticaj.*

*Posebnu zahvalnost dugujem mom mentoru prof. dr. Miroslavu Lambiću za strpljenje i pomoć u izradi ove doktorske disertacije.*

*Specijalna zahvalnost dugujem prof. dr. Slobodanu Stojadinoviću na saradnji, savetima i podršci.*

*Zahvaljujem se i svojim kolegama na pomoći i korisnim savetima.*

*Zrenjanin, februara 2015.*

# SADRŽAJ

REZIME TEZE.....	1
POPIS SLIKA .....	3
POPIS TABELA.....	7
NOMENKLATURA.....	8
1. UVOD .....	11
2. METODOLOŠKI KONCEPT .....	13
2.1. Problem istraživanja .....	13
2.2. Predmet istraživanja .....	13
2.3. Cilj istraživanja .....	14
2.4. Hipoteza .....	15
2.5. Metode istraživanja .....	15
3. PREGLED DOSADAŠNJIH ISTRAŽIVANJA PREDMETNE PROBLEMATIKE .....	16
4. IDENTIFIKACIJA KLJUČNIH PARAMETARA ISTRAŽIVANJA.....	21
4.1. Radni parametri.....	24
4.1.1. Temperatura radnog fluida .....	24
4.1.2. Maseni protok radnog fluida.....	25
4.2. Konstruktivni parametri.....	26
4.3. Položaj prijemnika sunčeve energije .....	28
4.3.1. Optimalni nagib i orijentacija površine za prijem globalnog zračenja .....	28
4.4. Klimatski parametri.....	29
4.4.1. Sunčevo zračenje .....	30
4.4.2. Vetar .....	31
4.4.3. Temperatura okolnog vazduha.....	33
5. SOLARNE TOPLOTNE INSTALACIJE ZA ZAGREVANJE POTROŠNE VODE .....	35
6. TOPLOTNI PRIJEMNICI SUNČEVOG ZRAČENJA.....	38
6.1. Ravni - pločasti prijemnici sunčeve energije (PSE).....	38
6.1.1. Konstrukcija ravnih pločastih prijemnika sunčeve energije.....	39
6.1.1.1. Apsorberi tipa cev – ploča .....	40
6.1.1.2. Položaj i cevna mreža apsorbera .....	41
7. Energetska efikasnost ravnih niskotemperaturnih prijemnika sunčeve energije .....	42
7.1. Faktor odvođenja toplote iz prijemnika $F_R$ .....	43
7.2. Efektivnost prijemnika $F'$ .....	47
7.3. Protok fluida.....	49
7.3.1. Uticaj protoka na prenos toplote.....	53
7.3.2. Uticaj vrste radnog fluida na prenos toplote .....	54
7.3.2.1. Termičke karakteristike vode .....	55
7.3.2.2. Termičke karakteristike mešavine glikola i vode.....	55
7.3.3. Uticaj protoka na pad pritiska.....	56
7.3.3.1. Uticaj tipa prijemnika na pad pritiska.....	56

7.3.3.2. Uticaj tipa veze prijemnika na pad pritiska .....	59
7.3.4. Uticaj protoka na izbor rezervoara tople vode .....	60
8. ZAVISNOST ENERGETSKE EFIKASNOSTI OD KONSTRUKCIJE PRIJEMNIKA SUNČEVE ENERGIJE .....	61
8.1. Karakteristike analiziranih tipova prijemnika.....	66
9. ISPITIVANJE UTICAJNIH FAKTORA NA ENERGETSKU EFIKASNOST PRIJEMNIKA SUNČEVE ENERGIJE .....	81
9.1. Rezultati ispitivanja uticaja konstruktivnih karakteristika na energetska efikasnost prijemnika sunčeve energije .....	87
9.1.1. Veličina prijemne površine.....	87
9.1.2. Broj transparentata.....	90
9.1.3. Rastojanja između transparenta .....	92
9.1.4. Rastojanje između transparenta i apsorbera .....	93
9.1.5. Materijal apsorbera .....	96
9.1.6. Koeficijent kondukcije materijala apsorbera .....	98
9.1.7. Broj cevi apsorbera.....	101
9.1.8. Prečnik cevi apsorbera.....	101
9.1.9. Debljina zida cevi.....	107
9.1.10. Debljina termičke izolacije .....	109
9.2. Rezultati ispitivanja uticaja radnih parametara na energetska prijemnika sunčeve energije .....	112
9.2.1. Promena protoka radnog fluida .....	112
9.2.2. Promena temperature fluida na izlazu iz prijemnika.....	115
9.2.3. Vrsta radnog fluida .....	115
9.4. Rezultati ispitivanja uticaja meteoroloških parametara na energetska efikasnost prijemnika sunčeve energije .....	119
9.4.1. Promena temperature okoline .....	119
10. ANALIZA I DISKUSIJA REZULTATA ISPITIVANJA .....	121
11. ZAKLJUČAK.....	127
LITERATURA.....	129



## **REZIME TEZE**

U prvom poglavlju istaknut je značaj korišćenja obnovljivih izvora energije i potencijal solarne energije. Naznačene su prednosti korišćenja ovog obnovljivog izvora energije i značaj potrebe povećanja energetske efikasnosti. Istaknute su ekološke prednosti ovog izvora energije. Date su uvodne napomene vezane za toplotni prijemnik sunčeve energije koji predstavlja ključni element sistema u tehnologiji korišćenja solarne energije u toplotnom obliku, čija energetska efikasnost predstavlja predmet istraživanja provedenog u ovoj disertaciji.

U drugom poglavlju predstavljen je metodološki koncept istraživanja. Definisani su problem, predmet, ciljevi istraživanja i hipoteza. Navedene su korištene metode istraživanja tokom izrade disertacije.

U trećem poglavlju dat je pregled literature koja obrađuje predmetnu problematiku. Analizom navedene literature ustanovljeno je da su fundamentalne jednačine konstruktivnih karakteristika prijemnika sunčeve energije definisali Duffie i Beckman. Mnogi autori su se bavili proučavanjem uticaja konstruktivnih karakteristika toplotnih prijemnika sunčeve energije i uticaja orijentacije i položaja prijemnika na njihovu energetska efikasnost ravnih prijemnika sunčeve energije. U delu literature su kao važeće osnove isticane koncepcije po kojima su instalacije sa višim protocima radnog fluida pogodnije za primenu u praksi. Nasuprot njima, uvedeni su koncepti sa nižim protocima. Prisutna su i istraživanja računarskom simulacijom kao značajna, jer pružaju mogućnost projektovanja boljih konstruktivnih i radnih parametara prijemnika sunčeve energije i instalacija uopšte.

U četvrtom poglavlju identifikovani su ključni parametri efikasnijeg rada i korišćenja solarne instalacije, kroz analizu parametara bitnih za definisanje energetske efikasnosti.

U petom poglavlju prezentovana je solarna toplotna instalacija, njena namena, moguće varijante i način funkcionisanja i komponente koje je sačinjavaju, pri čemu je istaknut prijemnik sunčeve energije kao njen najbitniji element.

U šestom poglavlju definisane su konstruktivne karakteristike tipičnog komercijalnog ravnog toplotnog prijemnika sunčeve energije sa aspekta koncepcije apsorbera, uticaju njegovih konstruktivnih karakteristika na efikasnost prijemnika, i pogodnosti primene određenog tipa konstrukcije za određeni režim rada. Analiziran je uticaj efektivnosti i faktora odvođenja toplote iz prijemnika na energetska efikasnost i povezanost uticaja konstruktivnih i radnih parametara. Definisane su termičke karakteristike radnog fluida i njihov uticaj na energetska efikasnost. Data je analiza napora pumpe i pada pritiska u cevima u zavisnosti od protoka radnog fluida i od konstruktivne koncepcije apsorbera.

U sedmom poglavlju analizirana je energetska efikasnost ravnog toplotnog prijemnika sunčeve energije. Utvrđeno je da su najuticajniji parametri na energetska efikasnost faktor odvođenja toplote iz prijemnika, efektivnost

prijemnika i maseni protok radnog fluida. Razmatran je uticaj veličine protoka i vrste radnog fluida na prenos toplote, uticaj veličine protoka na pad pritiska i uticaj protoka na izbor rezervoara tople vode.

U osmom poglavlju data je analiza izraza energetske efikasnosti koja čini obavezni deo prateće i atestne dokumentacije prijemnika. Teorijskom analizom je utvrđena određena je njena zavisnost od uticajnih parametara. Analizom postojećih tipova prijemnika na tržištu utvrđena je zavisnost apsorbirane količine energije i toplotnih gubitaka od konstruktivne koncepcije. Utvrđeno je takođe da na efektivnost prijemnika preko toplotnih gubitaka utiče u značajnoj meri protok radnog fluida kroz sistem.

U devetom poglavlju dati su rezultati ispitivanja uticajnih parametara na energetske efikasnosti prijemnika sunčeve energije korišćenjem simulacionih metoda i na osnovu provedenih eksperimenata. Variranjem konstruktivnih i radnih parametara simulacijom definisane su krive efikasnosti odgovarajućih koncepcija prijemnika i utvrđene jednačine koje ih opisuju. Na osnovu dobijenih krivih efikasnosti definisan je uticaj ispitivanih parametara na promenu vrednosti optičke efikasnosti i koeficijenta toplotnih gubitaka, a time i uticaj na energetske efikasnosti prijemnika sunčeve energije. Uticaj radnih parametara na energetske efikasnosti prijemnika sunčeve energije ispitivan je i eksperimentalno, čime je utvrđena zavisnosti energetske efikasnosti od promene radnih parametara.

Deseto poglavlje daje kritičku analizu dobijenih rezultata istraživanja sa objašnjenjima karakterističnih dijagrama i zaključcima iz analize na osnovu dobijenih rezultata.

U jedanaestom poglavlju dat je pregled najznačajnijih zaključaka i rezultata doktorske disertacije, naučni doprinos disertacije i potrebe za daljim istraživanjima.

U literaturi je dat pregled korištene literature tokom izrade doktorske disertacije.

## POPIS SLIKA

Slika 1.1.	Udeo solarnog sistema u pripremi tople sanitarne vode tokom 12 meseci.....	12
Slika 4.1.	Šematski prikaz delimičnog preseka i toplotna šema prosečnog ravnog PSE sa jednostrukim transparentom i tečnim radnim medijumom .....	21
Slika 4.2.	Optimalan ugao nagiba u mesecu za lokaciju Zrenjanin (prema PVGIS).....	28
Slika 4.3.	Ozračenost prijemne površine (prema PVGIS) .....	29
Slika 4.4.	Mesečna ozračenost površine nagnute pod uglom $30^{\circ}$ i temperatura vazduha za Zrenjanin ( $20^{\circ}23'$ istočne geografske dužine i $45^{\circ}23'$ severne geografske širine) (prema PVGIS).....	30
Slika 4.5.	Prosečna mesečna brzina vetra za Zrenjanin ( $20^{\circ}23'$ istočne geografske dužine i $45^{\circ}23'$ severne geografske širine) tokom godine (prema Meteonorm V7.0.228.) .....	31
Slika 4.6.	Zavisnost toplotnih gubitaka sa prednje strane za jedan tip prijemnika sa jednostrukim transparentom (Lambić 1998).....	32
Slika 4.7.	Zavisnost toplotnih gubitaka sa zadnje strane za jedan tip prijemnika sa jednostrukim transparentom i selektivnim slojem apsorbera (Lambić 1998).....	32
Slika 4.8.	Prosečna mesečna temperatura u Zrenjaninu ( $20^{\circ}23'$ istočne geografske dužine i $45^{\circ}23'$ severne geografske širine) tokom godine (prema Meteonorm V7.0.228.) .....	34
Slika 5.1.	Opšta šema instalacije za grejanje vode u zatvorenom primarnom sistemu sa prinudnom cirkulacijom vode .....	36
Slika 6.1.	Ravan prijemnik tipa cev - ploča čija je cev apsorbera u obliku serpentine.....	40
Slika 6.2.	Ravan prijemnik tipa cev - ploča čija je cev apsorbera u obliku cevnog registra .....	41
Slika 6.3.	Moguće konstrukcije cevi apsorbera.....	41
Slika 7.1.	Konstrukcija prijemnika sa apsorberom tipa registra .....	44
Slika 7.2.	Konstrukcija prijemnika sa apsorberskom cevi u obliku serpentine .....	44
Slika 7.3.	Zavisnost koeficijenta $F_R$ od $W/D$ (Zondag 2008).....	45
Slika 7.4.	Zavisnost faktora odvođenja toplote od prečnika cevi apsorbera (Myrna 1997).....	46
Slika 7.5.	Uporedni prikaz $F_R$ za apsorber tipa registra i apsorber čija je cev u obliku serpentine u zavisnosti od masenog protoka (Myrna 1997). 46	
Slika 7.6.	Konceptcija apsorbera sa cevima smeštenim ispod apsorbera.....	47
Slika 7.7.	Konceptcija apsorbera sa cevima smeštenim u ravni apsorbera.....	47
Slika 7.8.	Konceptcija apsorbera sa cevima smeštenim iznad apsorbera.....	48

Slika 7.9.	Maksimalne temperature apsorbera prijemnika Termosolar TS 300 N1 sa bakarnom apsorberskom cevi savijenom u obliku serpentine na lokaciji Zrenjanin (20°23' istočne geografske dužine i 45°23' severne geografske širine) postavljenim pod uglom od 30° i južno orijentisanom (T*SOL Pro 4.1, 2009) .....	49
Slika 7.10.	Dozračena Snaga sunčevog zračenja na jediničnu površinu prijemnika (na lokaciji Zrenjanin - 20°23' istočne geografske dužine i 45°23' severne geografske širine) postavljenim pod uglom od 30° i južno orijentisanom (prema Meteoronorm V7.0.228.) .....	50
Slika 7.11.	Apsorbovana količina toplotne energije tokom 2013 godine uz pomoć prijemniku TS 300 N1 u Zrenjaninu .....	50
Slika 7.12.	Zavisnost promene masenog protoka $\dot{m}$ od vremena za maksimalan dobitak korisne energije .....	51
Slika 7.13.	Raspored temperatura u prijemniku pri protoku od 10 [l/min] (Trier 2012) .....	53
Slika 7.14.	Zavisnost energetske efikasnosti od promene koeficijenta prenosa toplote (Dović 2013).....	54
Slika 7.15.	Pojednostavljen model prijemnika sa dve vertikalne apsorbera tipa registra (Dayan 1997) .....	57
Slika 7.16.	Pada pritiska kod apsorbera tipa registra (Furbo 2004) .....	59
Slika 7.17.	Pad pritiska kod apsorbera u obliku serpentine (Furbo 2004) .....	59
Slika 7.18.	Tip veze prijemnika u instalaciji .....	60
Slika 8.1.	Kriva energetske efikasnosti u zavisnosti od razlike radne temperature prijemnika i temperature okoline.....	62
Slika 8.2.	Dijagram efikasnosti ravnih pločastih prijemnika različitih konstruktivnih karakteristika .....	63
Slika 8.3.	Raspodela temperatura u međuprostoru između transparenta i apsorbera (Dović 2013) .....	64
Slika 8.4.	Raspodela temperatura na segmentu apsorbera (Dović 2013).....	64
Slika 8.5.	Raspodela temperatura u spoju cevi i apsorbera dobijenim laserskim zavarivanjem (Dović 2013).....	65
Slika 8.6.	Uporedni prikaz krivih efikasnosti 10 reprezentativnih tipova prijemnika.....	72
Slika 8.7.	Energetska efikasnost prijemnika sa različitim brojem transparentata .....	72
Slika 8.8.	Energetska efikasnost prijemnika različitih debljina transparentata	73
Slika 8.9.	Energetska efikasnost prijemnika različitih veličina prijemne površine .....	73
Slika 8.10.	Energetska efikasnost prijemnika sa apsorberskim pločama od različitih materijala .....	74
Slika 8.11.	Energetska efikasnost pločastog prijemnika (TIP 1) i prijemnika sa cevnom registrom od bakra .....	74

Slika 8.12.	Energetska efikasnost prijemnika sa različitim otporima provođenju toplote sa zadnje strane.....	75
Slika 8.13.	Energetska efikasnost prijemnika različite mase prijemnika po jedinici prijemne površine.....	76
Slika 8.14.	Promena koeficijenta $\eta_0$ u zavisnosti od tipa prijemnika .....	76
Slika 8.15.	Promena koeficijenta $a_1$ u zavisnosti od tipa prijemnika.....	77
Slika 9.1.	Konstruktivne karakteristike prijemnika sunčeve energije.....	81
Slika 9.2.	Izgled prijemnika termosolar TS 300 (Data Sheat ) .....	83
Slika 9.3.	Komponente i merni uređaji eksperimentalne solarne instalacije ...	84
Slika 9.4.	Monitoring solarne instalacije .....	87
Slika 9.5.	Zavisnost energetske efikasnosti od $\Delta T/G$ za različite veličine prijemnih površina .....	88
Slika 9.6.	Zavisnost koeficijenta $\eta_0$ od površine prijemnika A.....	89
Slika 9.7.	Zavisnost koeficijenta $a_1$ od površine prijemnika A.....	89
Slika 9.8.	Zavisnost energetske efikasnosti od $\Delta T/G$ za različit broj transparentata n .....	91
Slika 9.9.	Uticaj broja transparentata n na $\eta_0$ .....	92
Slika 9.10.	Uticaj broja transparentata n na $a_1$ .....	92
Slika 9.11.	Zavisnost energetske efikasnosti od $\Delta T/G$ za različita rastojanja između transparentata .....	93
Slika 9.12.	Zavisnost energetske efikasnosti od $\Delta T/G$ za različita rastojanja između transparenta i apsorbera .....	94
Slika 9.13.	Uticaj rastojanja od transparenta do apsorbera na $\eta_0$ .....	95
Slika 9.14.	Uticaj rastojanja od transparenta do apsorbera na $a_1$ .....	95
Slika 9.15.	Zavisnost energetske efikasnosti od $\Delta T/G$ za različite debljine i vrste materijala apsorbera .....	97
Slika 9.16.	Uticaj vrste materijala i debljine apsorberske ploče na $\eta_0$ .....	98
Slika 9.17.	Uticaj vrste materijala i debljine apsorberske ploče na $a_1$ .....	98
Slika 9.18.	Uticaj koeficijenta kondukcije materijala apsorbera na energetske efikasnost prijemnika sunčeve energije.....	99
Slika 9.19.	Uticaj koeficijenta kondukcije materijala apsorbera na $\eta_0$ .....	100
Slika 9.20.	Uticaj koeficijenta kondukcije materijala apsorbera na koeficijent $a_1$ .....	100
Slika 9.21.	Zavisnost energetske efikasnosti od $\Delta T/G$ za različit broj cevi apsorbera .....	101
Slika 9.22.	Uticaj broja cevi apsorbera na $\eta_0$ .....	103
Slika 9.23.	Uticaj broja cevi apsorbera na $a_1$ .....	103
Slika 9.24.	Uticaj prečnika cevi na toplotne gubitke - $Q_g$ i snagu pumpe - $P_p$ (Prasana 2010) .....	104
Slika 9.25.	Zavisnost energetske efikasnosti od $\Delta T/G$ za različite prečnike cevi apsorbera .....	105
Slika 9.26.	Uticaj prečnika cevi apsorbera na $\eta_0$ .....	106

Slika 9.27.	Uticao unutrašnjeg prečnika cevi apsorbera na $a_1$ pri debljini cevi od 1 [mm] .....	106
Slika 9.28.	Zavisnost energetske efikasnosti od $\Delta T/G$ za različite debljine cevi apsorbera .....	107
Slika 9.29.	Uticao debljine cevi apsorbera $\delta_c$ na $\eta_0$ .....	108
Slika 9.30.	Uticao debljine cevi apsorbera $\delta_c$ na $a_1$ .....	108
Slika 9.31.	Zavisnost energetske efikasnosti od $\Delta T/G$ za različite debljine izolacije .....	110
Slika 9.32.	Zavisnost $\eta_0$ od debljine izolacije .....	111
Slika 9.33.	Zavisnost $a_1$ od debljine izolacije .....	111
Slika 9.34.	Zavisnost energetske efikasnosti od $\Delta T/G$ za različite protoke radnog fluida.....	112
Slika 9.35.	Zavisnost $\eta_0$ od masenog protoka radnog fluida .....	113
Slika 9.36.	Zavisnost $a_1$ od masenog protoka radnog fluida.....	114
Slika 9.37.	Zavisnost efikasnosti od promene protoka.....	114
Slika 9.39.	Zavisnost energetske efikasnosti od $\Delta T/G$ za različite koncentracije propilen-glikola u vodi.....	116
Slika 9.40.	Zavisnost energetske efikasnosti od $\Delta T/G$ za različite koncentracije etilen-glikola u vodi.....	117
Slika 9.41.	Zavisnost energetske efikasnosti od $\Delta T/G$ za vodu kao radni fluid	118
Slika 9.42.	Uticao vrste fluida na $\eta_0$ prijemnika sunčeve energije .....	118
Slika 9.43.	Uticao vrste fluida na koeficijent $a_1$ prijemnika sunčeve energije.....	119
Slika 9.44.	Zavisnost efikasnosti od temperature okoline .....	120

## POPIS TABELA

Tabela 6.1.	Maksimalne temperature različitih tipova konstrukcije ravnih prijemnika.....	38
Tabela 6.2.	Koeficijenti provođenja toplote za neke metale i legure koji se koriste za izradu apsorbera (Lambić 1999) .....	39
Tabela 8.1.	Krive efikasnosti analiziranih tipova prijemnika sunčeve energije ..	71
Tabela 9.1.	Konstruktivne karakteristike prijemnika.....	82
Tabela 9.2.	Klimatski parametri .....	82
Tabela 9.3.	Položaj prijemnika .....	82
Tabela 9.4.	Radni parametri.....	83
Tabela 9.5.	Tehničke karakteristike prijemnika TS 300 .....	85
Tabela 9.6.	Položaj prijemnika.....	86
Tabela 9.7.	Radni parametri.....	86

## NOMENKLATURA

$A_k$	- površina prijemnika [ $m^2$ ]
$a$	- polovina širine spoja apsorbera i apsorberske cevi [ $m$ ]
$a_1$	- koeficijent toplotnih gubitaka [ $W/m^2K$ ]
$a_2$	- koeficijent toplotnih gubitaka [ $W/m^2K$ ]
$b$	- debljina spoja apsorbera i apsorberske cevi [ $m$ ]
$c_1$	- konstanta [-]
$C$	- specifičan toplotni kapacitet [ $J/kgK$ ]
$C_{sp}$	- toplotna provodljivost spoja cevi i apsorbera [ $W/mK$ ]
$C_b$	- toplotna provodljivost sastava ploče i cevi [ $W/mK$ ]
$C_p$	- specifičan toplotni kapacitet pri konstantnom pritisku [ $J/kgK$ ]
$d_{aps}$	- debljina apsorbera [ $m$ ]
$D$	- prečnik cevi apsorbera [ $m$ ]
$D_u$	- unutrašnji prečnik cevi apsorbera [ $m$ ]
$F'$	- efektivnost apsorbera [-]
$F_R$	- koeficijent odvođenja toplote iz prijemnika [-]
$F$	- efektivnost rebra apsorbera [-]
$f$	- koeficijent trenja [-]
$G_r$	- Grashofov broj [-]
$G$	- snaga sunčevog zračenja [ $W/m^2$ ]
$h_k$	- koeficijent toplotnih gubitaka kroz termičku izolaciju postavljenu sa zadnje strane apsorbera [ $W/m^2K$ ]
$h_w$	- koeficijent prenosa – gubitaka toplote konvekcijom usled strujanja vazduha [ $W/m^2K$ ]
$h_i$	- koeficijent prenosa toplote konvekcijom u cevi [ $W/m^2K$ ]
$h_{r,a-s}$	- koeficijent prenosa toplote radijacijom sa apsorbera na staklo [ $W/m^2K$ ]
$h_{c-f}$	- koeficijent prenosa sa cevi na fluid [ $W/m^2K$ ]
$h_{r,s-n}$	- koeficijent prenosa toplote radijacijom sa transparenta ka nebu [ $W/m^2K$ ]
$H$	- ukupna ozračenost horizontalne površine [ $J/m^2$ ]
$G_d$	- difuzno Sunčevo zračenje na prijemnik postavljen pod uglom [ $W/m^2$ ]
$G_b$	- direktno Sunčevo zračenje na prijemnik postavljen pod uglom [ $W/m^2$ ]
$G_r$	- reflektovano sunčevo zračenje na prijemnik postavljen pod uglom [ $W/m^2$ ]
$l_{ta}$	- rastojanje između transparenta i apsorbera [ $m$ ]
$L_c$	- dužina cevi apsorbera [ $m$ ]



---

$L_u$	- ukupna dužina cevi [m]
$\dot{m}$	- maseni protok radnog fluida [kg/s]
$N_u$	- Nusretov broj [-]
$n$	- broj transparentata [-]
$\Delta p$	- pad pritiska [Pa]
$p$	- Pritisak [Pa]
$Pr$	- Prandltov broj [-]
$q_k$	- korisna toplota prijemnika [W/m <sup>2</sup> ]
$q_d$	- specifičan toplotni gubitak - sa donje strane [W/m <sup>2</sup> ]
$q_g$	- specifičan toplotni gubitak - sa gornje prijemne strane prijemnika sunčeve energije [W/m <sup>2</sup> ]
$q$	- ukupni specifični toplotni gubici prijemnika sunčeve energije [W/m <sup>2</sup> ]
$Q_a$	- apsorbovana toplota [J]
$Q_g$	- toplotni gubici [J]
$Q_{kor}$	- korisna toplota predata potrošaču [J]
$T_{f,m}$	- srednja temperatura radnog fluida [K]
$T_a$	- temperatura apsorbera [K]
$T_{f,i}$	- temperatura fluida na izlazu iz apsorbera [K]
$T_{f,u}$	- temperatura fluida na ulazu u apsorber [K]
$T_n$	- temperatura neba [K]
$T_o$	- temperatura okoline [K]
$T_k$	- temperatura površine kućišta [K]
$T_s$	- temperatura stakla [K]
$\Delta T$	- razlika srednje temperature fluida i temperature okoline [K]
$U_b$	- koeficijent ukupnih gubitaka toplote sa bočne strana prijemnika [W/m <sup>2</sup> K]
$U_t$	- koeficijent ukupnih gubitaka toplote sa prednje strane prijemnika [W/m <sup>2</sup> K]
$U_r$	- ukupni koeficijent gubitaka toplote sa zadnje strane prijemnika [W/m <sup>2</sup> K]
$U$	- koeficijent toplotnih gubitaka sa apsorbera u okolinu [W/m <sup>2</sup> K]
$U_0$	- koeficijent toplotnih gubitaka sa radnog fluida u okolinu [W/m <sup>2</sup> K]
$\dot{v}$	- zapreminski protok [m <sup>3</sup> /s]
$v$	- brzina fluida [m/s]
$w$	- brzina strujanja vazduha [m/s]
$W$	- rastojanje između dve cevi apsorbera [m]

## Grčki simboli

$\alpha$	-	apsorptivna karakteristika apsorbera [-]
$\alpha$	-	koeficijent konvekcije [-]
$\beta$	-	ugao postavljanja prijemnika [-]
$\beta$	-	koeficijent širenja [ $K^{-1}$ ]
$\delta_{ii}$	-	debljina sloja termičke izolacije [m]
$\varepsilon_a$	-	koeficijent apsorpcije površine apsorbera [-]
$\varepsilon_s$	-	koeficijent emisije površine apsorbera [-]
$\varepsilon_k$	-	koeficijent emisije materijala – površine kućišta [-]
$\eta$	-	energetska efikasnost prijemnika [-]
$\eta_0$	-	optička efikasnost [-]
$\lambda_{sp}$	-	koeficijent provođenja toplote materijala spoja [W/mK]
$\lambda_f$	-	koeficijent kondukcije radnog fluida [W/mK]
$\lambda$	-	koeficijent kondukcije [W/mK]
$\nu$	-	kinematska viskoznost [ $m^2/s$ ]
$\rho$	-	gustina radnog fluida [ $kg/m^3$ ]
$\rho_w$	-	gustina vode [ $kg/m^3$ ]
$\sigma$	-	Štefan-Bolcmanova konstanta [ $J/sm^2K^4$ ]
$\tau$	-	transmitivna karakteristika transparenta [-]

## 1. UVOD

Potrošnja energije konstantno raste. Povećava se zavisnost od fosilnih goriva iz uvoza, što se negativno odražava na sigurnost u snabdevanju energentima. Povećana potrošnja fosilnih goriva ima za posledicu i negativan uticaj na ekologiju. Neophodno je smanjenje emisije ugljen-dioksida i usporavanja procesa globalnog zagrevanja.

Podizanjem energetske efikasnosti poboljšava se sigurnost snabdevanja energijom, smanjuje siromaštvo i poboljšava kvalitet života. Isto tako, energetska efikasnost se pokazala kao svrsishodan način da se smanje efekti industrijskog razvoja na životnu sredinu.

U budućnosti će snabdevanje i potrošnje energije u Evropi morati značajnije i u većoj meri nego što je to bio slučaj do sada da se fokusira na korišćenje obnovljivih izvora i na energetske efikasnije metode. Na ovaj način bi se zaustavilo iscrpljivanje prirodnih resursa, sprečile bi se klimatske promene i obezbedio bi se privredni i društveni rast (Opačić 2014).

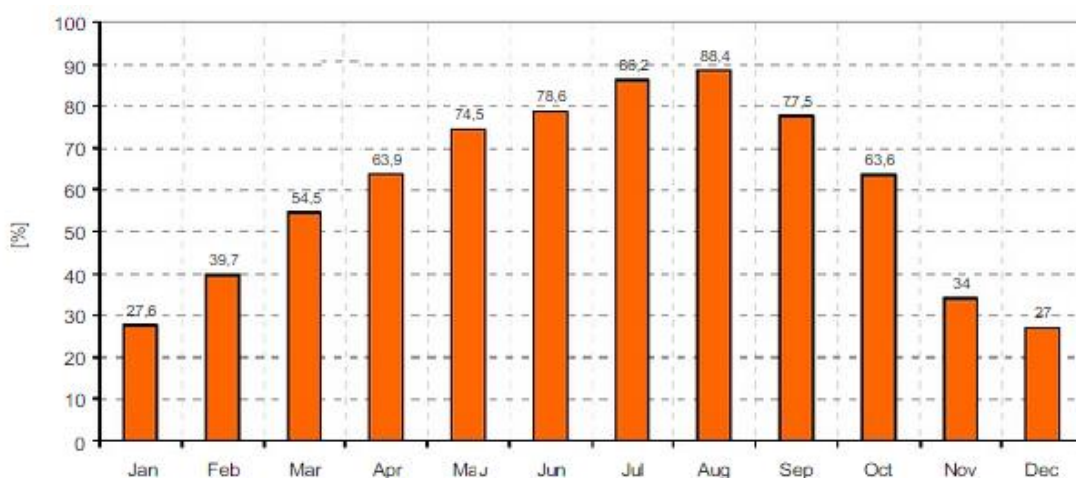
Polovina potrošene energije u Evropi danas potiče od fosilnih goriva iz uvoza. Na osnovu dosadašnjih trendova, više od trećine energije namenjene evropskoj potrošnji, do 2030. godine će se obezbeđivati uvozom iz zemalja van Evropske unije. Takođe, fosilna goriva koja se koriste u energetske i transportnom sektoru, glavni su zagađivači i uzročnici povećanja emisije ugljen-dioksida u atmosferu a upravo ovaj gas se smatra gasom odgovornim za efekat "staklene bašte" i klimatske promene.

Činjenica je da je uticaj povećane proizvodnje i potrošnje energije iz obnovljivih izvora na ekologiju znatno manji u odnosu na uticaj povećanog snabdevanja i potrošnje energije iz konvencionalnih izvora. Dakle, obnovljivi izvori energije su obećavajuće alternativno rešenje jer su čisti i ekološki bezbedni.

Sunčeva energija predstavlja obnovljiv resurs koji je na raspolaganju za korišćenje i supstituciju značajnih količina konvencionalnih energetske oblika. Njeno ograničeno korišćenje je uzrokovano tehnološkim i ekonomskim problemima. To je ogroman energetske izvor kojim se mogu zadovoljiti energetske potrebe za veoma dugo vreme. Sunčeva energija koja dospeva na površinu Zemlje u toku samo 6 časova dovoljna je da zadovolji sve svetske potrebe na godišnjem nivou.

Ekološki gledano, solarna energija je čista energija čije energetske tehnologije u primeni ne zagađuju životnu sredinu. Ona predstavlja resurs sa kojim raspolaže svaka država bez uvozne zavisnosti. Prosečno sunčevo zračenje u Republici Srbiji je prema podacima Ministarstva energetike za oko 40% veće od evropskog proseka i iznosi oko 1400 [kWh/m<sup>2</sup>]. Oko 0,64 [Mten] godišnje tj. oko 16,7% ukupnog potencijala obnovljivih izvora energije u Srbiji nalazi se u iskorišćenju sunčevog zračenja. Najveći potencijal za korišćenje solarne energije imaju gradovi u južnom delu Srbije. Procena ukupnog potencijala za uštedu u Srbiji je zasnovana na korišćenju sunčeve energije za zagrevanje vode i na podatku da u Srbiji ima 2,65

miliona stambenih jedinica. Ako bi se na svaku stambenu jedinicu postavilo po 4 [m<sup>2</sup>] prijemnika sunčeve energije, uštedelo bi se oko 7420 [GWh] električne energije godišnje, čija je vrednost oko 370 miliona evra. Nezvanični podaci govore da se u Srbiji godišnje ugradi oko 15000 [m<sup>2</sup>] prijemnika sunčeve toplote, što je prilično malo i može se zaključiti da je naš solarni potencijal u velikoj meri neiskorišćen (Miloradović 2008). Računa se da su troškovi grejanja i zagrevanja sanitarne vode veći od 60% od ukupnih energetske troškova pojedinog domaćinstva. Sunčevom energijom je moguće pokriti 59% godišnjih potreba energije za grejanje vode, primenom odgovarajuće dimenzionisanih solarnih instalacija (Todorović 2010). Posebno je značajno što se postrojenja za korišćenje sunčeve energije mogu graditi u neposrednoj blizini potrošača - bez značajnijih ulaganja u infrastrukturu.



Slika 1.1. Udeo solarnog sistema u pripremi tople sanitarne vode tokom 12 meseci

Toplotni prijemnici sunčeve energije su uređaji za transformaciju energije Sunčevog zračenja u toplotu koji su sa tehničkog, tehnološkog i ekonomskog aspekta veoma jednostavni i pogodni za široku upotrebu. Jednostavne su konstrukcije i ne zahtevaju posebno održavanje. Predstavljaju ključni element solarnih energetske instalacija koji se koriste uglavnom za grejanje sanitarne ili tehnološke vode, u poljoprivredi pri sušenju različitih poljoprivrednih proizvoda, za grejanje prostora i u drugim toplotnim procesima u kojima se radne temperature kreću do 100 [°C].

Dizajn prijemnika sunčeve energije je decenijama unazad usmeren uglavnom na maksimiziranje energetske efikasnosti uz minimizaciju troškova proizvodnje. U tom cilju je razvijeno više desetina različitih tipova prijemnika sunčeve energije različitih konstruktivnih karakteristika od kojih je najjednostavniji ravan prijemnik sunčeve energije (PSE) koji se najčešće i nalazi u komercijalnoj primeni.

## 2. METODOLOŠKI KONCEPT

### 2.1. Problem istraživanja

Danas u praksi nalaze primenu brojna komercijalna rešenja ravnih toplotnih prijemnika sunčeve energije koja se manje ili više razlikuju po konstrukciji, a time i po karakteristikama radnih parametara, odnosno po njihovoj energetskej efikasnosti. Poseban problem predstavljaju eksploatacione karakteristike ovih razlikih konstrukcionih koncepcija prijemnika sunčeve energije jer su u suštini koncipirane za opštu namenu u širokom dijapazonu lokacija, namene a time i radnih odnosno eksploatacionih parametara.

Drugi problem je vezan za usklađivanje razlikih karakteristika postojećih tipova prijemnika sunčeve energije potrebama potrošača, pri čemu je u realnim i dinamičkim uslovima insolacionog dejstva i parametara rada potrošača, moguće obezbediti najvišu efikasnost za solarni prijemnik za date uslove (u sistemu solarni prijemnik - potrošač).

U praksi je sve prisutnija primena ravnih toplotnih prijemnika sunčeve energije koji se koriste za grejanje sanitarne vode i za zagrevanje prostora. Opšta problematika vezana za ovakve sisteme bazira se na nedovoljnoj definisanosti sa aspekta pogodnijih konstruktivnih i radnih parametara sa aspekta energetske efikasnosti, eksploatacione zahteve i pogodnosti primene.

Istraživanja pomenute problematike su vrlo kompleksna, zbog čega u stručnoj i naučnoj literaturi ne postoji validan matematički model koji će prezentovati uticajne faktore i parametre energetske efikasnosti i posledično tehničku opravdanost primene razlikih konstrukcija prijemnika sunčeve energije u dinamičkim uslovima rada.

### 2.2. Predmet istraživanja

Predmet istraživanja su toplotni prijemnici sunčevog zračenja kod kojih se energija Sunčevog zračenja direktno transformiše u toplotu. Oni su danas tehnički, tehnološki i ekonomski najjednostavniji i najprimenljiviji za široku upotrebu.

U njima se ostvaruju radne temperature do 100 [°C] (pri tzv. "praznom hodu" - i do maksimalno 180 [°C]). Pri tome se toplota odvodi od PSE radnim medijumom - vodom ili nekom drugom tečnošću izrađenoj na bazi "antifrizna" (radni medijum) - i predaje potrošaču - direktno ili indirektno preko razmenjivača toplote i grejnih tela.

Nižetemperaturni prijemnici Sunčeve energije zasnivaju se na koncepciji koja omogućuje njihovu aplikaciju na različite objekte i na različite noseće konstrukcije. Zbog toga se tehnički izvode kao zasebne celine u čiji sklop ulaze neophodni

elementi kao što su: transparent, apsorber, termička izolacija i odgovarajuće kućište koje hidroizoluje unutrašnjost PSE od dejstva spoljne sredine. Na kućištu se nalaze cevi ili kanalski priključci za dotok (rashlađenog) i odvod (zagrejanog) radnog medijuma i - u zavisnosti od tipa konstrukcije i proizvođača - priključci za nesmetanu aplikaciju prijemnika na odgovarajuću konstrukciju.

Prema konstruktivnoj koncepciji ovaj tip prijemnika služi za primenu kod aktivnih sistema grejanja Sunčevom energijom koji se naješće izvode kao posebne jedinice, određene jedinične površine, koje se postavljaju na posebne noseće konstrukcije ili aplikuju direktno na grejani objekat.

Konstruktivna koncepcija uglavnom određuje njihovu energetska efikasnost. Međutim, efikasnost takođe zavisi od klimatskih parametara, lokacije na kojoj je postavljen prijemnik, njegovog položaja i radnih karakteristika radnog fluida kojim se apsorbovana energije odvodi krajnjem korisniku.

### **2.3. Cilj istraživanja**

Teorijsko istraživanje ima za cilj matematičko definisanje efikasnosti PSE i utvrđivanje parametara koji utiču na podizanje efikasnosti PSE.

Analiza postojećih konstruktivnih rešenja različitih proizvođača tipskih konstrukcija ima za cilj definisanje najuticajnijih parametara konstrukcije na promenu efikasnosti prijemnika.

Planiranim istraživanjem u okviru disertacije (simulacijom i eksperimentom) će biti ispitan uticaj konstruktivnih i radnih parametara na energetska efikasnost prijemnika sunčeve energije. Cilj ovog istraživanja je utvrđivanje ključnih uticajnih parametara na energetska efikasnost i razvijanje modela za ocenu povećanja energetske efikasnosti PSE u dinamičkim uslovima rada.

Sporedni ciljevi su:

Podizanjem energetske efikasnosti toplotnih prijemnika:

- povećao bi se procenat supstitucije konvencionalnih izvora energije solarnom energijom,
- smanjila bi se emisija štetnih gasova u životnu sredinu a time dolazi i do smanjenje efekta staklene bašte i klimatskih promena,
- smanjila bi se energetska zavisnost zemalja u svetu,
- primena ovakvih instalacija za zagrevanje sanitarne potrošne vode bila bi ekonomski prihvatljivija, te bi na tržištu porasla potražnja za njima.
- porast potražnje uticao bi na razvoj tehnologije za proizvodnju PSE i na zapošljavanje stanovništva.

## **2.4. Hipoteza**

Energetska, odnosno termodinamička efikasnost prijemnika sunčeve energije određene konstrukcije je promenljiva karakteristika i kreće se od 0 ka maksimalnoj – nultoj efikasnosti. Zavisí od gustine sunčevog zračenja, temperature radnog medijuma, temperature okoline i protoka. Predpostavka je, da je za dati trenutak, moguće ostvariti najvišu moguću efikasnost kod konkretnog prijemnika sunčeve energije.

Realna predpostavka je da se usklađivanjem realnih i eksploatacionih karakteristika prijemnika sunčeve enrgije u dinamičkim uslovima rada sa realnim i dinamičkim karakteristikama potreba potrošača – može obezbediti viša energetska efikasnost u datim okolnostima.

## **2.5. Metode istraživanja**

U disertaciji su kombinovane teorijske, simulacione i eksperimentalne metode u cilju razvoja novog originalnog modela za ocenu povećanja energetske efikasnosti ravnih prijemnika sunčeve energije.

### 3. PREGLED DOSADAŠNJIH ISTRAŽIVANJA PREDMETNE PROBLEMATIKE

Ravni niskotemperaturni prijemnici sunčeve energije koji se danas sve više koriste u savremenim instalacijama za zagrevanje potrošne vode nisu se značajno menjali poslednjih dvadesetak godina. Smatra se da ovi prijemnici imaju relativno visoke toplotne gubitke. Ispitivanja koja su sprovedena u dosadašnjim istraživanjima imala su za cilj da smanje toplotne gubitke i povećaju energetske efikasnost.

Dafi<sup>1</sup> i Bekman (1974) su sačinili fundamentalnu metodologiju analize solarnih prijemnika koja je kasnije citirana u brojnim naučnim radovima. Dali su matematički model za izračunavanje energetske efikasnosti prijemnika sunčeve energije kao i parametre koji utiču na efikasnost prijemnika. Izraz za izračunavanje energetskog bilansa PSE dali su Kreider i Kreith<sup>2</sup> (1985). Beckman, Klein i Duffie<sup>3</sup> (1991) su na osnovu brojnih kompjuterskih simulacija, eksperimenata i praktičnih iskustava dali preporuke vezane za konstruktivne karakteristike i radne parametre PSE. Thevenard, Haddad i Purdy<sup>4</sup> (2004) su diskutovali primenljivost "severnoameričkog" i "evropskog" matematičkog modela koji se koriste za izračunavanje efikasnosti prijemnika i karakteristične ulazne parametre na kojima baziraju.

U poslednjih nekoliko decenija izvršena su brojna teorijska i eksperimentalna ispitivanja PSE sa ciljem definisanja optimalnih konstruktivnih karakteristika i radnih performansi. Ispitivanjem efikasnosti različitih tipova prijemnika u svojim istraživanjima bavio se Amrutkar, Ghodke i Patil (2012)<sup>5</sup>. Zhang i Lavan<sup>6</sup> (1985) su analizirali efikasnost prenosa toplote kod prijemnika čije su cevi apsorbere postavljene u obliku serpentine u instalacijama sa niskim protokom. Zombolin i Col<sup>7</sup> (2010) i Budihardjo i Morrison<sup>8</sup> (2009) su sprovodili studije da bi procenili i uporedili termalne performanse ravnih i vakuumskih prijemnika sunčeve energije.

<sup>1</sup> Duffie J. A., Beckman W. A.: Solar Energy Thermal Processes, John Wiley and Sons, New York, 1974.

<sup>2</sup> Kreider, J. F. M. and Kreith, F., Solar energy handbook, Mc Graw - Hill Book Comp., New York, 1985.

<sup>3</sup> Beckman W. A., Klein S. A., Duffie J. A., Solar heating design, John Wiley & Sons, New York, 1991.

<sup>4</sup> Thevenard D., Haddad K., and J. Purdy, Development of a new solar collector model in ESP-R, Canadian Solar Buildings Conference, Montreal, August 20-24, 2004.

<sup>5</sup> Amrutkar S. K. , Ghodke S., Patil K. N., Solar Flat Plate Collector Analysis, IOSR Journal of Engineering (IOSRJEN) ISSN, 2250 3021, Vol. 2, Issue 2, 207-213, 2012.

<sup>6</sup> Zhang, H. and Lavan, Z., Thermal Performance of a Serpentine Absorber Plate, Solar Energy, Vol. 34, p.175-177, 1985.

<sup>7</sup> Zombolin, E., Del Col, D., 2010. Experimental analysis of thermal performance of flat plate and evacuated tube solar collectors in stationary standard and daily conditions. Solar Energy 84, 1382-1396.

<sup>8</sup> Budihardjo, I., Morrison, G.L., 2009. Performance of water-in-glass evacuated tube solar water heaters. Solar Energy 83, 49-56.



Sopian, Syahri, Abdullah, Othman i Yatim<sup>9</sup> (2004) su vršili eksperimentalna ispitivanja performansi prijemnika napravljenog od polimernih materijala uporedo sa klasičnim prijemnikom sunčeve energije. Cadafalch<sup>10</sup> (2009) je razvio jednodimenzionalni numerički model koji omogućava analizu različitih konfiguracija i komponenti, kao što su višestruko zastakljivanje, izolacija, površinski slojevi i mogućnost akumulacija energije.

Smanjena efikasnost usled gubitaka toplote konvekcijom između apsorbera i transparentne pokrivke . kod visokih radnih temperatura fluida U cilju otklanjanja ovog nedostatka vršena su mnoga istraživanja od kojih su Hollands<sup>11</sup> (1976) i Vhiller<sup>12</sup> (2009) izučavali efikasnost prenosa toplote konvekcijom kada je u međuprostoru između transparenta i apsorbera vazduh. Beikircher<sup>13</sup> (1995), Foste<sup>14</sup> (2010) i Vastlund<sup>15</sup> (2009) izučavali mogućnost primene različitih gasova sa višim molekulskim težinama od vazduha u međuprostoru između transparenta i apsorbera a Kaushika i Sumathi<sup>16</sup> (2003) i Rommel i Vagner<sup>17</sup> (1992) su izučavali mogućnost da u međuprostoru bude vakuum, radi smanjenja gubitaka toplote konvekcijom. Gomes i Fico<sup>18</sup> (2004) su ispitivali mogućnost smanjenja toplotnih gubitaka postavljanjem dodatne transparentne pokrivke. Bhatt, Gaderia i Channiwala<sup>19</sup> (2011) su identifikovali gubitke sa prednje prijemne strane kao najznačajnije gubitke koji imaju veliki uticaj na energetske efikasnost ravnih prijemnika. Eksperimentalno su ispitivali uticaj veličine toplotnih gubitaka sa prednje prijemne strane prijemnika na energetske efikasnost.

U cilju povećanja energetske efikasnosti vršeno je prevlačenje površine apsorbera sredstvima koja imaju visok koeficijent apsorpcije i nizak koeficijent emisije dugotalasnog zračenja, nanošeni su selektivni slojevi, postavljana su

- 
- <sup>9</sup> Sopian K., Syahri M., Abdullah S., Othman M. Y. and B. Yatim, Performance of a nonmetallic unglazed solar water heater with integrated storage system, Vol 29, 14211430, 2004.
  - <sup>10</sup> Cadafalch, J., A detailed numerical model for flat-plate solar thermal devices. Solar Energy 83, 2157–2164, 2009.
  - <sup>11</sup> Hollands, K.G.T., Unny, T.E., Raithby, G.D., Konicek, L., 1976. Free convective heat transfer across inclined air layers. Journal of Heat Transfer-Transactions of the ASME 2, 189–193.
  - <sup>12</sup> Viller, N.M., López, J.M.C., Munoz, F.D., Numerical 3-D heat flux simulations on flat plate solar collectors. Solar Energy 93, 1086–1092. 2009.
  - <sup>13</sup> Beikircher. T, Benz, N., Spirkl, W., 1995. Gas heat conduction in evacuated flat-plate solar collectors: analysis and reduction. Solar Energy Engineering 117, 229–235.
  - <sup>14</sup> Föste, S., Limprecht, F., Tiedemann, N., Rockendorf, G., 2010. Heat losses of highly efficient flat plate collectors with a selectively coated double glazing. EUROSUN Graz, Austria.
  - <sup>15</sup> Vastlund, J., Rönnelid, M., Dalenbäck, J.O., 2009. Thermal performance of gas-filled flat plate solar collectors. Solar Energy 83, 896–904.
  - <sup>16</sup> Kaushika, N.D., Sumathy, K., 2003. Solar transparent insulation materials: a review. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 7 (4), 317-351.
  - <sup>17</sup> Rommel, M., Wagner, A., 1992. Application of transparent insulation materials in improved flatplate collectors and integrated collector storages. Solar Energy 49 (5), 371–380.
  - <sup>18</sup> Gomes D.G., N. Fico N., Experimental study of energy loss in solar energy collectors, Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos, SP, Brazil, Journal of Solar Energy Engineering Volume 126, 1101-1105, 2004.
  - <sup>19</sup> Bhatt M. K., Gaderia S. N. and S. A. Channiwala, Experimental Investigations on Top Loss Coefficients of Solar Flat Plate Collector at Different Tilt Angle, World Academy of Science, Engineering and Technology 79, 432-436, 2011.

ogledala sa zadnje strane apsorberskih cevi kao i anti - reflektujuće folije. Garg<sup>20</sup> (1987) je teorijski razmatrao optičke karakteristike PSE različitih proizvođača.

Kreith i Kreider<sup>21</sup> (1979) su u okviru fundamentalnih razmatranja mehanike fluida kod solarnih instalacija dali izraz za izračunavanje energetskog bilansa u kom je maseni protok konstantan. U okviru eksperimentalnih ispitivanja, dat je izraz za izračunavanje trenutne efikasnosti PSE. U preporučenom NBS standardnom metodu za testiranje PSE kod izraza za izračunavanje energetske efikasnosti, maseni protok je konstantan. Kreider i Kreith<sup>22</sup>(1985), su u svojim istraživanjima razmatrali koeficijent odvođenja toplote iz prijemnika koji zavisi i od masenog protoka radnog fluida. ASSA<sup>23</sup> prikazuje krivu zavisnosti energetske efikasnosti od  $(T_m - T_o)/G$ , izveden je matematički model energetske efikasnosti i data grafička zavisnost  $\eta_0$  od  $k$  za različite temperature i nagibe PSE. Dat je izraz za izračunavanje količine toplote koja se prenosi radnim fluidom a koja zavisi od masenog protoka. Vrednost masenog protoka je konstantna tokom testiranja PSE. Zavisnosti energetske efikasnosti od masenog protoka radnog fluida za različite iznose snage sunčevog zračenja u svojim istraživanjima teorijski je razmatrao Lambić<sup>24</sup> (1991). Abdul-Jabbar i Khalifa<sup>25</sup> (1998) je ispitivao uticaj prirodne i prinudne cirkulacije radnog fluida na trenutnu efikasnost PSE. Weitbrecht, Lehmann i Richter<sup>26</sup> (2002) su u uslovima laminarnog strujanja fluida kroz prijemnik eksperimentalno ispitivali protok i pritisak radnog fluida u svakoj grani ravnog prijemnika s ciljem da utvrde odnos između razvodnih gubitaka i Rejnoldsovog broja. Lambić<sup>27</sup> (1992) je prikazao opšti matematički model pada energetske efikasnosti usled pada masenog protoka. Majed, Mohsen i Maher<sup>28</sup> (2009) su razvili model za regulisanje protoka radnog fluida u cilju smanjenja temperature transparenta i povećanja energetska efikasnosti prijemnika. Analizom problema prenosa toplote kod ravnih toplotnih prijemnika sunčeve energije sa niskim protocima radnog fluida bavio se Gogl<sup>29</sup> (1993). Efikasnost ravnih toplotnih

---

<sup>20</sup> Garg H.P., *Advances in Solar Energy Technology*, D. Reidel Publishing Company, 1987.

<sup>21</sup> Kreith, F. , Kreider, Jan F., *SOLAR ENERGY HANDBOOK*, Mc Graw-Hill Book Comp., New York, 1981.

<sup>22</sup> Kreider, J. F. M. and Kreith, F., *Solar energy hanbook*, Mc Graw - Hill Book Comp., New York, 1985.

<sup>23</sup> ASSA, *Solar Heizungssysteme 1980*, Bericht, herausgegeben von der Osterreichischen Gesellschaft fur Sonnenenergie und Weltraumfragen (ASSA), Wien, 1980.

<sup>24</sup> Lambić, M., *Termoenergetika prijemnika suneve energije*, Tehnika knjiga, Beograd, 1991.

<sup>25</sup> Abdul-Jabbar N. Khalifa, *Forced versus natural circulation solar water heaters: A comparative performance study*, *Renewable Energy*, Vol. 14, No 1-4, 1998, s 77-82.

<sup>26</sup> Weitbrecht V., Lehmann D.and Richter A., *Flow distribution in solar collectors with laminar flow conditions* *Solar Energy* Vol. 73, 433-441, 2002.

<sup>27</sup> Lambić, M., *Priručnik za solarno grejanje*, Naučna knjiga, Beograd, 1992.

<sup>28</sup> Majed B. A., Mohsen B. A., Maher C., *A dynamic model of hybrid photovoltaic/thermal panel*, *International Renewable Energy Congress* November 5-7, 2009 - Sousse Tunisia.

<sup>29</sup> Gogl W., Jaworski A., *Low mass flow rate in flat-plate liquid heating solar collectors*, *Biuletyn informacyjny instytutu techniki cieplnej politechniki w arszawskiej*, No 78, 1993.

prijemnika sunčeve energije sa niskim protocima radnog fluida ispitivali su Marna<sup>30</sup> (1997) i Massaguer<sup>31</sup> (2014).

Eisenmann, Vajen i Ackermann<sup>32</sup> (2004) su proučavali ulogu materijalnih ušteta kroz mogućnost smanjenja količine upotrebljenog materijala, zbog masovne proizvodnje prijemnika sunčeve energije i ograničenih resursa bakra.

Pekez, Lambić i Stojadinović<sup>33</sup> (2013) su dali pregled materijala koji se koriste za proizvodnju apsorbera kod ravnih prijemnika sunčeve toplote. Takođe su definisli fizičke karakteristike materijala, njihove prednosti i nedostake u odnosu na druge materijale.

Lambić i Pekez<sup>34</sup> (2005) su istraživali mogućnost povećanja energetske karakteristike monitoringom i upravljanjem. Eksperimentalnim merenjem su utvrdili da se energetska efikasnost može povećati boljom regulacijom masenog protoka radnog fluida.

Lambić<sup>35</sup> (1994) je teorijski razmatrao zavisnosti promene ulazne i izlazne temperature radnog fluida od promene masenog protoka za različite vrednosti toplotnog fluksa, kao i za različite vrednosti snage globalnog sunčevog zračenja na jediničnu površinu PSE.

Pekez, Lambić i Grbić<sup>36</sup> (2006) su ispitivali uticaj brzine vetra na promenu koeficijenta toplotnih gubitaka i uticaj snage sunčevog zračenja na promenu radnih temperatura.

Cruickshank i Harrison<sup>37</sup> (2004) su ispitivali mogućnost skladištenja energije kod niskotemperaturnih toplotnih prijemnika sunčeve energije.

Govind, Kulkarni, Shireesh, Kedare i Bandyopadhyay<sup>38</sup> (2007) su razvili model za optimizaciju prostora i dizajna PSE.

Nakon pregleda teorijskih i eksperimentalnih istraživanja može se zaključiti:

- da su ispitivanja vršena radi povećanja energetske efikasnosti prijemnika sunčeve energije što potvrđuje aktuelnost problematike na globalnom nivou,

<sup>30</sup> Marna D., High performance in low-flow solar domestic hot water systems, Master of science mechanical engineering, University of Wisconsin-Madison, 1997.

<sup>31</sup> Massaguer E., Montoro L., Massaguer A., Deltell A., Lorenz S., Study of the influence of hot water consumption pattern on SHW systems under solar Spanish regulation compliance using TRNSYS, International Conference on Renewable Energies and Power Quality (ICREPPQ'14), Cordoba (Spain), ISSN 2172-038 X, 8th to 10th April, 2014.

<sup>32</sup> Eisenmann, W., Vajen, K., Ackermann, H., 2004. On the correlations between collector efficiency factor and material content of parallel flow flat-plate solar collectors. *Solar Energy* 76, 381–387.

<sup>33</sup> Pekez, J., Lambić, M., Stojadinović, S., Materials for Flat Plat Solar Colectors, *Metalurgia International*, Vol 18, No 2, 77-80, 2013, ISSN 1582-2214.

<sup>34</sup> Lambić M., Pekez J., Upporedne karakteristike cevnog i panelnog vakuum kolektora, *Energetske tehnologije*, Vol 1, No 2, 42-45, 2004, ISSN 1451-9070.

<sup>35</sup> Lambić M.; Tolmač D., Tehnička termodinamika, TF «Mihajlo Pupin», Zrenjanin, 1997.

<sup>36</sup> Pekez, J., Lambić, M., Grbić N., Upporedni pokazatelji uticajnih parametara na energetske efikasnost solarnih kolektora, *Energetske tehnologije*, Vol 3, No 1-2, 6-8, 2006, ISSN 1451-9070.

<sup>37</sup> Cruickshank C. Harrison S., Analysis of a Modular Thermal Storage for Solar Heating Systems, Canadian Solar Buildings Conference Montreal, August 20-24, 2004.

<sup>38</sup> Govind N. Kulkarni, Shireesh B. Kedare, Santanu Bandyopadhyay, Determination of design space and optimization of solar water heating systems, *Solar Energy*, Vol. 81, No 8, August 2007, 958–968.

- da su istraživanja bila usmerena na iznalaženje novih, efikasnijih, konstruktivnih rešenja, te u funkciji toga – za matematički egzaktna i/ili fenomenološka opisivanja i tumačenja njihovog energetskog bilansa,
- da su ispitivanja sa promenljivim protokom radnog fluida bila dosta retka i vezana za prijemnike sunčeve energije sa vazduhom kao nosiocem toplote,
- da su gotovo sva eksperimentalna ispitivanja, koja su bila vršena u cilju povećanja energetske efikasnosti, vršena pri konstantnom masenom protoku što dokazuje neophodnost istraživanja obuhvaćenih ovom disertacijom.

## 4. IDENTIFIKACIJA KLJUČNIH PARAMETARA ISTRAŽIVANJA

Količina toplotne energije koja se predaje radnom fluidu je ona koja preostane nakon što se jedan deo toplotne energije izgubi. Ukupni specifični toplotni gubici su matematički definisani u izrazu 4.1. jer su toplotni gubici sa bočnih strana prijemnika sunčeve energije veoma mali pa se zanemaruju:

$$q = q_g + q_d \quad (4.1)$$

gde je:

$q_g$  [ $W/m^2$ ]- specifičan toplotni gubitak sa gornje prijemne strane PSE;

$q_d$  [ $W/m^2$ ]- specifičan toplotni gubitak sa donje strane.

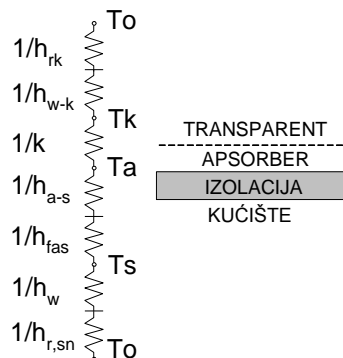
Ako je u pitanju prijemnik sa jednostrukim transparentom i tečnim radnim fluidom, specifičan toplotni gubitak sa gornje – prijemne strane je određen matematičkim izrazima 4.2, 4.3 i 4.4:

$$q_g = (h_{a-s} + h_{r,a-s}) \cdot (T_a - T_s) \quad (4.2)$$

$$q_g = (h_w + h_{r,s-n}) \cdot (T_s - T_n) \quad (4.3)$$

$$q_g = U_t \cdot (T_a - T_n) \quad (4.4)$$

Između transparenta i apsorberske ploče, nalazi se vazduh, pa se između njih razmena toplote vrši konvekcijom, a gubici toplote nastali usled te pojave, definisani su koeficijentom prenosa – gubitaka toplote ( $h_{a-s}$ ) (slika 4.1).



Slika 4.1. Šematski prikaz delimičnog preseka i toplotna šema prosečnog ravnog PSE sa jednostrukim transparentom i tečnim radnim medijumom

Ovaj koeficijent zavisi od položaja prijemnika i za slučaj kada je prijemnik nagnut pod uglom od  $55^\circ$ , sa toplotnim tokom prema gore i Grashofovim brojem sa vrednostima:  $10^4 < (G_r) < 10^7$ , Nuseltov broj se računa uz pomoć izraza 4.5:

$$N_u = 0,093 \cdot (G_r)^{0,310} \quad (4.5)$$

Tada se koeficijent prenosa toplote može izraziti matematičkim izrazom:

$$h_{a-s} = 1,14 \frac{\Delta T^{0,310}}{l_{ta}^{0,157}} [1 - 0,0018(T_m - 283)] \quad (4.6)$$

gde je:  $\Delta T = T_a - T_s$  i  $T_m = (T_a - T_s)/2$  a L - rastojanje između transparenta i apsorbera.

Na temperaturu apsorbera  $T_a$  se može vršiti uticaj regulisanjem masenog protoka radnog fluida dok temperatura transparenta  $T_s$  zavisi od temperature apsorbera i koeficijenta konvektivnog prenosa toplote odnosno brzine strujanja vazduha - vetra ( $w$ ) pa se na nju može vršiti uticaj posredno - preko temperature apsorbera.

Od apsorbera do transparenta se odvija još jedna razmena toplote i to zračenjem, pa je koeficijent prenosa - gubitaka toplote nastalih usled ove pojave definisan izrazom.

$$h_{r,a-s} = \frac{\sigma \cdot (T_a^2 + T_s^2) \cdot (T_a + T_s)}{\frac{1}{\varepsilon_a} + \frac{1}{\varepsilon_s} - 1} \quad (4.7)$$

Kao posledica strujanja vazduha dolazi do gubitaka toplote sa transparentne pokrivke te je ovaj konvektivni gubitak definisan izrazom 4.8 :

$$h_w = 5,7 + 3,8 \cdot w \quad (4.8)$$

Usled zračenja transparenta u okolinu dešava se još jedan toplotni gubitak koji je definisan matematičkim izrazom 4.9 :

$$h_{r,s-n} = \varepsilon_s \cdot \sigma (T_s^2 + T_n^2) \cdot (T_s + T_n) \quad (4.9)$$

Srednja temperatura transparenta se određuje iterativnim putem, prema izrazu 4.1 :

$$T_s = T_a - \frac{U_t \cdot (T_a - T_n)}{h_{a-s} + h_{r,a-s}} \quad (4.10)$$

Obzirom da je konduktivan prolaz toplote kroz transparent zanemarljiv ukupan koeficijent toplotnih gubitaka sa prednje prijemne strane prijemnika sunčeve energije može se odrediti uz pomoć matematičkog izraza 4.11:

$$U_t = \frac{1}{\frac{1}{h_{a-s} + h_{r,a-s}} + \frac{1}{h_w + h_{r,s-n}}} \quad (4.11)$$

Toplotni fluks sa donje strane PSE određuje se uz pomoć izraza 4.12-4.14 .

$$q_d = U_b \cdot (T_a - T_o) \quad (4.12)$$

$$q_d = \frac{\lambda_i}{\delta_i} \cdot (T_a - T_k) \quad (4.13)$$

$$q_d = (h_{kw} + h_{r,k-o}) \cdot (T_k - T_o) \quad (4.14)$$

Ukupan koeficijent toplotnih gubitaka sa zadnje strane određuje se uz pomoć sledećih izraza :

$$U_b = h_k = \frac{\lambda}{\delta_{ii}} \quad (4.15)$$

$h_k$  [ $W/m^2K$ ]- koeficijent prenosa toplote – toplotnih gubitaka kroz termičku izolaciju postavljenu sa zadnje strane apsorbera,

$\lambda$  [ $W/mK$ ]- konduktivna karakteristika (koeficijent provođenja toplote) termičke izolacije i

$\delta_{ii}$  [ $m$ ] - debljina sloja termičke izolacije.

Da bi se otklonilo dejstvo zračenja od apsorbera ka termičkoj izolaciji, odnosno kućištu, između apsorbera i sloja termičke izolacije postavlja se aluminijumska reflektivna folija. Za određivanje konvektivnih toplotnih gubitaka sa površine kućišta prema okolnom vazduhu primenjuje se Mek Adamsov obrazac (4.8).

Koeficijent toplotnih gubitaka usled radijacije ima oblik izraza (4.16) :

$$h_{r,k-o} = \varepsilon_k \cdot \sigma (T_k^2 + T_o^2) \cdot (T_k + T_o) \quad (4.16)$$

Pri čemu su:

$\varepsilon_k$  [-] - koeficijent emisije materijala površine kućišta;

$T_k$  [K] - temperatura površine kućišta i

$T_o$  [K] - temperatura okoline.

Nakon izvršene analize parametra koji utiču na toplotne gubitke može se zaključiti, da na toplotne gubitke utiču: položaj prijemnika, klimatski parametri, konstruktivne karakteristike i radni parametri (Pekez 2010). Položaj prijemnika se ne menja tokom perioda eksploatacije. Na klimatske parametre kao što su snaga sunčevog zračenja, temperatura okoline i brzina vetra se ne može vršiti uticaj, ali

se približavanjem temperature apsorbera i transparenta regulacijom masenog protoka, može posredno izvršiti uticaj na smanjenje toplotnih gubitaka a time i na podizanje energetske efikasnosti prijemnika sunčeve energije.

Zbog toga će se ova disertacija baviti istraživanjem uticaja pojedinih konstruktivnih karakteristika na energetske efikasnost (kao ključnih za različite tipove i koncepcije prijemnika sunčeve energije) i radnih parametara (radne temperature i maseni protok radnog fluida) kao ključnih za podizanje energetske efikasnosti bilo kog tipa prijemnika integrisanog u solarnoj instalaciji u dinamičkim uslovima rada.

## 4.1. Radni parametri

### 4.1.1. Temperatura radnog fluida

Realan rad PSE se odvija između dva granična slučaja. Prvi granični slučaj je kada bi se sva toplota iz apsorbera korisno odvodila radnim fluidom pri čemu bi temperatura apsorbera bila jednaka temperaturi radnog fluida i temperaturi ambijenta, a protok radnog fluida bio izuzetno velik. Drugi granični slučaj može se ostvariti u uslovima maksimalne ozračenosti prijemnika, njegove dobre orijentisanosti ka Suncu pri tzv. "praznom hodu" (nema odvođenja toplote iz prijemnika radnim fluidom - protok radnog fluida je ravan nuli). Kod prvog graničnog slučaja gubici toplote su ravni nuli, pri tome je energetske efikasnost 100%. Kod drugog graničnog slučaja toplotni gubici su skoro ravni dozračenju energiji, pri čemu je energetska efikasnost ravna nuli. Toplotni gubici su proporcionalni srednjoj temperaturi PSE. Zbog toga se kod PSE, radi dostizanja više termoenergetske efikasnosti transformacije Sunčeve energije u korisno predatu toplotu, teži približavanju srednje temperature prijemnika, temperaturi okoline, pod uslovom da ta temperatura odgovara potrošaču. Ovo se može ostvariti regulisanjem masenog protoka rashladnog fluida (Pekez 2010) ali i korišćenjem toplotnih pumpi.

Za precizno predviđanje performansi prijemnika, neophodno je odrediti svojstva radnog fluida tj. njegovu temperaturu koja je važna za izračunavanje koeficijenta odvođenja toplote iz prijemnika kao i ukupnog koeficijenta gubitaka. Fizičke osobine tečnosti se određuju za srednja temperatura radnog fluida  $T_{fm}$ . Razlika srednje temperature radnog fluida i temperature okoline može se odrediti iz izraz (Lambić 1998):

$$\Delta T = \left( \frac{T_{f,u} + T_{f,i}}{2} \right) - T_0 = T_{f,m} - T_0 \quad (4.17)$$

gde su:



$\Delta T[K]$ - razlika srednje temperature radnog fluida i temperature okoline

$T_{f,u}[K]$ - temperatura radnog fluida na ulazu u PSE,

$T_{f,i}[K]$ - temperatura radnog fluida na izlazu iz PSE,

$T_{f,m}[K]$ - srednja temperatura radnog fluida,

$T_0[K]$ - temperatura okoline.

Obzirom da se promenom temperaturne razlike utiče na promenu trenutne efikasnosti instalacije, regulisanjem masenog protoka radnog fluida utiče se na smanjenje temperaturne razlike, a time i na podizanje energetske efikasnosti. Razlika izlazne i ulazne temperature matematički je definisana :

$$(T_{f,i} - T_{f,u}) = \frac{q_k}{m \cdot c} \quad (4.18)$$

Analizom izraza 4.19 jasno se vidi da je razlika izlazne i ulazne temperature fluida u direktnoj zavisnosti od masenog protoka radnog fluida.

Rashladni fluid odnosi toplotu iz prijemnika u rezervoar tople vode. Obzirom da se radi smanjena toplotnih gubitaka teži snižavanju radnih temperatura fluida to bi se moglo postići ugradnjom dva ili više rezervoara tople vode. Kod takve instalacije solarni prijemnici bi zagrevali radni fluid prvog rezervoara do temperatura koje bi se kretale u granicama od 50-60 [°C]. Toplotna energija se iz prvog rezervoara preko razmenjivača toplote predaje fluidu drugog rezervoara, čija je temperatura niža od temperature fluida u prvom rezervoaru. Potrošna voda se pri tom zagreva prolaskom kroz razmenjivač toplote drugog rezervoara. Na taj način postigl bi se veća prosečna efikasnost prijemnika sunčeve energije nego u slučaju sa jednim rezervoarom.

#### 4.1.2. Maseni protok radnog fluida

Analizom izraza za energetska efikasnost utvrđeno je da u njemu figuriše faktor prenosa toplote sa apsorbera na radni fluid -  $F_R$  koji se određuje na osnovu izraza:

$$F_R = \frac{mc}{kA_p} \left[ 1 - e^{-\frac{kF'Ap}{mc}} \right] \quad (4.19)$$

Faktor odvođenja toplote iz prijemnika zavisi od masenog protoka radnog fluida. Maseni protok radnog fluida je identifikovan kao radni parametar prijemnika sunčeve energije.

Pregledom raspoložive literature u poglavlju 3. utvrđeno je da je maseni protok radnog fluida tokom perioda eksploatacije u stvarnim dinamičkim uslovima rada konstantna veličina preporučena projektnom dokumentacijom. U istraživanjima

koja su vršena radi utvrđivanja energetske efikasnosti (Kreith i Kreider 1979, Garg 1987, ASSA 1989) ovaj parametar je takođe bio konstantan.

Obzirom da se promenom temperaturne razlike utiče na promenu trenutne efikasnosti prijemnika, regulisanjem masenog protoka radnog fluida utiče se na smanjenje temperaturne razlike, a time i na podizanje energetske efikasnosti. Rashladni fluid odnosi korisnu toplotu iz prijemnika, pa se izraz za izračunavanje specifične korisne snage može napisati u obliku :

$$q_k = \dot{m} \cdot c(T_{f,i} - T_{f,u}) \quad (4.20)$$

Ako pak pretpostavimo da su  $\tau, \alpha, G_0, i, T_o$  u posmatranom trenutku rada konstantni, zavisnost specifične korisne snage PSE (po jedinici površine) od promene temperatura definisana je izrazom :

$$q_k = (\tau\alpha)G - k(T_a - T_o) = c_1 - k\Delta T_a \quad (4.21)$$

gde je  $k = f(T_a)$ ,  $c_1 = \tau\alpha G$  - konstanta u granicama uslovljenih pretpostavki i  $\Delta T_a = T_a - T_o$ , razlika srednje temperature apsorbera i okolnog vazduha.

Iz navedenog u (4.8) i (4.9) sledi opšta zavisnost :

$$(\tau\alpha)G - k(T_a - T_o) = \dot{m} c(T_{f,i} - T_{f,u}) \quad (4.22)$$

odnosno:

$$\dot{m} = \frac{(\tau\alpha)G - k(T_a - T_o)}{c \cdot (T_{f,i} - T_{f,u})} \quad (4.23)$$

Problemi koji se javljaju pri iskorišćavanju sunčeve energije toplotnom konverzijom uz pomoć toplotnih prijemnika sunčevog zračenja su mala gustina energetske snage, oscilacija intenziteta (jačine) zračenja tokom dana, zavisnost zračenja od klimatskih uslova, intenzitet zračenja se ne poklapa sa intenzitetom potrošnje, nemogućnost skladištenja toplotne energije.

Mala gustina energetske snage, oscilacije intenziteta zračenja tokom dana i zavisnost zračenja od klimatskih uslova su klimatski parametri na koje se ne može uticati u cilju povećanja energetske efikasnosti prijemnika sunčeve energije.

## 4.2. Konstruktivni parametri

Analizom izraza za energetske efikasnosti prijemnika mogu se identifikovati parametri koji utiču na njenu vrednost: radni parametri (srednja temperatura fluida -  $T_{fm}$ ), klimatski parametri (temperatura okoline -  $T_o$  i snaga sunčevog

zračenja -  $G$ ) i konstruktivne karakteristike (efektivnost prijemnika -  $F'$ , transmitivno - apsorptivna karakteristika -  $\tau\alpha$  i koeficijent toplotnih gubitaka prijemnika -  $k$ ) koje zavise od izbora materijala pojedinih elemenata prijemnika, odnosno njihovih fizičkih i konstruktivnih karakteristika.

$$\eta = F' \left[ (\tau \cdot \alpha) - U \cdot \frac{T_{f,m} - T_0}{G} \right] \quad (4.24)$$

gde je:

$\tau$  [-] - transmitivna karakteristika;

$\alpha$  [-] - apsorptivna karakteristika;

$U$  [ $W/m^2K$ ]- koeficijent toplotnih gubitaka

$F'$  [-] - efektivnost prijemnika.

Transmitivna i apsorptivna karakteristika su fizičke karakteristike transparenta odnosno apsorbera. Koeficijent toplotnih gubitaka prijemnika zavisi od koeficijenta kondukcije, debljine i površine sastavnih elemenata prijemnika (transparenta, apsorbera, izolacije i kućišta) i od spoljnih klimatskih parametara (vetra temperature okoline). Efektivnost prijemnika se određuje na osnovu izraza:

$$F' = \frac{1/U_L}{W \left[ \frac{1}{U_L [D + (W - D) \cdot F]} + \frac{1}{C_b} + \frac{1}{D_u \cdot \pi \cdot h_{c-f}} \right]} \quad (4.25)$$

gde je:

$D$  [ $m$ ] - prečnik cevi apsorbera

$W$  [ $m$ ] - rastojanje između dve cevi apsorbera

$F$  [-] - efektivnost rebra apsorbera

$C_b$  [ $W/m^2$ ] - toplotna provodljivost sastava apsorberske ploče i cevi apsorbera

$D_u$  [ $m$ ] - unutrašnji prečnik cevi.

Vrednost koeficijenta  $\tau\alpha$  se može smatrati konstantnom vrednošću jer se tokom perioda eksploatacije – u dinamičkim uslovima rada njegova vrednost bitno ne menja, ako izuzmemo taloženje prašine i degradaciju transparenta.

Međutim, efektivnost prijemnika kao i ukupni toplotni gubici se razlikuju za različite konstrukcije prijemnika odnosno apsorberskih ploča.

Energetska efikasnost prijemnika sunčeve energije je između ostalog u direktnoj zavisnosti od konstruktivnih karakteristika i izbora materijala elemenata konstrukcije. Međutim, na ove parametre se ne može uticati tokom eksploatacije konkretnog prijemnika sunčeve energije. Odabirom prijemnika odgovarajuće konstrukcije za određene klimatske uslove, može pozitivno uticati na energetske efikasnost solarne instalacije. Takođe se za odgovarajuću konstrukciju može izvršiti regulacija radnih parametara koji daju bolje rezultate u pogledu energetske efikasnosti.

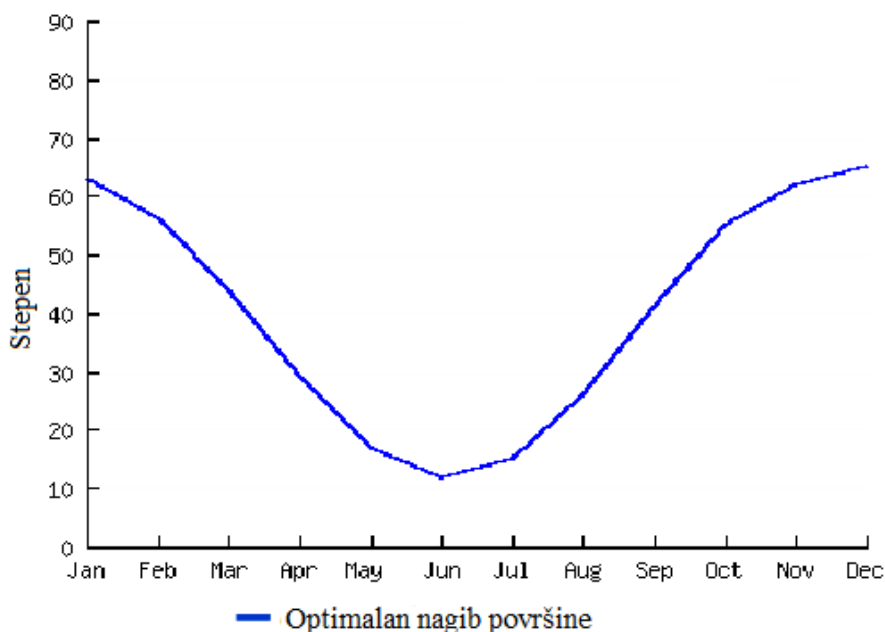
### 4.3. Položaj prijemnika sunčeve energije

#### 4.3.1. Optimalni nagib i orijentacija površine za prijem globalnog zračenja

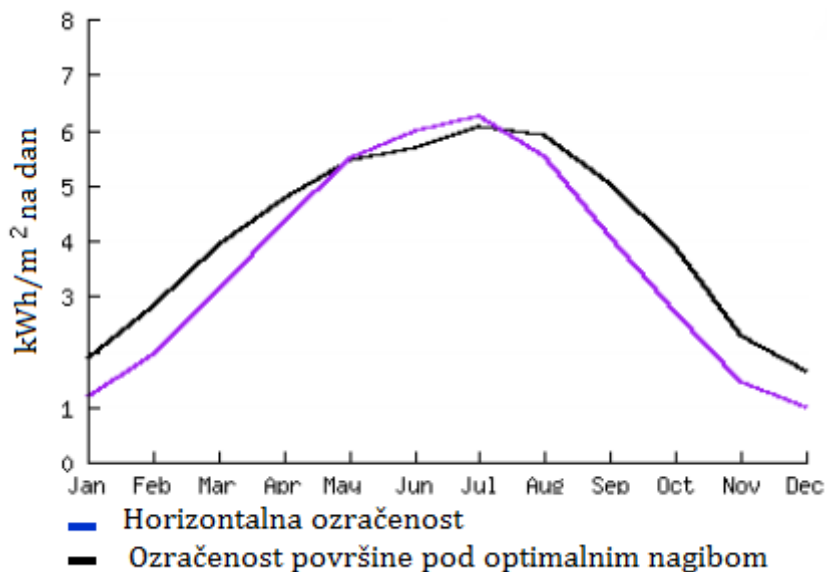
Na ozračivanje različito orijentisanih i nagnutih površina utiče više faktora, od kojih su najznačajniji astronomski, geografski, geometrijski, meteorološki i fizički faktori.

Pravilno pozicioniranje prijemnika sunčeve energije veoma je značajno za njegovu efikasnost. Prijemnik treba na severnoj hemisferi okrenuti ka jugu (ugao azimuta od  $0^\circ$ ) a na južnoj ka severu. Optimalan nagib prijemnika prikazan je dijagramom na slici 4.2 i iznosi  $30 - 40^\circ$ , za lokaciju koja se nalazi na geografskoj širini od  $45^\circ$ , ako se prijemnik želi koristiti tokom cele godine. Ako je važnije korišćenje solarne instalacije samo leti, optimalan nagib je  $20 - 30^\circ$  dok se u zimskim mesecima dobija najveće toplotno iskorišćenje kod nagiba solarnih prijemnika od oko  $60^\circ$ .

Obzirom da je praksa da se kod većine ravnih pločastih prijemnika sunčeve energije prijemna površina statična i da se tokom eksploatacije ne menja ni ugao postavljanja prijemnika  $\beta$ , ni orijentacija prijemne površine, odnosno ugao odstupanja prijemne površine od južne orijentacije  $\alpha$ , zavisnost efikasnosti od položaja prijemnika se ne menja u dinamičkim uslovima rada. Na slici 4.3 je prikazan odnos dozračene energije na površinu prijemnika pod optimalnim nagibom i na horizontalno postavljenu površinu za lokaciju Zrenjanin (na  $20^\circ 23'$  istočne geografske dužine i  $45^\circ 23'$  severne geografske širine).



Slika 4.2. Optimalan ugao nagiba u mesecu za lokaciju Zrenjanin (prema PVGIS)



Slika 4.3. Ozračenost prijemne površine (prema PVGIS)

#### 4.4. Klimatski parametri

Na površinu tla Zemlje, dospeva tokom dana, meseca i godine Sunčevo zračenje različitog intenziteta i različitog vremena trajanja u zavisnosti od lokaliteta, klimatskih i drugih uslova. U klimatske parametre, koji zavise od geografskog položaja, spadaju:

- snaga sunčevog zračenja
- brzina strujanja vazduha - vetar i
- temperatura okoline.

Količina sunčevog zračenja dospela na neku površinu zavisi od doba dana, doba godine, vremena i klimatskih parametara koji otežavaju sunčevom zračenju da dođe do apsorbujuće površine, kao što su: magla, vlažnost vazduha i oblačnost.

Magla smanjuje vidljivost i intenzitet sunčevog zračenja i omogućava sakupljanje gasova i zagađujućih materija u vazduhu. Kada je magla gusta, sunčevi zraci ne prodiru kroz nju, već zagrevaju njene gornje slojeve. Ova vrsta magle javlja se u jutarnjim i večernjim časovima i znatno umanjuju dospelu količinu sunčeve energije na prijemnik.

Vodena para u vazduhu deluje kao toplotna barijera jer apsorbuje deo sunčevog zračenja. Leti pod uticajem konvekcije i turbulencije smanjuje se vlažnost vazduha za vreme najvećih dnevnih temperatura. Najveća količina vodene pare nalazi se u prizemnim slojevima vazduha i smanjuje se sa povećanjem visine.

Velika oblačnost sprečava osunčavanje i smanjuje intenzitet sunčevog zračenja na određenoj lokaciji.

#### 4.4.1. Sunčevo zračenje

Snaga sunčevog zračenja na neku površinu je jedan od ključnih parametara neophodnih za korišćenje sunčeve energije i njeno pretvaranje u toplotu. Ukupno (globalno) zračenje, sastoji se od direktnog (koje dolazi iz pravca Sunca) i rasejanog (koje nastaje rasejavanjem direktnog zračenja u atmosferi) (slika 4.4). Za površine koje su nagnute pod nekim uglom u odnosu na horizontalnu površinu značajno je i zračenje koje se reflektuje od okoline (tzv. albedo). Ovo zračenje je uglavnom difuzno i pada na prijemnu površinu pod raznim uglovima

Ukupno sunčevo zračenje predstavlja sumu komponenti solarnog zračenja na površinu prijemnika. Izraz koji ga opisuje ima oblik:

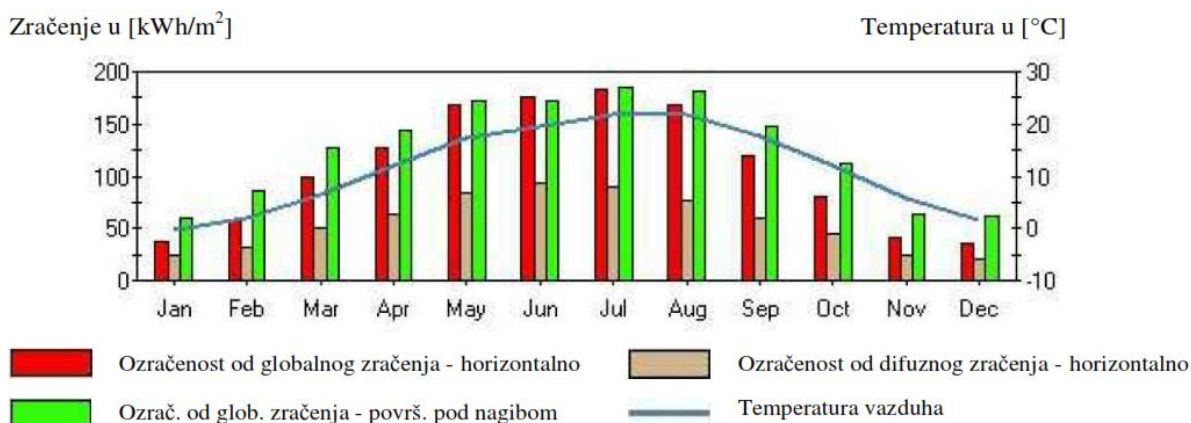
$$G = G_b + G_d + G_r \quad (4.26)$$

gde je:

$G_b$  [ $W/m^2$ ] - direktno Sunčevo zračenje na prijemnik postavljen pod uglom;

$G_d$  [ $W/m^2$ ] - difuzno Sunčevo zračenje na prijemnik postavljen pod uglom;

$G_r$  [ $W/m^2$ ] - reflektovano sunčevo zračenje na prijemnik postavljen pod uglom.

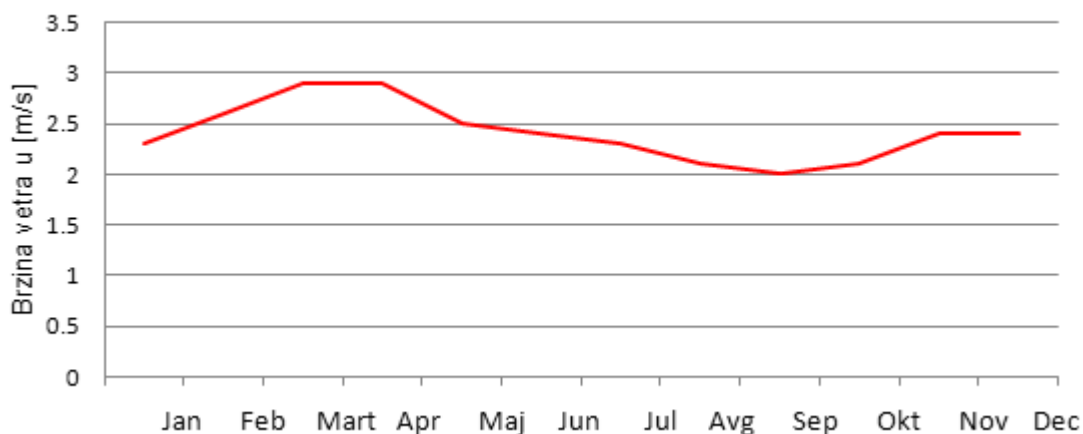


Slika 4.4. Mesečna ozračenost površine nagnute pod uglom  $30^{\circ}$  i temperatura vazduha za Zrenjanin ( $20^{\circ}23'$  istočne geografske dužine i  $45^{\circ}23'$  severne geografske širine) (prema PVGIS)

Snaga sunčevog zračenja je meteorološki parametar koji zavisi od geografskog položaja lokacije na kojoj se prijemnik nalazi. Optimalnom orijentacijom i nagibom prijemnika može se obezbediti maksimalan zahvat sunčevog zračenja za dati slučaj.

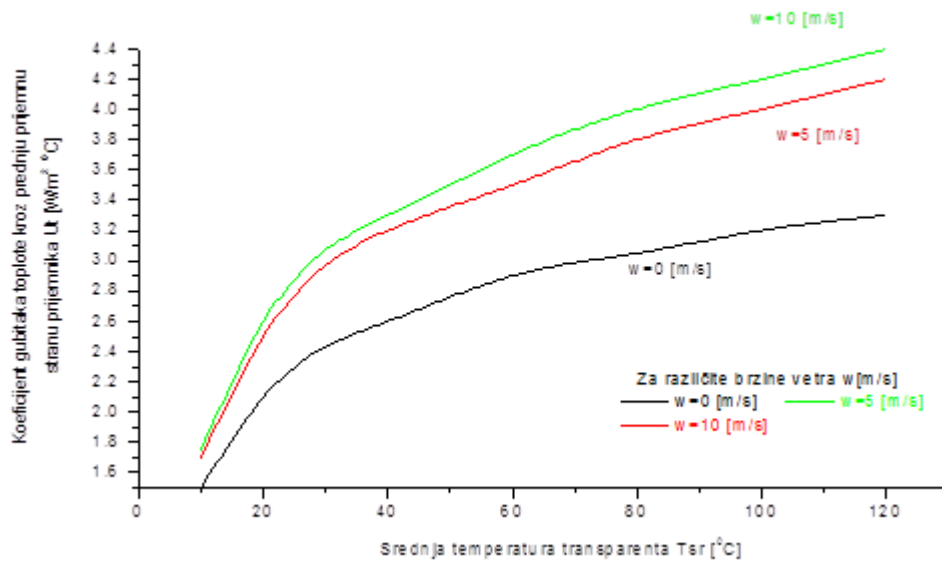
#### 4.4.2. Vetar

Brzina vetra je stohastička veličina. U atmosferi, usled nejednakog zagrevanja zemljine površine dolazi do stvaranja temperaturnih razlika i razlika pritiska u susednim vazдушnim masama, što prouzrokuje njihovo kretanje u svim pravcima. Strujanje vazduha u pretežno horizontalnom pravcu naziva se vetar. On predstavlja meteorološki parametar i definisan je pravcem i brzinom strujanja. Prosečna mesečna brzina vetra tokom godine za Zrenjanin prikazana je na slici 4.5.

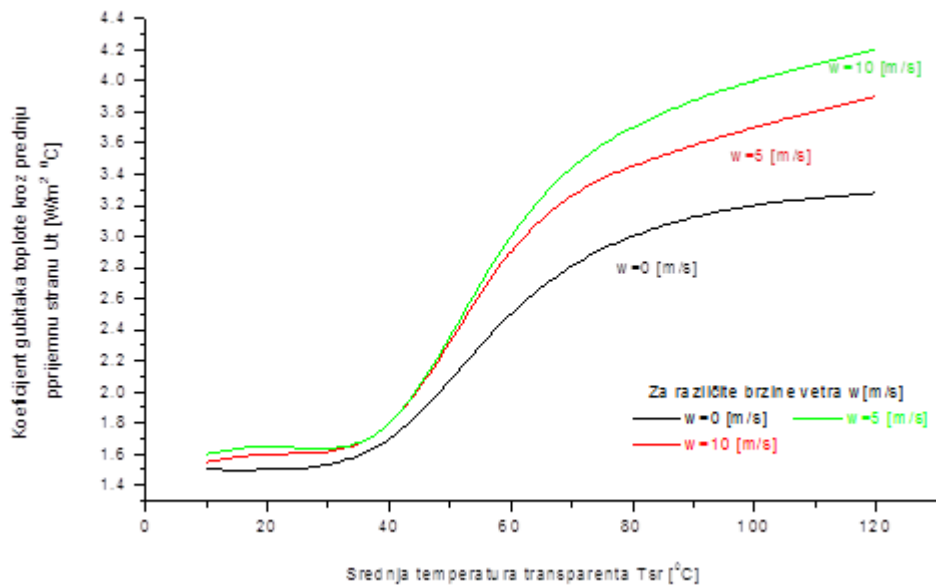


*Slika 4.5. Prosečna mesečna brzina vetra za Zrenjanin (20°23' istočne geografske dužine i 45°23' severne geografske širine) tokom godine (prema Meteonorm V7.0.228.)*

Prijemnik sunčeve energije je u instalaciji solarnog grejanja zbog potrebe neposrednog izlaganja dejstvu Sunčevog zračenja izložen dejstvu vetra. Intenzitet i pravac vetra utiču na veličinu koeficijenta prelaza toplote sa transparentne pokrivke, bočnih i zadnje strane prijemnika na spoljašnji vazduh ( $h_w$ ), odnosno na toplotne gubitke sa prednje, bočnih i zadnje strane prijemnika. Na slikama 4.6. i 4.7 prikazan je zavisnost toplotnih gubitaka sa prednje odnosno zadnje strane prijemnika sunčeve toplote za jedan tip prijemnika.



Slika 4.6. Zavisnost toplotnih gubitaka sa prednje strane za jedan tip prijemnika sa jednostrukim transparentom (Lambić 1998)



Slika 4.7. Zavisnost toplotnih gubitaka sa zadnje strane za jedan tip prijemnika sa jednostrukim transparentom i selektivnim slojem apsorbera (Lambić 1998)

Koeficijent konvektivnih gubitaka toplote, usled strujanja vazduha (vetra) određuje se prema McAdamsovom izrazu:

$$h_w = 5,7 + 3,8w \quad (4.27)$$

gde je:

$w$  [m/s] brzina vetra.



Prema literaturnim navodima pad korisnog dejstva prijemnika usled strujanja vazduha ide i do 30% za brzine vetra do 10 [m/s] (Bakić).

Ukupni koeficijent gubitaka toplote sa prijemne strane (uz uslov da transparent pruža zanemarljiv konduktivan otpor) je:

$$U_r = \frac{1}{\frac{1}{h_{a-s} + h_{r,a-s}} + \frac{1}{h_w + h_{r,s-n}}} \quad (4.28)$$

Ukupni koeficijent gubitaka toplote sa zadnje strane je:

$$U_r = \frac{\lambda}{\delta_{ii}} [W / m^2 K] \quad (4.29)$$

gde je:

$\lambda [W/mK]$ - koeficijent konduktivnog provođenja toplote kroz izolaciju sa zadnje strane prijemnika;

$\delta_{ii} [m]$  - debljina termičke izolacije sa zadnje strane prijemnika.

Na osnovu prikazanih zavisnosti toplotnih gubitaka od brzine vetra, može se zaključiti da oni rastu sa rastom brzine vetra. Takođe se može zaključiti da su toplotni gubici i sa prednje i sa zadnje strane prijemnika manji ukoliko je manja temperatura apsorbera i da rastu sa porastom temperature apsorbera i pri nižim i pri višim temperaturama okoline. Na smanjenje temperature transparentne pokrivke može se uticati povećanjem protoka radnog fluida. Na ovaj način bi se posredno izvršio uticaj na smanjenje toplotnih gubitaka usled strujanja vazduha.

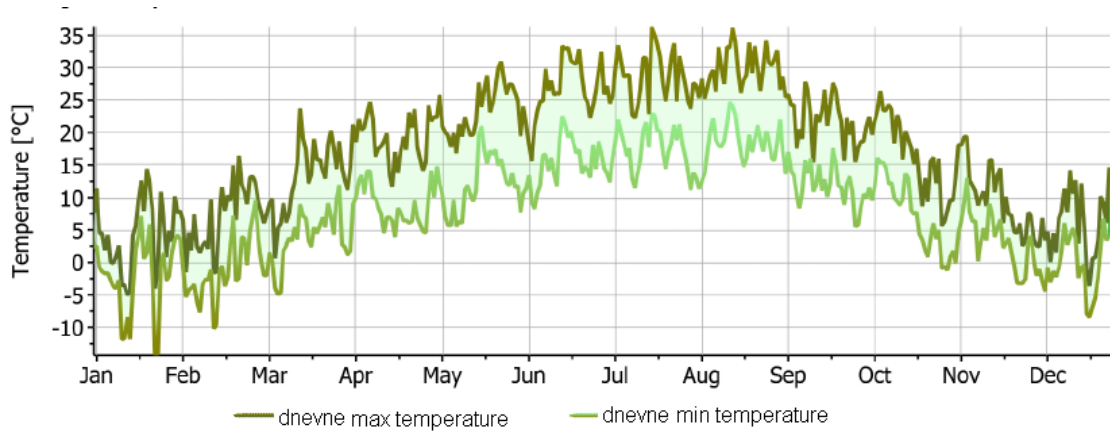
Dakle, vetar predstavlja veoma važan klimatski parametar ali se na njega ne može vršiti uticaj u cilju povećanja energetske efikasnosti.

#### 4.4.3. Temperatura okolnog vazduha

Spoljni vazduh zagreva energija Sunčevog zračenja, indirektno preko površinskih slojeva zemlje. S obzirom na promenu uslova zračenja Sunca, usled rotacije i kretanja Zemlje oko Sunca, vrednosti temperature okolnog vazduha se periodično menjaju u toku dana i godine. Ta periodičnost promene može često da varira usled promene oblačnosti, promene količine padavina, kao imešanja vazdušnih masa različitih temperatura.

Temperatura okolnog vazduha ima važnu ulogu jer od nje zavise toplotni gubici, koji imaju veliki uticaj na efikasnost prijemnika sunčeve energije. Tokom perioda eksploatacije prijemnika promena ovog parametra diktira dinamiku promene radnih parametara jer se za veću efikasnost teži izjednačavanju srednje temperature radnog fluida i temperature okoline. Na taj način se toplotni gubici svode na minimum a energetska efikasnost povećava. Dakle, temperatura okolnog

vazduha predstavlja veoma važan klimatski parametar ali se na njega ne može vršiti uticaj u cilju poboljšanja energetske efikasnosti. Na slici 4.8 prikazan je karakter promene prosečne dnevne temperature po mesecima tokom godine za Zrenjanin.



*Slika 4.8. Prosečna mesečna temperatura u Zrenjaninu (20°23' istočne geografske dužine i 45°23' severne geografske širine) tokom godine (prema Meteonorm V7.0.228.)*

## 5. SOLARNE TOPLOTNE INSTALACIJE ZA ZAGREVANJE POTROŠNE VODE

Solarne instalacije se u našem klimatskom podnevlju uglavnom koriste se za zagrevanje potrošne vode. Razlog za to je što su potrebe za potrošnom toplom vodom stalne tokom cele godine, pa čak i nešto povećane tokom letnjeg perioda i što je potrošnu vodu potrebno zagrejati do relativno niske temperature (40-60 [°C]). Niže temperature potrošne tople vode i male razlike u odnosu na temperaturu spoljašnjeg vazduha, obezbeđuju viši stepen iskorišćenja solarne energije, naročito leti kada ove energije ima najviše. Solarne instalacije za zagrevanje potrošne vode su dizajnirane tako da su u toplijoj polovini godine dominantni za zagrevanje vode. U zimskim mesecima grejanje vode se obezbeđuje električnim bojlerima ili indirektno od konvencionalnog grejnog sistema objekata koje za vreme sunčanih dana podržava solarna toplotna energetska instalacija. To znači da se godišnje oko 60% potrebne energije za grejanje potrošne vode može dobiti solarnim toplotnim instalacijama.

Solarne grejne instalacije mogu se koristiti i za grejanje vode u bazenima, kao zamena konvencionalnog sistema u letnjem periodu, dok u zimskom mogu da posluže kao dopuna osnovnom sistemu za grejanje. Sa druge strane, iskorišćenost energije Sunca, zbog relativno niskih temperatura vode, posebno dolazi do izražaja kod otvorenih plivališta, kod kojih se bazeni koriste isključivo u letnjem periodu.

U slučaju oblačnog vremena i kišnih dana solarna instalacija neće moći da obezbedi dovoljnu količinu energije za grejanje sanitarne vode. Kraći noćni prekidi i eventualni dnevni prekidi u snabdevanju solarnom energijom, koji se javljaju tokom letnjih meseci mogu se premostiti ugradnjom akumulacionog rezervoara za toplu vodu.

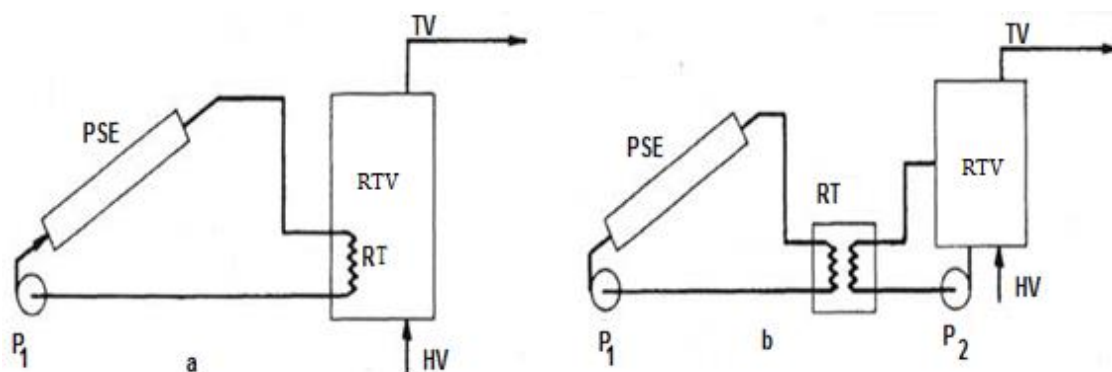
Instalacija za iskorišćenje sunčeve energije može biti zatvorena i otvorena. Otvorena je tako koncipirana da se u njoj kao radni fluid nalazi voda koja se zagrejana odvodi potrošaču. Kod zatvorenih instalacija radni fluid može biti voda ili voda pomešana sa antifrizom jer se razmena toplote vrši u razmenjivaču gde se toplotna energija predaje sanitarnoj vodi koja se zatim odvodi potrošaču.

Solarne instalacije za zagrevanje potrošne vode mogu biti sa prinudnom cirkulacijom radnog fluida i sa prirodnom cirkulacijom radnog fluida. Prirodna cirkulacija radnog fluida se ostvaruje na osnovu razlike gustina koja nastaje kao posledica razlike temperature fluida na višoj i nižoj temperaturi zbog čega se bojler sa vodom postavlja iznad prijemnika. Kod ovakvih instalacija relativno je teško vršiti regulaciju i upravljanje pa se oni po pravilu primenjuju kao unapred sklopljene kompaktne jedinice sa jednim ili dva prijemnika.

Prisustvo pumpe za ostvarivanje prinudne cirkulacije fluida je neophodno kod instalacija sa prinudnom cirkulacijom. Ovakve instalacije su efikasnije od instalacija sa prirodnom cirkulacijom. Imaju mogućnost smeštanja rezervoara

tople vode na željeno mesto ili pak u grejanu prostoriju i na taj način se smanjuju gubici toplote.

Kod instalacija sa tečnim radnim medijumom, nosilac toplote može biti voda, voda pomešana sa nekim antifrizom ili tečnost na bazi antifrizna koja je razvijena za primenu u solarnim instalacijama. U ovakvim instalacijama tečnost koja se zagrejala u prijemnicima sunčeve energije (PSE), koji predstavljaju ključnu komponentu ovih instalacija (slika 5.1), se najčešće dejstvom centrifugalne pumpe ( $P_1$ ) potiskuje kroz cevovod ka razmenjivaču toplote (RT). U njemu se greje potrošna sanitarna ili tehnološka voda (HV), pri čemu se razmenjivač može izvesti sa većom zapreminom, tako da se u njemu vrši istovremeno razmena i akumulacija toplote u masi vode (TV) u rezervoaru tople vode (RTV) - razmenjivaču toplote (RT) prikazanom na slici 5.1.a. Kod većih instalacija (slika 5.1 b), razmenjivač toplote (RT) i rezervoar tople vode (RTV) su obično zasebni, tako da postoji potreba prinudne cirkulacije zagrejene vode (TV) iz razmenjivača toplote u skladište toplote - koje se odvija dejstvom cirkulacione pumpe ( $P_2$ ) - kroz cevovod tzv. sekundarnog, odnosno potrošnog kruga instalacije.



a) b)

Slika 5.1. Opšta šema instalacije za grejanje vode u zatvorenom primarnom sistemu sa prinudnom cirkulacijom vode

Pumpa radi kada postoji temperaturna razlika između temperature radnog fluida na izlazu iz prijemnika i temperature fluida u rezervoaru tople vode, odnosno, kada je temperaturna razlika između temperature radnog fluida u prijemniku sunčeve energije i temperature u rezervoaru veća od određene temperaturne razlike za uključivanje pumpe. Ako razlika temperatura padne ispod određene razlike temperatura za uključivanje, pumpa solarnog kruga se isključuje i radni fluid prestaje da struji. Ako se energijom solarnog zračenja ne može postići zadata temperatura potrošne tople vode, ona se dogreva nekim drugim energentom.

Ravni niskotemperaturni prijemnici sunčeve energije su tehnički najjednostavniji prijemnici sa aspekta izrade (proizvodnje), a u njima se ostvaruju radne temperature do 100 [°C] (pri tzv. "praznom hodu" - i do maksimalno 180 [°C]). Pri tome se toplota odvodi od PSE vazduhom, vodom ili nekom drugim

tečnošću izrađenoj na bazi "antifrizna" (radni medijum) - i predaje potrošaču - direktno ili indirektno preko razmenjivača toplote i grejnih tela.

Cirkulaciona pumpa predstavlja neophodan deo solarnih instalacija u kojima se cirkulacija tečnosti ne može vršiti prirodnim - termosifonskim putem, već se za savlađivanje hidrauličkih otpora mora uložiti određena energija.

Diferencijalni termostat predstavlja glavni upravni organ automatskog rada solarnih instalacija. Preko temperaturnih senzora postavljenih u odgovarajuća kontrolno - komandna mesta (u prijemniku, rezervoaru ili razmenjivaču toplote) diferencijalni termostat uključuje ili isključuje rad cirkulacione pumpe, ventilatora ili motornog ventila pri određenoj - postavljenoj temperaturnoj razlici (obično je to oko 3 do 5 [°C]). Ovi senzori se postavljaju u odgovarajuće čaure na opremi u kojoj je merno temperaturno mesto. U primeni su i temperaturni senzori koji se postavljaju uz zid bojlera, razmenjivača toplote, cevi i sl.

## 6. TOPLOTNI PRIJEMNICI SUNČEVOG ZRAČENJA

U zavisnosti od temperaturnog nivoa radnog fluida koji se u njima može dostići PSE mogu biti niskotemperaturni i visokotemperaturni. Kod niskotemperaturnih prijemnika u koje se ubrajaju pločasti, cevni i vakuum prijemnici, radna temperatura se uglavnom kreće do 100 [°C], a kod pojedinih konstruktivnih koncepcija može biti i viša. U tabeli 6.1. su prikazane maksimalne temperature koje se mogu postići kod ravnih pločastih prijemnika u zavisnosti od tipa konstrukcije .

*Tabela 6.1. Maksimalne temperature različitih tipova konstrukcije ravnih prijemnika*

Tip konstrukcije	Maksimalna temperatura [°C]
Sa selektivnim i dvostrukim transparentom	200
Sa selektivnim apsorberom i jednostrukim transparentom	180
Sa neselektivnim apsorberom i dvostrukim transparentom	150
Sa neselektivnim apsorberom i jednostrukim transparentom	150
Prijemnici od elastičnih plastičnih materijala	
Prijemnik od prozirnog polietilenskog plastičnog materijala sa posebnim crnim apsorberom	60 ÷ 80
Prijemnik od crne polietilenske plastične folije bez posebnog	50 ÷ 60

Toplota prijemnika se krajnjem korisniku odvodi uz pomoć radnog fluida – vazduha ili tečnosti. Konstruktivna koncepcija zavisi od vrste radnog fluida, upotrebljenog materijala, režima rada i načina ugradnje.

### 6.1. Ravni - pločasti prijemnici sunčeve energije (PSE)

Nižetemperaturni prijemnici Sunčeve energije zasnivaju se na koncepciji koja omogućuje njihovu aplikaciju na različite objekte i na različite noseće konstrukcije. Zbog toga se tehnički izvode kao zasebne celine u čiji sklop ulaze neophodni elementi kao što su: transparent, apsorber, termička izolacija i odgovarajuće kućište koje hidroizoluje unutrašnjost PSE od dejstva spoljne sredine. Na kućištu se nalaze cevi ili kanalski priključci za dotok (rashlađenog) i odvod (zagrejanog) radnog medijuma i - u zavisnosti od tipa konstrukcije i proizvođača - priključci za nesmetanu aplikaciju prijemnika na odgovarajuću konstrukciju.

Apsorber je kod svih tipova PSE zatvoren u odgovarajućem kućištu, tako da se na određenom rastojanju sa njegove prednje - prijemne strane nalazi najčešće jedna ili dve transparentne pokrivke, a sa njegove zadnje i bočnih strana nalazi se

termička izolacija. Zaptivni i spojni elementi obezbeđuju potrebnu hidrozaptivnost i čvrstinu sklopa svih elemenata koji sačinjavaju konstrukciju prijemnika.

Prosečna veličina prijemne površine kreće se od 1,5 do 2 kvadratna metra. Dimenzije su uglavnom uslovljene dimenzijama raspoloživih poluproizvoda koji se ugrađuju, transportnim i manipulativnim uslovima, kao i univerzalnošću njihove namene (radi smeštaja na različite objekte). Ograničena veličine transparentne pokrivke, zbog mehaničkih karakteristika kao što su savijanje usled sopstvene mase i termičkih dilatacija koje bi ugrozile nepropusnost prijemnika na spoljna dejstva i radi ukupne krutosti prijemnika (Amrutkar 2012).

### 6.1.1. Konstrukcija ravnih pločastih prijemnika sunčeve energije

Najjednostavnija konstrukcija ravnih pločastih prijemnika sunčeve energije je konstrukcija tipa cev-ploča kod koje radni fluid teče kroz cev apsorbera koja je pričvrćena za apsorbersku ploču i pri tom odnosi toplotu krajnjem korisniku. U cilju obezbeđenja što veće dodirne površine fluida i apsorbera razvijeni su prijemnici tipa ploča-ploča. U cilju poboljšanja energetske karakteristika kao i zbog obezbeđenja većeg stepena tehnološkičnosti proizvodnje razvijeni su apsorberi posebnog konstruktivnog izgleda. Lakša konstrukcija, otpornost na koroziju i niska cena postignuta je razvojem apsorbera od plastičnih materijala. Međutim, efikasnost apsorbera zavisi i od sposobnosti materijala da dobro provodi toplotu, te je efikasniji onaj apsorber koji ima veći koeficijent kondukcije. Danas se na tržištu najčešće nalaze apsorberi izrađeni od bakra i aluminijuma (Sonne 2009). U tabeli 6.2 date su karakteristike materijala koji se najčešće koriste za izradu apsorbera.

*Tabela 6.2. Koeficijenti provođenja toplote za neke metale i legure koji se koriste za izradu apsorbera (Lambić 1999)*

Materijal	T[°C]	$\lambda$ [W/mK]
Bakar 99,9%	0÷100	386,1-379,1
Aluminijum 99,75%	0÷100	229,1
Duraluminijum 94-96% Al, 3-5% Cu, 0,5%Mg	0÷100	159,3÷181,4
Mesing 90% Cu, 10% Zn	0÷100	102,4÷117,5
Mesing 90% Cu, 10% Zn	0÷100	105,8÷118,8
Čelik 98,5%Fe, 1,3%C;0,1%Si, 0,1% Mn	0÷100	45,4
Čelik 0,1%C	0÷100	59,3÷52,3
Čelik 0,6%C	20	46,5
Hrom nikel čelik 17-19%Cr, 8%Ni, 0,1-2%C	20	14,6÷15,7

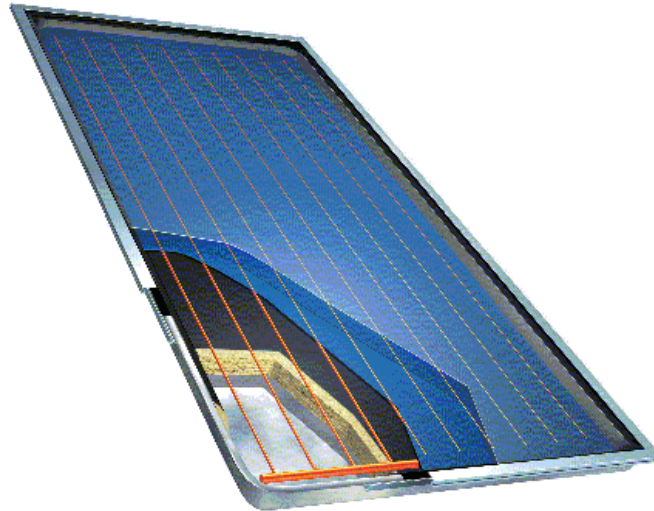
### 6.1.1.1. Apsorberi tipa cev – ploča

Apsorber tipa cev ploča karakterističan je po konstrukciji koja se ostvaruje naknadnom mehaničkom vezom cevi i ploče apsorbera ili tehnologijom koja omogućava izradu cevnog kanala i apsorberske ploče kao homogenog elementa (slika 6.1 i 6.2). Spajanje cevi i ploče apsorbera mekim lemljenjem ostvaruje se bolji, trajniji i čvršći kontakt. Ukoliko je materijal apsorbera i apsorberske ploče bakar, otpor prenosu toplote kroz lem je veći. Ukoliko je cev apsorbera utisnuta u kanal bez homogene veze postoji mogućnost pojave korozije koja tokom vremena utiče na povećanje termičkog otpora. Ukoliko su apsorberska ploča i cev apsorbera izrađene od različitih materijala i spojene homogenom vezom može doći do mehaničkog naprezanja zbog različitog termičkog dilatiranja. Radi eliminacije ovog efekta ne ostvaruje se čvrsta veza između cevi i ploče što za posledicu ima lošiji kontakt i lošiji prenos toplote. Razdvojiva veza se takođe može ostvariti posebnom lamelom, pop nitnama, samourezivim vijcima. Ne razdvojiva veza može se ostvariti elektrootpornim tačkastim zavarivanjem, lepljenjem ili lemljenjem. Ukoliko cev ne naleže uz zid kanala apsorberske ploče te usled toga postoji vazdušni procep, prenos toplote se vrši radijacijom i konvekcijom. Ali ako u pomenuti međuprostor prodre poliuretanska pena, ukoliko nema folije između apsorbera i izolacije, dolazi do stvaranja termičkog otpora.



*Slika 6.1. Ravan prijemnik tipa cev - ploča čija je cev apsorbera u obliku serpentine*

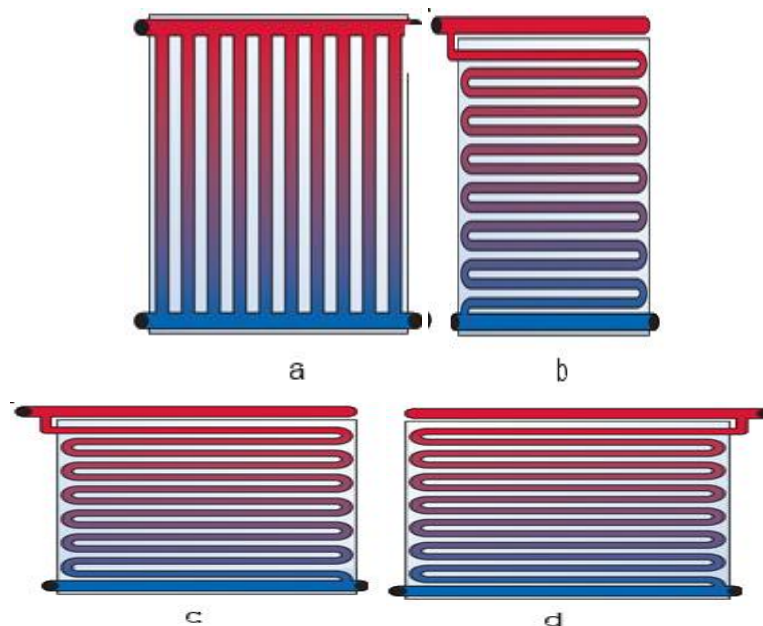




Slika 6.2. Ravan prijemnik tipa cev - ploča čija je cev apsorbera u obliku cevnog registra

#### 6.1.1.2. Položaj i cevna mreža apsorbera

Najpovoljnije je da priključci za odvod i dovod radnog fluida budu smešteni dijagonalno jedan nasuprot drugom zbog hlađenja apsorbera. Raspored cevne mreže u odnosu na eksploatacioni položaj prijemnika je važan zbog mogućnosti otežanog ili onemogućenog protoka radnog fluida zbog stvaranja vazdušnih čepova. Iz tih razloga varijanta prikazana na slici 6.3 a može biti stojeća i ležeća, varijanta prikazana na slici 6.3 b može biti stojeća a varijante prikazane na slici 6.3 c i d ležeće.



Slika 6.3. Moguće konstrukcije cevi apsorbera

## 7. ENERGETSKA EFIKASNOST RAVNIH NISKOTEMPERATURNIH PRIJEMNIKA SUNČEVE ENERGIJE

Energetska efikasnost ravnog niskotemperaturnog prijemnika Sunčeve energije predstavlja sposobnost prijemnika da određenu količinu dozračene Sunčeve energije pretvori u korisnu toplotu, koja se radnim fluidom - nosiocem toplote odvodi krajnjem korisniku. Matematički se može izraziti kao odnos korisno odvedene količine toplote sa jedinice površine PSE i energije globalnog Sunčevog zračenja koja je dospela na jedinicu površine tog prijemnika.

$$\eta = \frac{q_k}{G} \quad (7.1)$$

Matematički izrazi za izračunavanje trenutne efikasnosti (7.1 do 7.3) važe samo za onaj vremenski period u kom parametri koji figurišu u njima imaju konstantne vrednosti i daju zavisnost efikasnosti od :

ulazne temperature fluida  $\eta = F_R \left[ (\tau \cdot \alpha) - U \frac{T_{f,u} - T_0}{G} \right] \quad (7.2)$

srednje temperature fluida  $\eta = F' \left[ (\tau \cdot \alpha) - U \cdot \frac{T_{f,m} - T_0}{G} \right] \quad (7.3)$

srednje temperature apsorbera  $\eta = (\tau \cdot \alpha) - U \frac{T_{abs} - T_0}{G} \quad (7.4)$

U dinamičkim - realnim uslovima eksploatacije, naročito ako se posmatraju u dužem vremenskom periodu parametri kao što su  $G$ ,  $(\tau \cdot \alpha)$  i  $T$  se menjaju pa se shodno tome menja i vrednost termičke efikasnosti  $\eta$ . Energetska efikasnost PSE se u nekom vremenskom periodu određuje prema izrazu (srednja vrednost za taj period) :

$$\bar{\eta} = \frac{\frac{1}{A_p} \int_0^t q'_k \cdot dt}{\int_0^t G \cdot dt} = \frac{\int_0^t \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{f,u} - T_{f,i}) dt}{\int_0^t G \cdot A_p \cdot dt} \quad (7.5)$$

odnosno:

$$\bar{\eta} = F_R \left[ (\overline{\tau \cdot \alpha}) - \frac{k(\overline{T_{f,u}} - \overline{T_0})}{H} \right] \quad (7.6)$$

## 7.1. Faktor odvođenja toplote iz prijemnika $F_R$

Prijemnici sunčeve energije funkcionišu kao razmenjivači toplote. Oni primljenu solarnu energiju predaju radnom fluidu. Količina korisne energije zavisi od porasta temperature radnog fluida koja opet zavisi od radnih i konstruktivnih parametara i definisana je izrazom (Daffie i Beckman 1991):

$$Q_u = A_p F_R [G(\tau\alpha) - U(T_{f,i} - T_o)] \quad (7.7)$$

Faktor odvođenja toplote iz prijemnika  $F_R$ , se definiše kao odnos korisno dobijene energije i maksimalno moguće dobijene energije, kada je temperatura apsorbera jednaka temperaturi radnog fluida (Daffie i Beckman 1991):

$$F_R = \frac{mC_p (T_{f,i} - T_{f,u})}{A_a [G(\tau\alpha) - U(T_{f,u} - T_a)]} \quad (7.8)$$

Faktor prenosa toplote opisuje udeo apsorbovane toplotne energije koja se prenese u fluid. Uvek je manji od 1, a njegova tipična vrednost kod prijemnika sa tečnošću kao nosiocem toplote kreće se od 0,8 do 0,9 (Khalifa 1998). Ukoliko se povećava temperaturna razlika, energetska efikasnost opada ali to se može kompenzovati povećanjem protoka radnog medijuma, čime se podiže vrednost faktora prenosa toplote iz prijemnika na radni fluid ( $F_R$ ). Temperaturna razlika se na taj način smanjuje a energetska efikasnost povećava

Definisanje faktora odvođenja toplote iz prijemnika zavisi od konstrukcije apsorbera te je za prijemnik sa apsorberom tipa registra (slika 7.1) definisan izrazom (Daffie i Beckman 1991).

$$F_R = \frac{mC_p}{A_a U} \left[ 1 - \exp\left(-\frac{A_a U F'}{mC_p}\right) \right] \quad (7.9)$$

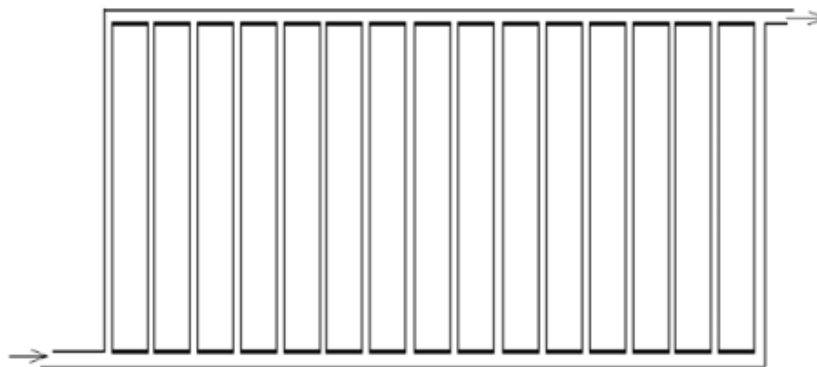
gde je:

$\dot{m}$  [kg/s]- maseni protok fluida,

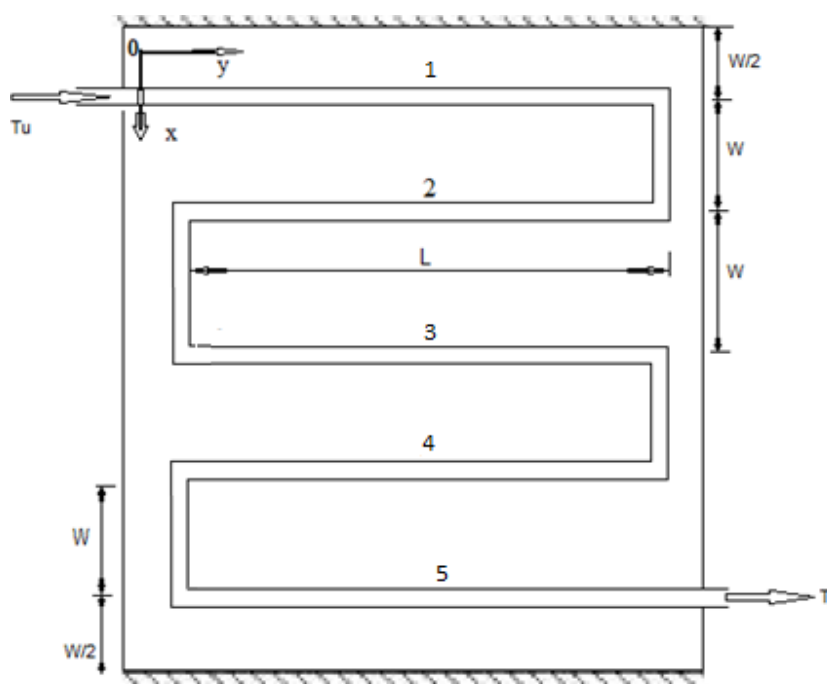
$C_p$  [J/kgK]- specifičan toplotni kapacitet pri konstantnom pritisku,

$F'$  [-]- geometrijski faktor zavistan od konstrukcije prijemnika i kreće se između 0,8 i 0,9.

Faktor odvođenja toplote iz prijemnika sa apsorberom čije su cevi u obliku serpentine (slika 7.2) se teže određuje nego kod prijemnika sa apsorberom tipa registra. On je u funkciji fizičkih parametara dizajna prijemnika kao što su: prečnik cevi, debljina cevi, provodljivost materijala i razmak između cevi apsorbera.



Slika 7.1. Konstrukcija prijemnika sa apsorberom tipa registra

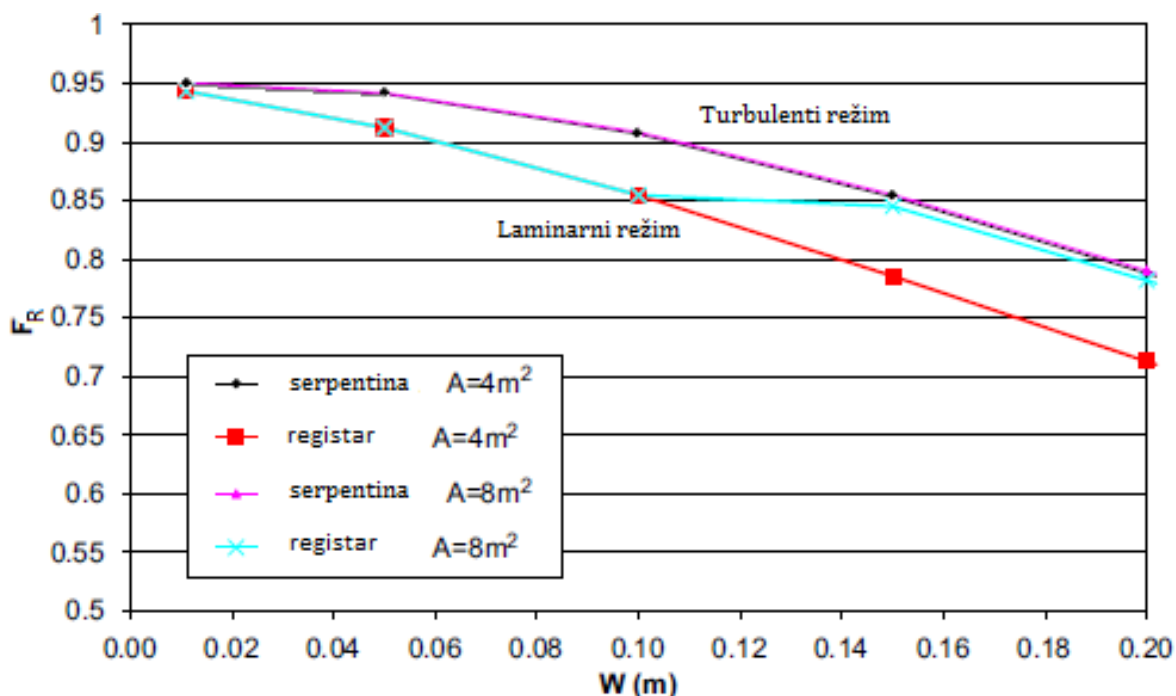


Slika 7.2. Konstrukcija prijemnika sa apsorberskom cevi u obliku serpentine

Faktor odvođenja toplote iz prijemnika, zavisi od konstrukcije apsorbera i odnosa  $W/D$ , gde je  $W$  rastojanje između cevi apsorbera a  $D$  prečnik cevi apsorbera. U praksi vrednost odnosa  $W/D$  treba da bude takva da predstavlja kompromis između optimizovanog prenosa toplote i ekonomskog aspekta. Ukoliko bi vrednost  $D$  bila konstantna a vrednost  $W$  se smanji (tada je veća vrednost  $F_R$ ) pri konstantnom masenom protoku, dužina cevi kod apsorbera u obliku serpentine je u tom slučaju veća. Smanjenje vrednosti odnosa  $W/D$  ima dve posledice, pozitivnu i negativnu. Pozitivna je podizanje efikasnosti prenosa toplote, odnosno veća vrednost koeficijenta odvođenja toplote iz prijemnika -  $F_R$ . Negativne posledice smanjene vrednosti odnosa  $W/D$  su povećanje pada pritiska i smanjenje vrednosti masenog protoka, zbog povećanja dužine puta fluida kroz cevi apsorbera.

Uticaj rastojanja između cevi apsorbera  $W$  na faktor prenosa toplote  $F_R$  pri konstantnoj vrednosti masenog protoka i prečnika cevi apsorbera je prikazan na slici 7.3. Iz date zavisnosti se može zaključiti da je vrednost  $F_R$  veća kod prijemnika sa apsorberom u obliku serpentine i da od početne vrednosti od 0,95 opada do vrednosti 0,78 ukoliko se rastojanje između cevi poveća sa vrednosti 0,01 [m] do 0,2 [m] (za površine prijemnika 4 i 8 [m<sup>2</sup>]).

Za prijemnik sa apsorberom u obliku cevnog registra, pri istim uslovima i za površine prijemnika od 4 i 8 [m<sup>2</sup>],  $F_R$  opada sa vrednosti 0,95 do vrednosti 0,85 pri čemu je  $W$  0,1 [m]. Za vrednost  $W$  od 0,1 do 0,15 [m] režim strujanja kod prijemnika površine 8 [m<sup>2</sup>] se menja i iz laminarnog prelazi u turbulentni, pri čemu  $F_R$  ima konstantnu vrednost. Za vrednosti  $W$  od 0,15 do 0,2  $F_R$  opada sa vrednosti 0,85 do vrednosti 0,78. Za prijemnik od 4 [m<sup>2</sup>] i vrednost  $W$  od 0,1 do 0,2 [m]  $F_R$  opada sa vrednosti 0,85 do 0,72.

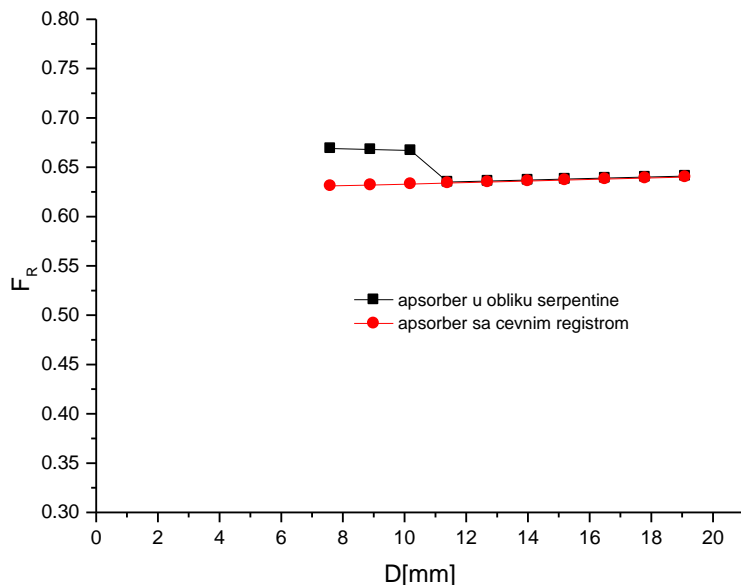


Slika 7.3. Zavisnost koeficijenta  $F_R$  od  $W/D$  (Zondag 2008)

Prečnik cevi apsorbera nema značajan uticaj na faktor odvođenja toplote iz prijemnika kod apsorbera tipa registra. Zavisnost koeficijenta odvođenja toplote iz prijemnika od prečnika cevi apsorbera, pri masenom protoku od 0,002 [kg/s] po jedinici površine, prikazana je na slici 7.4.  $F_R$  raste sa porastom prečnika cevi ali je taj porast zanemarljiv u odnosu na trostruko veći prečnik cevi – te povećanje prečnika cevi nije opravdano kod ovakve konstrukcije apsorbera (Myrna 1997).

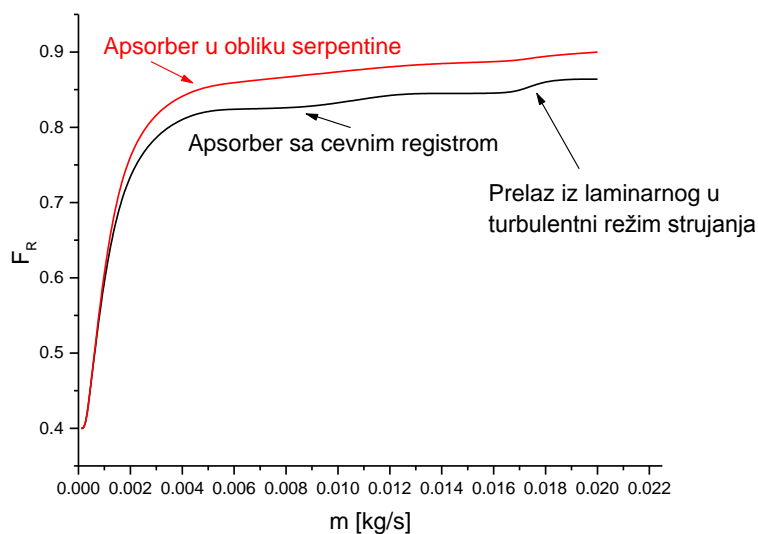
Prečnik cevi apsorbera ima uticaj na faktor odvođenja toplote iz prijemnika čija je cev apsorbera u obliku serpentine. Sa slike 7.4 može se zaključiti da kod ovakvih prijemnika, prečnik cevi ne bi trebao da bude veći od 10 [mm] u cilju očuvanja turbulentnog protoka. Sa daljim porastom prečnika cevi, zbog prelaska režima

strujanja iz turbulentnog u laminaran režim strujanja faktor odvođenja toplote -  $F_R$  opada sa vrednosti od 0,655 na vrednost 0,625 (Myrna 1997).



Slika 7.4. Zavisnost faktora odvođenja toplote od prečnika cevi apsorbera (Myrna 1997)

Na slici 7.5 dat je uporedni prikaz koeficijenta odvođenja toplote od masenog protoka radnog fluida za prijemnik sa apsorberskom cevi u obliku serpentine i u obliku cevnog registra. Može se zaključiti da prijemnik čija je cev apsorbera u obliku serpentine ima bolje performanse, zbog većeg koeficijenta prenosa toplote, za protoke veće od 0,002 [kg/s] po jedinici površine (Myrna 1997).



Slika 7.5. Uporedni prikaz  $F_R$  za apsorber tipa registra i apsorber čija je cev u obliku serpentine u zavisnosti od masenog protoka (Myrna 1997)

## 7.2. Efektivnost prijemnika $F'$

Efektivnost prijemnika ili efikasnost apsorbera  $F'$  opisuje uspešnost prenosa toplote sa površine apsorbera na radni fluid. Može se matematički izraziti kao odnos dva koeficijenta gubitaka toplote (Lambić 1995):

$$F' = \frac{U_0}{U} \quad (7.15)$$

gde je:

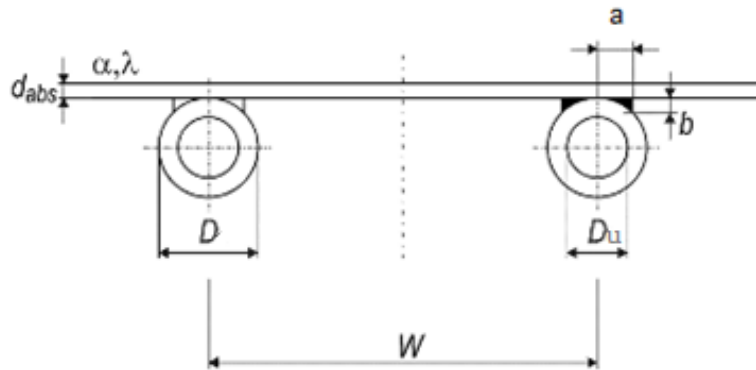
$U_0$  [ $W/m^2K$ ] - koeficijent toplotnih gubitaka sa radnog fluida u okolinu a

$U$  [ $W/m^2K$ ] - koeficijent toplotnih gubitaka sa apsorbera u okolinu.

Različita konfiguracija apsorbera ima za rezultat različito definisanje efektivnosti prijemnika  $F'$  u skladu sa koncepcijom konstrukcije (slika 7.6 - 7.8).

Ako se apsorberske cevi nalaze ispod apsorbera (slika 7.6),  $F'$  je dato izrazom 7.17 (Matuska 2009):

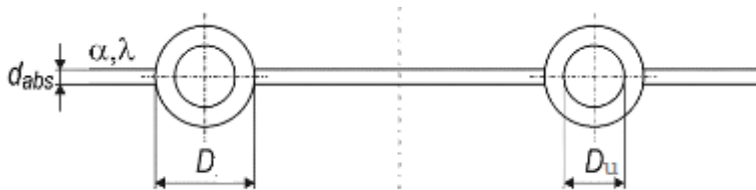
$$F' = \frac{1/U}{U[D + (W - D) \cdot F]} + \frac{1}{C_{sp}} + \frac{1}{h_i \pi D_u} \quad (7.16)$$



Slika 7.6. Koncepcija apsorbera sa cevima smeštenim ispod apsorbera

Za slučaj da je horizontalna osa cevi apsorbera u ravni sa apsorberom (slika 7.7),  $F'$  je definisano izrazom 7.17 (Matuska 2009):

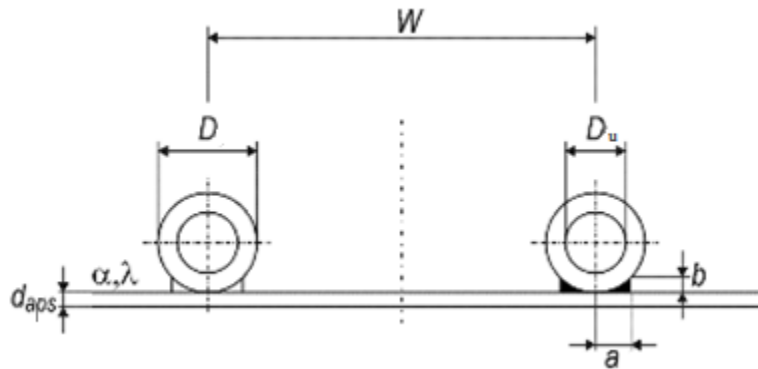
$$F' = \frac{1/U}{U[D_e + (W - D_e) \cdot F]} + \frac{1}{h_i \pi D_i} \quad (7.17)$$



Slika 7.7. Koncepcija apsorbera sa cevima smeštenim u ravni apsorbera

Za slučaj da je horizontalna osa cevi apsorbera ispod apsorbera (slika 7.8),  $F'$  je definisano izrazom 7.18:

$$F' = \frac{1}{\frac{WU}{h_i \pi D_i} + \frac{1}{\frac{D_e}{W} + \frac{1}{\frac{WU}{C_{sp}} + \frac{W}{(W - D_e) \cdot F}}}} \quad (7.18)$$



Slika 7.8. Konceptija apsorbera sa cevima smeštenim iznad apsorbera

Toplotnu provodljivost spoja cevi i apsorbera -  $C_{sp}$ , veoma teško odrediti zbog nesavršenosti spoja. Ukoliko je njena vrednost veća od 30 [W/mK] spoj se smatra dobrim, dok se lošim spojevima smatraju oni kojima je  $C_{sp}$  manje od 10 [W/mK]. Toplotna provodljivost spoja cevi i apsorbera je definisana izrazom 7.19:

$$C_{sp} = \frac{\lambda_{sp} \cdot a}{b} \quad (7.19)$$

gde je:

$\lambda_{sp}$  [W/mK] - koeficijent provođenja toplote materijala spoja;

$a$  [m] - polovina širine spoja apsorbera i apsorberske cevi;

$b$  [m] - debljina spoja apsorbera i apsorberske cevi;

$h_i$  [W/m<sup>2</sup>K] - koeficijent prenosa toplote konvekcijom u cevi i definisan je izrazom 7.20:

$$h_i = Nu \cdot \frac{\lambda_f}{D_u} \quad (7.20)$$

gde je:

$\lambda_f$  [W/mK] - koeficijent kondukcije radnog fluida i

$D_u$  [m] - unutrašnji prečnik cevi apsorbera.



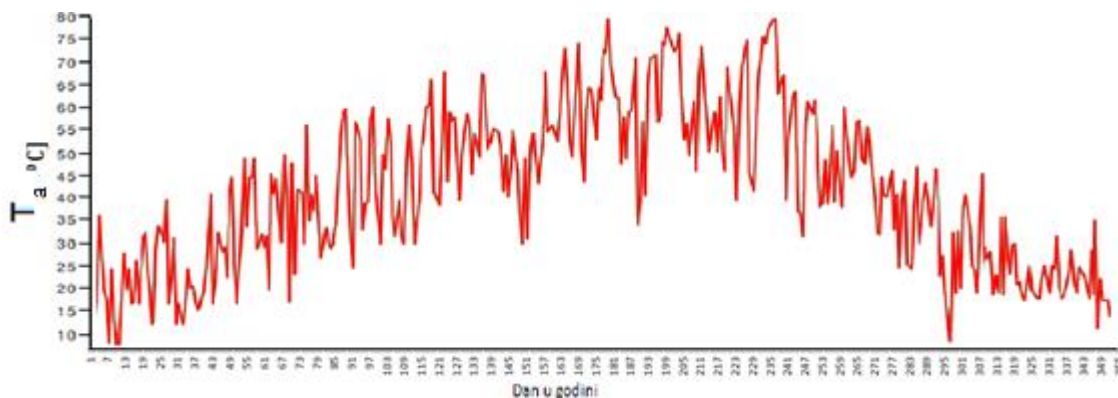
### 7.3. Protok fluida

Kod prijemnika sunčeve energije, apsorbovana toplotna energija se radnim fluidom, uz pomoć pumpe, odvodi do rezervoara u kom se vrši razmena toplote. Specifična toplotna snaga (po jedinici površine) koja se predaje krajnjem korisniku se matematički može izraziti, ako pretpostavimo da su u određenom trenutku rada,  $\tau, \alpha, G$  i  $T_o$  konstantne vrednosti, u obliku (Duffie i Beckman 1991):

$$q_k = (\tau\alpha)G - U\Delta T_1 \quad (7.21)$$

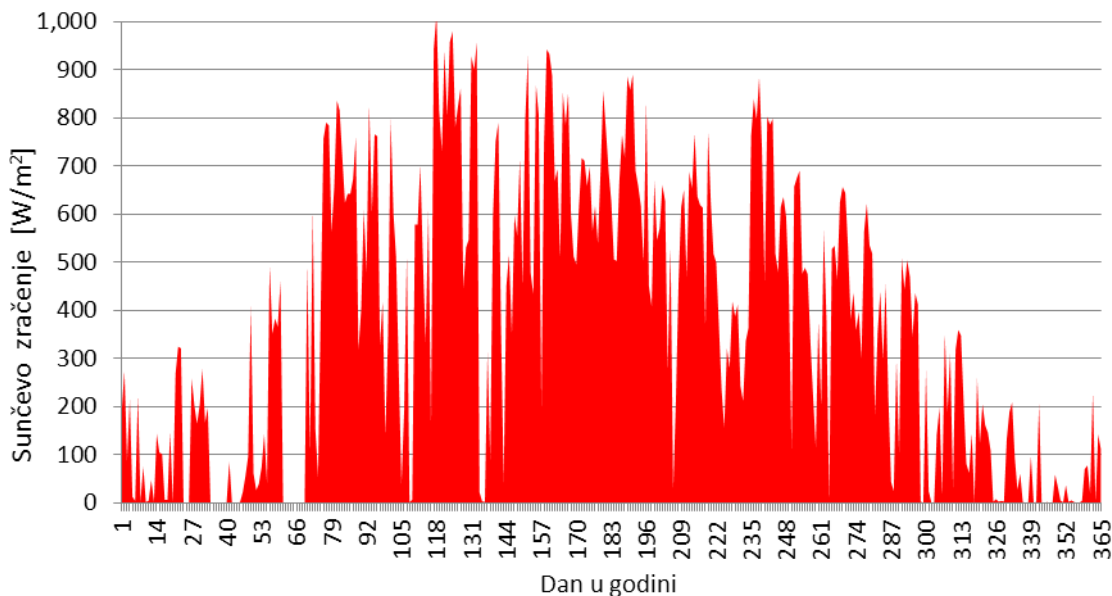
pri čemu je  $U$  u funkciji  $\Delta T_1$ ;

$\Delta T_1 = (T_a - T_o)$  - razlika temperature apsorbera  $T_a$  (slika 7.9) i temperature okoline  $T_o$ .



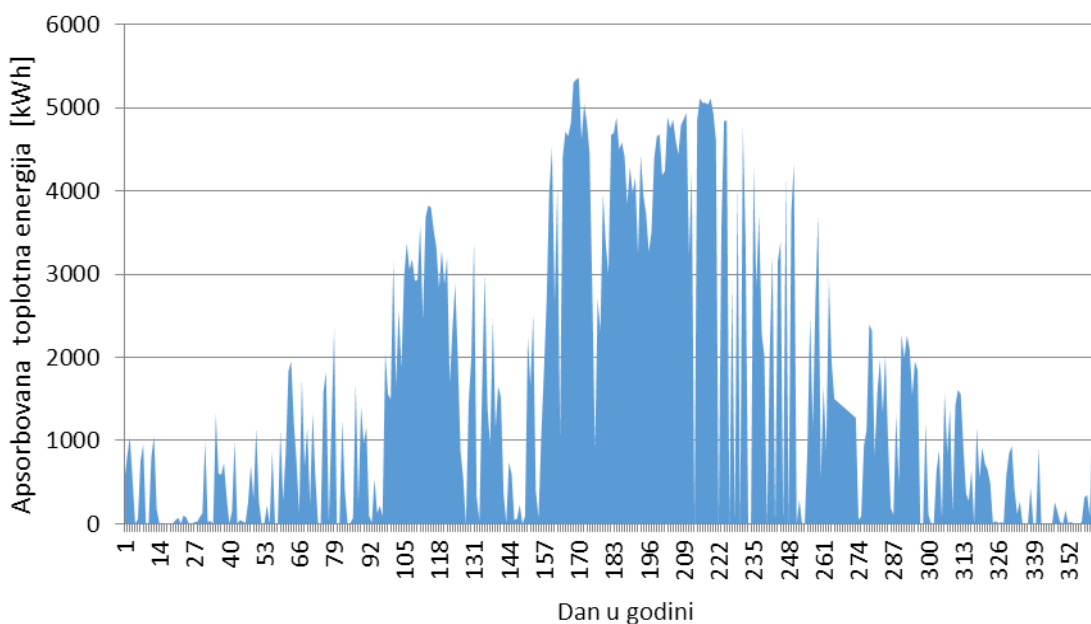
*Slika 7.9. Maksimalne temperature apsorbera prijemnika Termosolar TS 300 N1 sa bakarnom apsorberskom cevi savijenom u obliku serpentine na lokaciji Zrenjanin (20°23' istočne geografske dužine i 45°23' severne geografske širine) postavljenim pod uglom od 30° i južno orijentisanom (T\*SOL Pro 4.1, 2009)*

Izmerene vrednosti snage sunčevog zračenja ( $G$ ) na horizontalnu površinu za Zrenjanin u 2013. godini date su dijagramom na slici 7.10. U letnjem periodu snaga sunčevog zračenja dostiže vrednost od 900 do 1000 [ $W/m^2$ ] a u zimskom od 100 do 200 [ $W/m^2$ ].



Slika 7.10. Dozračena Snaga sunčevog zračenja na jediničnu površinu prijemnika (na lokaciji Zrenjanin - 20°23' istočne geografske dužine i 45°23' severne geografske širine) postavljenim pod uglom od 30° i južno orijentisanom (prema Meteonorm V7.0.228.)

Prikupljena toplotna energija zavisi od tipa i dizajna prijemnika, odnosno od njegove efikasnosti. Prijemnik TS 300 N1, čija je efikasnost prema projektnoj dokumentaciji 70%, bruto površina 2,08 [m<sup>2</sup>], površina svetlog otvora 1,78 [m<sup>2</sup>], postavljene pod uglom od 30° u odnosu na horizontalan položaj, južno orijentisan, na lokaciji Zrenjanina tokom godine, apsorbuje količinu toplotne energije prikazane dijagramom na slici 7.13.



Slika 7.11. Apsorbovana količina toplotne energije tokom 2013 godine uz pomoć prijemniku TS 300 N1 u Zrenjaninu

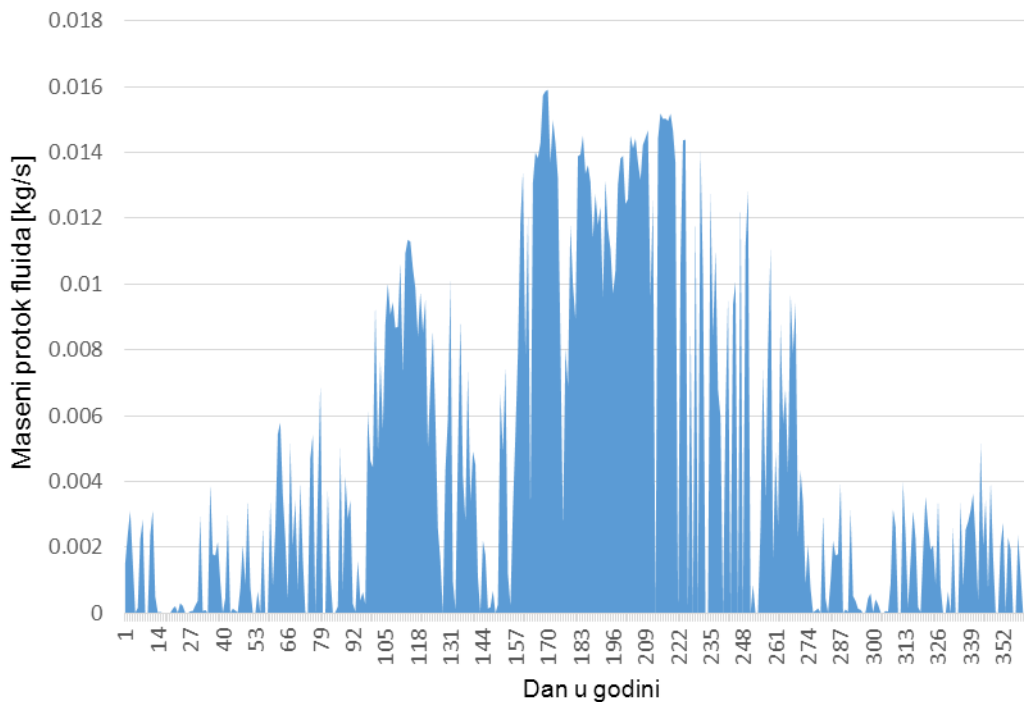
Sa druge strane korisnu toplotu prijemnika odvodi radni fluid što je matematički definisano izrazom:

$$\dot{q}_k = \dot{m} C \Delta T_2 \quad (7.22)$$

pri čemu je  $\Delta T_2 = (T_{fi} - T_{fu})$  - razlika izlazne i ulazne temperature fluida.

Specifičan toplotni kapacitet (C) se može uzeti kao konstantna vrednost koja zavisi od vrste radnog fluida i njegove temperature. Razlika ulazne izlazne i ulazne temperature radnog fluida ( $\Delta T_2$ ) je veoma važna za efikasan rad prijemnika sunčeve toplote. Prema literturnim navodima za vrednost  $\Delta T_2$  se uzima 10 [°C] pri teoretskim proračunima (DGS, 2005). Vrednost optimalnog masenog protoka se izračunava uz pomoć izraza 7.23 i prikazana je grafikom na slici 7.12.

$$\dot{m} = \frac{\dot{q}_k}{C \Delta T} \quad (7.23)$$



Slika 7.12. Zavisnost promene masenog protoka  $\dot{m}$  od vremena za maksimalan dobitak korisne energije

Pravilnom regulacijom masenog protoka kod prijemnika sunčeve energije vrši se uticaj na smanjenje radnih temperatura prijemnika a time i podizanje energetske efikasnosti prijemnika sunčeve toplote. Kako se maseni protok radnog fluida povećava, promena temperature se smanjuje pa su manji i gubici toplote.

$$\Delta T = \frac{q_k}{\dot{m} C} \quad (7.24)$$

Za izračunavanje korisne toplote koja je u funkciji ulazne temperature fluida koristi se izraz koji se može primeniti gotovo kod svih tipova prijemnika sunčeve energije:

$$(\tau\alpha)G - U\Delta T_1 = \dot{m} C \Delta T_2 \quad (7.25)$$

Ako se izraz 7.21 i 7.22 izjednače i podele snagom sunčevog zračenja  $G$ , dobije se jednakost iz koje se može definisati maseni protok radnog fluida prijemnika sunčeve energije:

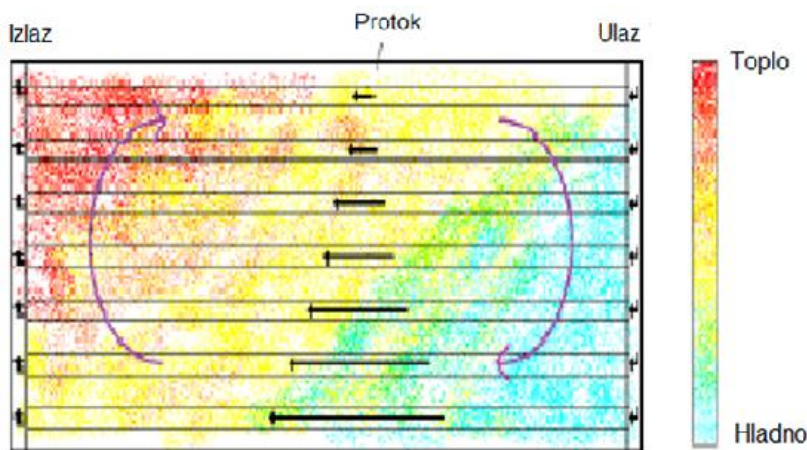
$$(\tau\alpha) - \frac{U}{G} \Delta T_1 = \dot{m} \frac{C}{G} \Delta T_2 \quad (7.26)$$

Leva strana izraza 7.26 predstavlja energetska efikasnost prijemnika koja se u funkciji masenog protoka fluida može napisati kao:

$$\eta = \dot{m} \frac{C}{G} \Delta T_2 \quad (7.27)$$

Dugi niz godina kod solarnih instalacija primenjivali su se visoki protoci (30 do 70 [l/h] po jedinici površine prijemnika sunčeve energije (Trier 2012)). Efikasnost kod ovih prijemnika sunčeve energije je relativno visoka jer se obezbeđenjem visokih protoka, postiže dobar prenos toplote sa cevi apsorbera na radni fluid. Na taj način se snižava temperatura apsorbera i smanjuju toplotni gubici. Međutim, takav protok često nije optimalan za ukupnu efikasnost instalacija, jer zahteva i više energije za rad pumpe i veći prečnik cevi.

Kao rezultat istraživanja koja su vršena u cilju utvrđivanja optimalnih performansi solarnih instalacija, poslednjih nekoliko godina se sve više primenjuju niski protoci (Trier 2012, Furbo, Cristofary 2001). Kod nekih modela prijemnika javlja se problem neravnomerne distribucija radnog fluida u apsorberu pri niskim protocima. Ravnomerna distribucija radnog fluida zavisi od prečnika cevi apsorbera, geometrija ulaza i izlaza, temperature fluida i njegove viskoznosti. Prijemnik sa apsorberom sa horizontalno postavljenim cevima u obliku rešetke, prijemne površine od 12,5 [m<sup>2</sup>] (slika 7.13), pri protocima nižim od 10 [l/min], ima neujednačene temperature na površini prijemnika, zbog neravnomerne distribucije radnog fluida kroz cevi apsorbera, što kao rezultat ima smanjenja efikasnosti prijemnika (Trier, 2012). U ovakvim uslovima postoji i mogućnost pregrevanja prijemnika.



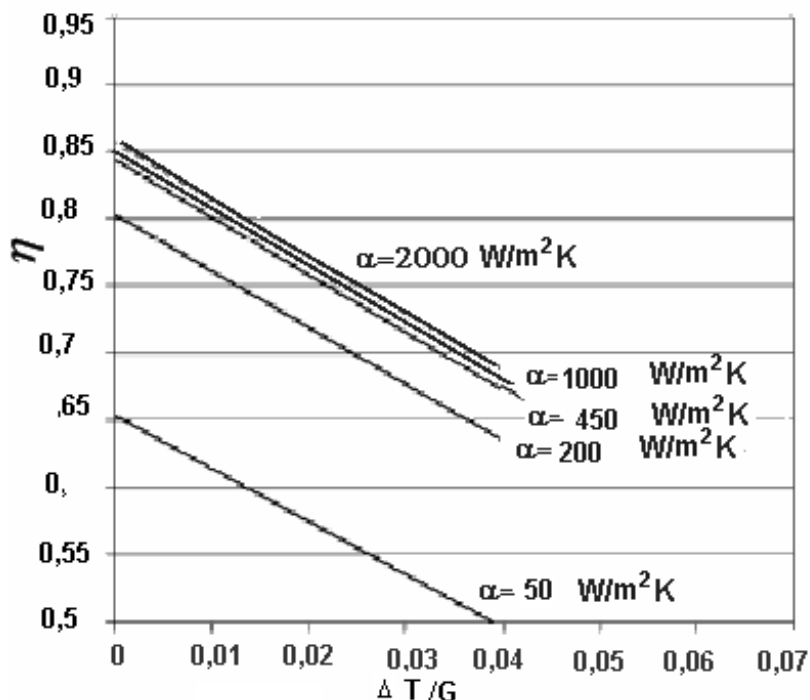
Slika 7.13. Raspored temperatura u prijemniku pri protoku od 10 [l/min]  
(Trier 2012)

Kod direktnih solarnih instalacija (bez razmjenjivača toplote) potrebno je vršiti mešanje u rezervoaru tople vode zbog temperaturnih razlika u slojevima koji se formiraju u njemu. Temperatura fluida povratnog toka se na taj način smanjuje, što rezultuje većom izlaznom energijom prijemnika (Trier 2012).

Korišćenje nižih protoka (od 8 do 15 [l/h] po jedinici prijemne površine) može imati dodatnih prednosti kao što su smanjenje ukupnih i operativnih troškova solarnih instalacija kroz korišćenje cevi manjeg prečnika i smanjenje operativnih troškova za rad pumpe. Niži protoci koji se koriste kod ovakvih instalacija uglavnom se kreću u dijapazonu od 7 do 25 [l/h] po jedinici prijemne površine a prema literaturnim navodima kod ovakvih instalacija optimalan protok je 10 [l/h] po jedinici prijemne površine (Cristofary 2001).

### 7.3.1. Uticaj protoka na prenos toplote

Prenos toplote, kod apsorbera prijemnika sunčeve energije, zavisi od veličine protoka radnog fluida. Za različite vrednosti protoka, odnosno koeficijenta prenosa toplote, na slici 7.14 su date vrednosti energetske efikasnosti prijemnika sunčeve toplote. Koeficijent prelaza toplote  $\alpha$  raste sa porastom protoka. Protok fluida od 70 [kg/h] po jedinici površine odgovara koeficijentu prelaza toplote od 450 [W/m<sup>2</sup>K] a energetska efikasnost se kreće od 66% do 84% u zavisnosti od  $\Delta T/G$ . Daljim rastom protoka, koeficijent konvektivnog prenosa toplote se vrlo malo menja a energetska efikasnost raste za oko 0,5%. Dalje povećanje protoka izazvalo bi veće pogonske troškove cirkulacione pumpe. Temperatura bi u tom slučaju porasla za 5 [°C] (Dović 2013).



Slika 7.14. Zavisnost energetske efikasnosti od promene koeficijenta prenosa toplote (Dović 2013)

Za tipčnu konstrukciju prijemnika, sa apsorberom čiji je prečnik cevi 7 [mm] - 10 [mm] i protokom od 35 [kg/h] do 50 [kg/h] po jedinici prijemne površine, što odgovara laminarnom strujanju i koeficijentu konvektivnog prenosa toplote 300 [W/m<sup>2</sup>K] do 400 [W/m<sup>2</sup>K], energetska efikasnost se kreće od 65% do 79% u zavisnosti od iznosa  $\Delta T/G$  što se smatra graničnim slučajem. Ukoliko bi protok bio manji od 30 [kg/h] po jedinici prijemne površine, otpor provođenju toplote bio bi znatan jer je evidentan pad koeficijenta prenosa toplote, kao i efikasnosti prijemnika. Tako mali protok može da izazove rast radnih temperatura i do 15 [°C] (Dović 2013).

### 7.3.2. Uticaj vrste radnog fluida na prenos toplote

Vrsta radnog fluida ima značajnog uticaja na energetska efikasnost prijemnika sunčeve energije. Zbog toga su danas sve učestalija istraživanja na ovu temu.

Efikasnost prenosa toplotne energije uslovljena je termičkim karakteristikama radnog fluida (gustinom, toplotnim kapacitetom i toplotnom provodljivošću). Termičke karakteristike fluida koji se koristi u solarnim instalacijama zavise od njegove temperature i definisane su izrazima od 6.27 do 6.38.

U otvornim instalacijama radni fluid je voda (jer ima odlične termičke karakteristike, veoma je dostupna, jeftina i nije toksična) a u zatvorenim se nalaze solarni fluidi – kako bi bile zaštićene od smrzavanja u zimskom periodu. Najčešće se u te svrhe koristi rastvor etilen glikola (35-55)% i vode, propilen - glikola (35-

60%) i glikola i vode (50%). Udeo etilen – glikola u rastvoru od 34% obezbeđuje zaštitu od smrzavanja do -20 [°C]. Veoma je pogodan sa ekonomskog stanovišta ali je otrovan, te se zahteva dvostruki zid u razmenjivaču toplote. Udeo propilen-glikola u rastvoru od 38% obezbeđuje zaštitu od smrzavanja do -22 [°C], skuplji je od etilen-glikola ali nije otrovan pa je sigurniji za primenu. Viskoznost etilen glikola i propilen glikola zavisi od temperature na kojoj se fluid nalazi. Na niskim temperaturama veoma su viskozni te nisu pogodni za niske stope protoka i laminaran režim strujanja kod koga je prenos toplote smanjen.

### 7.3.2.1. Termičke karakteristike vode

Termičke karakteristike vode u funkciji temperature date su matematičkim izrazima (Furbo 1997):

Gustina:

$$\rho = 1000,5 - 6,9 \cdot 10^{-2} \cdot T - 36 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 \text{ [kg / m}^3\text{]} \quad (7.27)$$

Toplotni kapacitet:

$$c_p = 4209,1 - 132,8 \cdot 10^{-2} \cdot T - 143,2 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 \text{ [kg / m}^3\text{]} \quad (7.28)$$

Toplotna provodljivost:

$$\lambda = 0,5762 + 10,5 \cdot 10^{-4} \cdot T \text{ [W / mK]} \quad (7.29)$$

Kinematska viskoznost:

$$\nu = 1,477 \cdot 10^{-6} \cdot \exp(-1,747) \cdot 10^{-2} \cdot T \text{ [m}^2 \text{ / s]} \quad (7.30)$$

Prandltov broj:

$$\text{Pr} = 39,5345 \cdot T^{-0,144} - 18,8396 \quad (7.31)$$

Koeficijent širenja:

$$\beta = (0,8 \cdot T^{0,5348} - 1,9114) \cdot 10^{-4} \text{ [K}^{-1}\text{]} \quad (7.32)$$

gde je T [K] - temperatura.

### 7.3.2.2. Termičke karakteristike mešavine glikola i vode

Termičke karakteristike mešavine vode i glikola u funkciji temperature date su matematičkim izrazima (Trier 2012):

Gustina:

$$\rho = (999,65 + 152,3 \cdot 10^{-2} \cdot x - 96,6 \cdot 10^{-4} \cdot x^2 - 1,7 - 146,1 \cdot 10^{-2} \cdot x + 76,7 \cdot x^2) \cdot 10^{-2} \cdot T + (-1,7 - 146,1 \cdot 10^{-2} \cdot x + 30,8 \cdot 10^{-4} \cdot x^2) \cdot 10^{-4} \cdot T^2 \quad (7.33)$$

Toplotni kapacitet:

$$c_p = 1255,5 - 958,5 \cdot 10^{-2} \cdot x - 941,7 \cdot 10^{-4} \cdot x^2 + (-168,9 + 843,5 \cdot 10^{-2} \cdot x - 35 \cdot 10^{-4} \cdot x^2) \cdot 10^{-2} \cdot T + (146,5 - 79,3 \cdot 10^{-2} \cdot x + 85,3 \cdot 10^{-4} \cdot x^2) \cdot 10^4 \cdot T^2 \quad (7.34)$$

Toplotna provodljivost:

$$\lambda = (0,571 - 0,42 \cdot 10^{-2} \cdot x + 0,1 \cdot 10^{-4} \cdot x^2) \quad (7.35)$$

Kinematska viskoznost:

$$\nu = (1,293 \cdot \exp(4,388 \cdot 10^{-2} \cdot x)) \cdot 10^{-6} \cdot \exp(-1,709 - 1,921 \cdot 10^{-2} \cdot x - 0,6 \cdot 10^{-4} \cdot x^2) \cdot 10^{-2} T \quad (7.36)$$

Prandltov broj:

$$Pr = 39,5345 \cdot T^{-0,144} - 18,8396 \quad (7.37)$$

Koeficijent širenja:

$$\beta = (0,8 \cdot T^{0,5348} - 1,9114) \cdot 10^{-4} [K^{-1}] \quad (7.38)$$

gde je T [K] temperatura a  $x[\%]$  je procenat propilen-glikola.

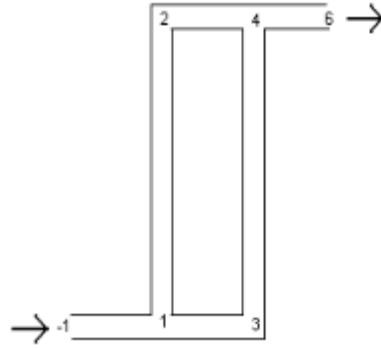
### 7.3.3. Uticaj protoka na pad pritiska

Pad pritiska kod ravnih prijemnika sunčeve energije zavisi od tipa prijemnika i tipa veze koja je između prijemnika ostvarena ako ih ima više.

#### 7.3.3.1. Uticaj tipa prijemnika na pad pritiska

Kod prijemnika sunčeve energije sa apsorberom tipa registra prikazanim na slici 7.15. pritisci u cevima apsorbera definisani su izrazima od 7.39 do 7.44 (Dayan 1997):





Slika 7.15. Pojednostavljen model prijemnika sa dve vertikalne apsorbera tipa registra (Dayan 1997)

$$p_{-1} = p_1 + \left[ rf \frac{L_c v^2}{2D_u} \right]_{-1,1} \quad (7.39)$$

$$p_1 = p_2 + \left[ rf \frac{L_c v^2}{2D_u} \right]_{1,2} \quad (7.40)$$

$$p_1 = p_3 + \left[ rf \frac{L_c v^2}{2D_u} \right]_{1,3} \quad (7.41)$$

$$p_2 = p_4 + \left[ rf \frac{L_c v^2}{2D_u} \right]_{2,4} \quad (7.42)$$

$$p_3 = p_4 + \left[ rf \frac{L_c v^2}{2D_u} \right]_{3,4} \quad (7.43)$$

$$p_4 = p_6 + \left[ rf \frac{L_c v^2}{2D_u} \right]_{4,6} \quad (7.44)$$

gde je:

$\rho$  [ $kg/m^3$ ] - gustina fluida;

$f$  [-] - koeficijent trenja;

$L_c$  [ $m$ ] - dužina svake cevi;

$v$  [ $m/s$ ] - brzina fluida i izračunava se iz masenog protoka;

$D_u$  [ $m$ ] - unutrašnji prečnik cevi.

Maseni protok za svaki segment definisan je izrazima 7.45 – 7.48 (Dayan 1997):

$$\dot{m}_{-1,1} = \dot{m}_{1,3} + \dot{m}_{1,2} \quad (7.45)$$

$$\dot{m}_{4,6} = \dot{m}_{3,4} + \dot{m}_{2,4} \quad (7.46)$$

$$\dot{m}_{1,2} = \dot{m}_{2,4} \quad (7.47)$$

$$\dot{m}_{1,3} = \dot{m}_{3,4} \quad (7.48)$$

Kod prijemnika sa apsorberom čija cev ima oblik serpentine ukupna dužina cevi  $L_u$  [m] je definisana izrazom (Dayan 1997).

$$L_u = \frac{KD}{f} \quad (7.49)$$

gde je:

K [-] - koeficijent gubitaka;

D [m] - prečnik cevi;

f[-] - koeficijent trenja.

Pritisak je tada definisan izrazom (Furbo 2004).

$$p = f \frac{L_u}{D} r \frac{v^2}{2} \quad (7.50)$$

Koeficijent trenja, dužina i prečnik cevi su konstante. Brzina strujanja fluida zavisi od masenog protoka radnog fluida i definisana je izrazom (Dayan 1997):

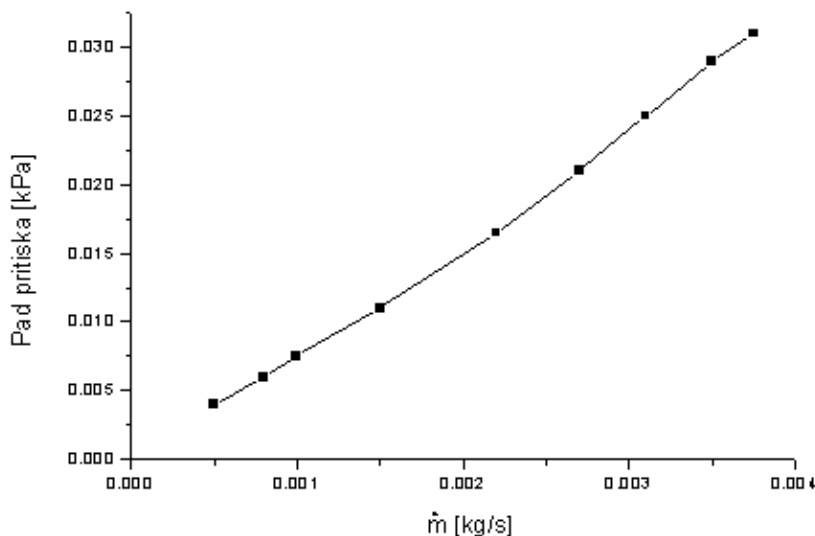
$$v = \frac{\dot{m}}{r \frac{\rho D^2}{4}} \quad (7.51)$$

Ako se izraz 7.51 uvrsti u izraz 7.50 dobije se izraz 7.52 iz kog se može zaključiti da pritisak u cevima raste kako raste dužina cevi i maseni protok fluida (Dayan 1997).

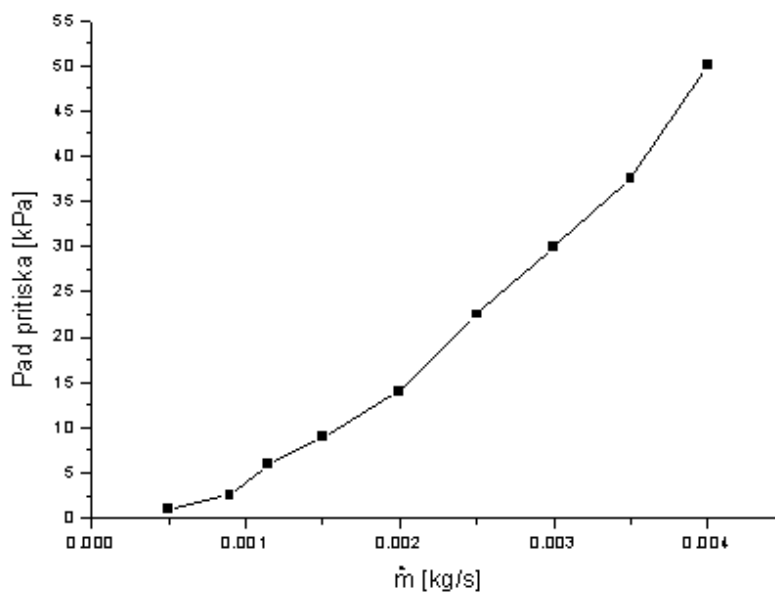
$$p = 8f \frac{L}{D^5} \frac{\dot{m}^2}{r \rho^2} \quad (7.52)$$

Kod prijemnika sa apsorberom u obliku serpentine putanja radnog fluida duža zbog toga su i gubici veći. Pad pritiska za prijemnik sa apsorberom čija je cev u obliku serpentine dat je na slici 7.16. Na slici 7.17. dat je prikaz pada pritiska za prijemnik sa apsorberom tipa registra za isti protok fluida. Sa dijagrama se može

zaključiti da je pad pritiska manji kod prijemnika sa apsorberom tipa registra nego kod prijemnika sa apsorberom u obliku serpentine za isti iznos protoka.



Slika 7.16. Pada pritiska kod apsorbera tipa registra (Furbo 2004)



Slika 7.17. Pad pritiska kod apsorbera u obliku serpentine (Furbo 2004)

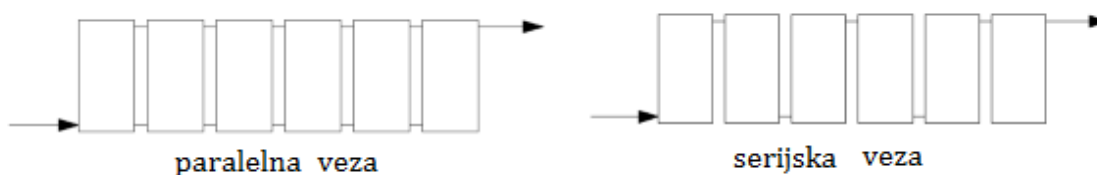
### 7.3.3.2. Uticaj tipa veze prijemnika na pad pritiska

Prijemnike je u instalaciji moguće spojiti serijskom i paralelnom vezom (slika 7.18).

Kod paralelne veze, radni fluid prolazi manji ukupan put kroz vod, pa je i pad pritiska manji, niže su radne temperature fluida, te je energetska efikasnost viša, što predstavlja prednost ovog tipa veze. Nedostatak je, što se zahteva veći broj razdelnih cevi većeg prečnika zbog većih količina radnog fluida u njima i što se

kada je veći broj prijemnika u spoju događa nejadnaka distribucija radnog fluida kroz prijemnike u sredini spoja, odnosno smanjen protok radnog fluida u njima. Da bi se to izbeglo preporučuje se da broj prijemnika u vezi ne bude veći od 6.

Kod serijske veze, ukupan protok kroz vod je manji ali je pad pritiska kod ovakve veze veći, zato što isti fluid struji kroz svaki prijemnik u spoju. To rezultuje većom razlikom između izlazne i ulazne temperature fluida, većim gubicima i nižom prosečnom efikasnošću prijemnika, nego kod paralelne veze za isti broj prijemnika. Maksimalan broj prijemnika u vezi je uslovljen dozvoljenim padom pritiska. Prednost serijske veze prijemnika je ravnomerna distribucija radnog fluida u svim prijemnicima. Ovaj tip veze je karakterističan za lokacije sa manjom godišnjom ozračenošću.



Slika 7.18. Tip veze prijemnika u instalaciji

#### 7.3.4. Uticaj protoka na izbor rezervoara tople vode

Izbor rezervoara tople vode kod solarnih instalacije zavisi od protoka radnog fluida. Konstruktivno postoje dva tipa rezervoara – rezervoar sa plaštom koji se primenjuje kod instalacija sa nižim protocima i rezervoar sa spiralnim razmenjivačem toplote koji se primenjuje kod instalacija sa višim protocima. Razlike temperatura kod instalacija sa visokim protocima se kreću od 10 do 20 [°C] a kod instalacija sa niskim protocima 40 do 50 [°C]. U rezervoaru se toplija voda, zbog manje viskoznosti, kreće prema vrhu rezervoara. Ova pojava uzrokuje pojavu termalne stratifikacije u rezervoarima tople vode. Kod instalacija sa niskim protocima radnog fluida termalna stratifikacija je poželjna jer se na taj način omogućava relativno brzo zagrevanje gornjih slojeva vode u rezervoaru (Furbo 2004).

## 8. ZAVISNOST ENERGETSKE EFIKASNOSTI OD KONSTRUKCIJE PRIJEMNIKA SUNČEVE ENERGIJE

Prijemnik sunčeve energije je najvažniji element solarne instalacije pa je zbog toga i efikasnost prijemnika presudna za efikasnost cele instalacije. Efikasnost određenog tipa prijemnika dobija se eksperimentalnim merenjem u skladu sa važećim standardima na osnovu izraza (ANSI/ASHRAE 2003):

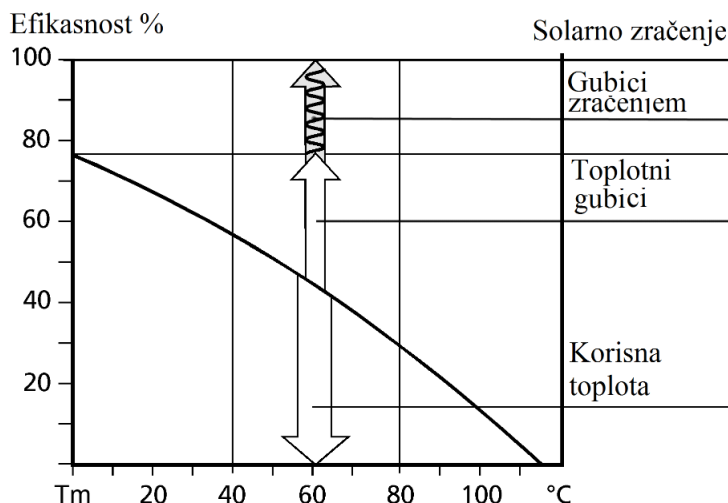
$$\eta = \eta_0 - a_1 \frac{\Delta T}{G} - a_2 \left( \frac{\Delta T}{G} \right)^2 \quad (8.1)$$

Koeficijenti  $\eta_0$  (optička efikasnost),  $a_1$  i  $a_2$  (toplotni gubici), se određuju regresionom analizom eksperimentalnih podataka. Međutim, izraz 8.1. se retko primenjuje u praksi, pošto kvadratni član te jednačine ima relativno malu veličinu u odnosu na linearni član, pa je u opštoj jednačini efikasnosti prijemnika sunčeve energije kvadratni član najčešće zanemaren.

Dijagramski prikaz efikasnosti prijemnika u koordinatnom sistemu (slika 8.6), sa vrednosnim podacima trenutnog koeficijenta korisnog dejstva ( $\eta$ ) na ordinati i  $\Delta T/G$  na apscisi - predstavlja, kako vizuelnu, tako i matematičku podlogu za utvrđivanje efikasnosti PSE u određenom trenutku (ili periodu vremena). Takva kriva sadrži u sebi integrisane podatke:

- ponašanja okoline (temperaturu okoline, vrednost snage globalnog zračenja  $G$  u određenom vremenskom periodu);
- konstruktivnih karakteristika prijemnika (specifične toplotne gubitke),
- parametre spoljnih dejstava (brzinu vetra) i
- položaj prijemnika (lokalitet, azimut, nagib).

Sa porastom temperature radnog fluida, odnosno razlike njegove srednje temperature i temperature okoline –  $\Delta T$  (što podrazumeva da prijemnik sunčeve energije radi sa višom temperaturom apsorbera) rastu i toplotni gubici (slika 8.1 ).



Slika 8.1. Kriva energetske efikasnosti u zavisnosti od razlike radne temperature prijemnika i temperature okoline

Što su toplotni gubici manji raste efikasnost prijemnika što se vidi iz izraza 8.2:

$$\eta = \frac{Q_{kor}}{G \cdot A} = \frac{Q_a - Q_g}{G \cdot A} = \frac{\tau\alpha \cdot A \cdot G - Q_g}{G \cdot A} = \underbrace{\tau\alpha}_{\text{Solarno zračenje}} - \underbrace{\frac{Q_g}{G \cdot A}}_{\text{Toplotni gubici}} \quad (8.2)$$

gde je:

$Q_{kor}$  [J]- korisno predata toplota potrošaču ( $Q_{kor} = \dot{m} \cdot C(T_{fi} - T_{fu})$ ),

$Q_a$  [J]- apsorbovana toplota i

$Q_g$  [J]- toplotni gubici.

Iz izraza 8.2. se vidi da je efikasnost prijemnika ograničena optičkim karakteristikama transparenta i apsorptivnom karakteristikom apsorbera tj. ne može biti veća od proizvoda transparentne karakteristike stakla  $\tau$  i koeficijenta apsorpcije  $\alpha$ .

Pri konstantnom Sunčevom zračenju, sa porastom temperature radnog fluida, efikasnost prijemnika opada. Tada toplotni gubici u okolinu rastu jer dolazi do povećanja temperature svih delova prijemnika a posebno apsorbera. U skladu sa tim temperaturu radnog fluida treba držati na što nižem nivou a da se pri tom još uvek mogu postići željene temperature vode u rezervoaru (55-60 [°C]).

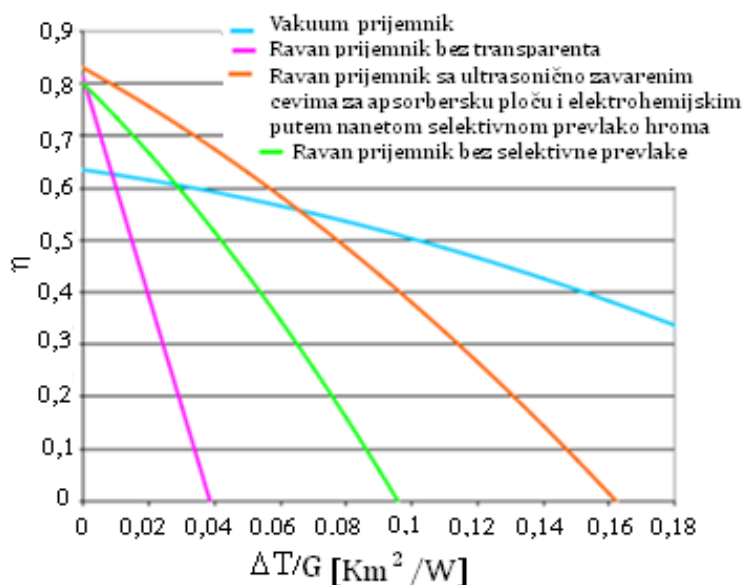
Smanjenjem snage sunčevog zračenja i temperature okoline (zimi) i pri istim vrednostima srednje temperature radnog fluida i toplotnih gubitaka efikasnost prijemnika se smanjuje.

Gubici u okolinu će se povećati i ukoliko se temperatura okoline snižava i pri konstantnim ostalim parametrima. Optički gubici su konstantni bez obzira na temperaturu. Da bi se smanjili ovi gubici neki proizvođači vrše anti-reflektujuće tretiranje stakla koja povećava količinu prenesenog zračenja kroz transparent od stakla, smanjivanjem refleksije.

Anti-reflektujući tretman može se raditi na različite načine. U tu svrhu se vrši nagrizanje površine stakla potapanjem stakla u bazen sa određenim hemikalijama ili se antireflektujući sloj nanosi kao premaz, odnosno sloj na staklu. Staklo sa niskim sadržajem gvožđa je standardno u upotrebi jer prisustvo gvožđa u staklu smanjuje refleksiju te pozitivno utiče na smanje optičkih gubitaka. Takođe može preko stakla u tu svrhu da posluži i antireflektujuća folija.

Analizom jednačine termoenergetske efikasnosti PSE (izraz 8.1), koja je data u tehničkoj dokumentaciji prijemnika, ustanovljavaju se osnovne zavisnosti i uticaji pojedinih parametara jednačina, a time i konstruktivnih i radnih parametara kao i položaja prijemnika, na veličinu njihove efikasnosti.

Kriva efikasnosti PSE (izraz 8.2) prezentovana u grafičkom obliku, predstavlja pojednostavljen operator za brzo i jednostavno utvrđivanje trenutne efikasnosti za bilo koje vreme i bilo koje uslove tokom godine, a za određen tip i konstrukciju prijemnika za koji ta kriva važi (slika 8.2).



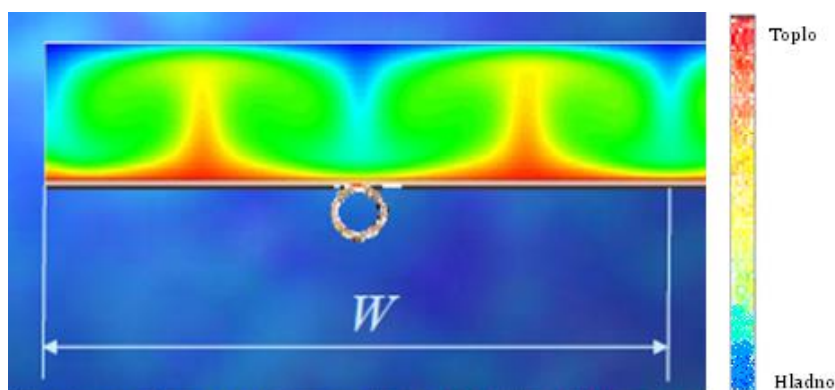
Slika 8.2. Dijagram efikasnosti ravnih pločastih prijemnika različitih konstruktivnih karakteristika

Konstruktivne karakteristike u velikoj meri utiču na energetske efikasnost prijemnika sunčeve energije. Dizajnom prijemnika može se uticati na više načina na podizanje njegove energetske efikasnosti i to:

- povećanjem količine apsorbovane energije,
- poboljšanjem odvođenja toplote iz prijemnika i
- smanjenjem toplotnih gubitaka.

Povećanje količine apsorbovane energije postiže se primenom transparenta boljih optičkih svojstva i većom selektivnošću apsorbera. Tako se uobičajeni transparenti čija je transmitivna karakteristika 0,9 mogu zameniti najkvalitetnijim ali i skupim kolektorskim staklima čija je transmitivna karakteristika 0,96. Apсорberi sa koeficijentom emisije od 0,12, koliko imaju prosečni apсорberi, mogu se zameniti visoko selektivnim, sa koeficijentom emisije 0,05.

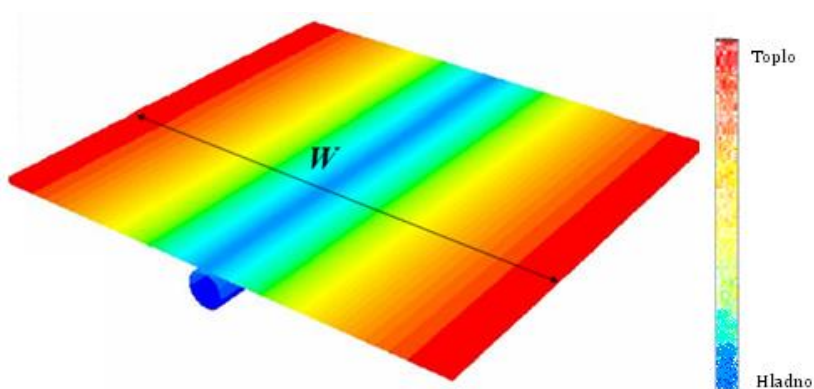
Sa apsorberske ploče se toplota konvekcijom prenosi na vazduh koji se kreće prema transparentu, predajući mu toplotu i vraćajući se zatim prema apsorberu što je prikazano na slici 8.3.



Slika 8.3. Raspodela temperatura u međuprostoru između transparenta i apsorbera (Dović 2013)

Smanjenje toplotnih gubitaka može se postići povećanjem broja transparentnih pokrивki i smanjanjem konvektivnih i gubitaka toplote u međuprostoru između transparentne pokrивke i apsorbera. Gubici toplote, usled slobodne konvekcije se mogu eliminisati zamenu vazduha nekim drugim gasom više molekulske težine (Foste (2010) i Vastlund (2009)) ili stvaranjem vakuuma u međuprostoru između transparenta i apsorbera (Kaushika i Sumathi (2003) i Rommel i Vagner (1992)).

Na efikasnost prijemnika sunčeve energije veliki uticaj ima toplotni otpor spoja cevi i apsorbera koji potiče od nehomogenosti strukture spoja, njegove neadekvatne dimenzije i materijala spoja niske toplotne provodnosti. Rezultat toga su više temperature apsorbera a time i povećani toplotni gubici u okolinu – odnosno niža efikasnost prijemnika sunčeve toplote (slika 8.4).

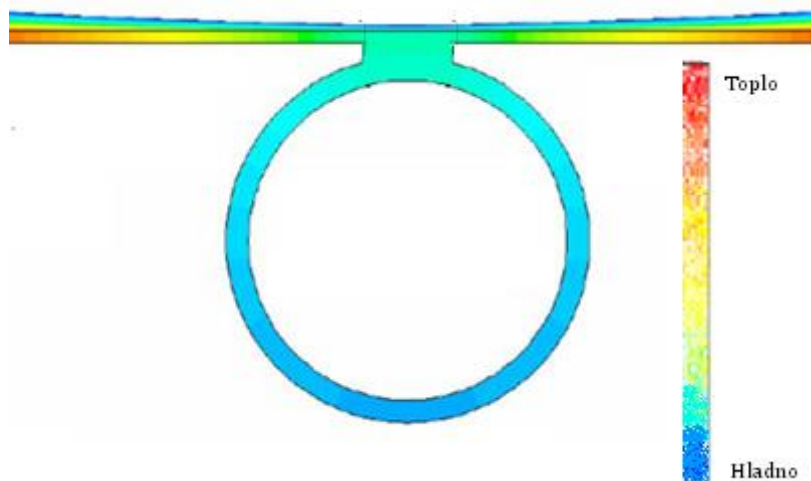


Slika 8.4. Raspodela temperatura na segmentu apsorbera (Dović 2013)

Jedan od načina izvođenja spoja cevi i apsorbera je lemljenje cevi koja se smešta u kanale apsorberske ploče. Da bi se izbeglo naprezanje apsorberske ploče cevi se umesto celom svojom dužinom mogu lemiti samo jednim delom dužine. U tom slučaju efikasnost će biti manja 10 do 30%. Ovakvi spojevi često sadrže



vazdušne džepove što dodatno snižava toplotnu provodnost spoja. Lepljenjem spoja dobijaju se najlošiji rezultati u pogledu toplotne provodnosti spoja a time i efikasnosti. U novije vreme, najčešće se koriste ultrazvučno zavarivanje cevi za apsorber bez korištenja dodatog materijala. Ovakvi spojevi imaju i do 10% bolju efikasnost od lemljenih spojeva celom dužinom cevi. Laserskim zavarivanjem postiže se i do 11% bolja efikasnost. Širina zavarenog spoja ne bi trebalo da bude manja od četvorostruke debljine apsorberske ploče jer u tom slučaju ne predstavlja otpor provođenju toplote (Dović 2013) (slika 8.5).



*Slika 8.5. Raspodela temperatura u spoju cevi i apsorbera dobijenim laserskim zavarivanjem (Dović 2013)*

Viša efikasnost prijemnika može se postići primenom pločastih apsorbera kod kojih je razmenjivačka površina veća nego kod cevnih. Kod ovog tipa prijemnika radni fluid struji kroz mrežu kanala utisnutih u apsorberske ploče koje su spojene elektrootpornim linijskim zavarivanjem. Kod ovakvih konstruktivnih izvedbi javlja se problem velikih naprezanja i deformacija ploča.

Prednosti vezane za mehaničku i vremensku izdržljivost i postojanost apsorbera tipa cev-ploča i raspoložive tehnologije rezultovale su širokom proizvodnjom ovog tipa apsorbera. Dalji razvoj ravnih cevno-pločastih toplotnih prijemnika podrazumevao je optimizaciju geometrijskih i radnih parametara i to: propusnosti transparenta, karakteristike premaza apsorbera, materijala i širine zavara, prečnika i razmaka između dve cevi apsorbera, materijala i debljine apsorbera i transparenta, razmaka apsorbera i transparenta, debljine izolacije, vrste radnog fluida i protoka.

## 8.1. Karakteristike analiziranih tipova prijemnika

Da bi se ključni parametri konstrukcije za povećanje energetske efikasnosti identifikovali, u nastavku istraživanja, izvršena je analiza konstruktivnih karakteristika 10 tipičnih konstrukcija prijemnika koje se najčešće mogu naći u komercijalnoj primeni u korelaciji sa njihovom efikasnošću pri identičnim uslovima eksploatacije.

### TIP 1 - PSE sa apsorberom tipa ploča – ploča

1. Prozračna pokrivka: jednostruka staklena pokrivka
2. svetli otvor: 1840 x 825 [mm];
3. debljina staklene ploče je 4 [mm].
4. Apsorber: materijal: dekapirani čelični lim, kvalitet Č.0147 P3; površinska obrada: prvi sloj nikl, završni sloj - crni selektivni hrom, debljine 0,01 [mm]; proizvodni proces: izvlačenje na presi, šavno i tačkasto elektrootporno zavarivanje;
5. Dimenzije: 1820 x 820 x 10 [mm].
6. Kućište: materijal: ekstrudirani Al profil i Al - lim; površinska zaštita: eloksiranje; toplotna izolacija: ekspandirani poliuretan (debljina sloja sa zadnje strane je 40 [mm], a sa bočnih strana je 30 [mm]).
7. Priključak: nazivni prečnik je 3/4", unutrašnji prečnik je 1/2"
8. Efektivna (korisna prijemna površina): 1,5 [m<sup>2</sup>]
9. Masa praznog PSE - a: 55 [kg];
10. Sadržaj tečnosti: 2,5 [l]
11. Ukupna masa PSE - a sa radnom tečnošću: 57,5 [kg];
12. Maksimalne dimenzije PSE: 1900 x 885 x 100 [mm]
13. Radni pritisak: 2,5 [bar].
14. Ograničenja: najviša radna temperatura: 150 [°C];
15. Najviši pritisak: 12 [bar];
16. Kriva trenutne efikasnosti:  $\eta = 0,773 - 0,386(\Delta T / G)$   
gde je:  $\Delta T = [(T_i + T_u) / 2 - T_0]$  ( $T_i, T_u$ ) - temperatura fluida na izlazu i na ulazu u PSE;  $T_0$  - temperatura okoline;
17. Hidraulički otpor:  $\Delta p = 0,041 (\dot{m}')^{1,567} (\dot{m}' [l/h]; \Delta p [Pa])$

### TIP 2 - PSE sa apsorberom tipa cev – ploča (cev apsorbera u obliku serpentine)

1. Prozračna pokrivka: dvostruka staklena pokrivka
2. svetli otvor: 1714 x 714 [mm];

3. debljina staklene ploče je 4 [mm] - spoljno, i 3 [mm] - unutrašnje;
4. Apsorber: cevno - pločasti  
materijal: čelični lim debljine 0,5 [mm] uz koji je mehanički pritisnuta i pričvršćena bakarna cev prečnika  $\Phi 12/10$ , debljine zida od 1 [mm] – u obliku cevne zmijske - ukupne dužine od 10,93 [m];  
- površinska obrada apsorberske ploče: crna mat boja, tipa "NEXTEL",  
- dimenzije: 1760 x 760 x 12,5 [mm];
5. Vazdušni razmaci:  
- između apsorbera i prve staklene ploče - 20 [mm];  
- između staklenih ploča - 15 [mm];
6. Toplotna izolacija:  
- bočnih strana: pluta - 10 [mm], Al - folija 0,03 [mm];  
- zadnje strane: mineralna vuna - 20 [mm], tvrda poliuretanska pena - 30 [mm], Al - folija - 0,03 [mm].
7. Kućište: materijal - čelični lim debljine 1 [mm]; površinska zaštita - epoksi boja;
8. Efektivna (korisna) prijemna površina: 1,224 [m<sup>2</sup>]
9. Maksimalne dimenzije PSE: 1804 x 804 x 105 [mm]
10. Maksimalni radni pritisak : 2,5 [bar]
11. Masa: 48,3 [kg/m<sup>2</sup>]
12. Kriva trenutne efikasnosti:  $\eta = 0,70 - 6,09 (\Delta T / G)$
13. Hidraulički otpor:  $\Delta p = 56(\dot{m})^2$  ( $\dot{m}$  [l/h];  $\Delta p$  [Pa])

#### TIP 3 - PSE apsorberom tipa cev – ploča (sa cevnim registrom)

1. Apsorber: ploča: aluminijumski profil zaštićen selektivnom prevlakom; cev: bakarna cev  $\Phi 15/\Phi 13$  [mm] – utisnuta u kanal apsorberske ploče. Spoj cevi sa sabirnom i razdelnom cevi je izvedena tvrdim lemljenjem;
2. Transparent: kaljeno staklo debljine 5 [mm], dimenzija 1735 x 835 [mm];
3. Kućište: presovan aluminijum od legure AlMgSiO 5 – eloksiran oksidnim slojem debljine od 20 do 25 [mm];
4. Izolacija: poliuteranska pena debljine 30 [mm] i "tervol" debljine 20 [mm] obloženi Al – folijom;
5. Zadnja pokrivna obloga: Al – lim, debljine 0,5 [mm];
6. Koeficijent apsorpcije apsorbera: 0,93;
7. Koeficijent emisije apsorbera: 0,12;
8. Dimenzije: 1790 x 880 x 86 [mm];
9. Efektivna površina apsorbera: 1,46 [m<sup>2</sup>];
10. Masa: 40 [kg];
11. Sadržaj fluida: 2 [l];

12. Kriva trenutne efikasnosti:  $\eta = 0,775 - 6,64(\Delta T / G)$ .

TIP 4 - PSE sa apsorberom tipa cev – ploča (sa cevnim registrom)

1. Dimenzije PSE (bez priključka): 1964 x 1034 x 86 [mm];
2. Neto prijemna površina: 1,91 [m<sup>2</sup>];
3. Masa praznog PSE: 49 [kg];
4. Priključci: dve spojnice za bakarne cevi  $\Phi$  12 [mm];
5. Prozirna pokrivka: kaljeno staklo debljine 5 [mm];
6. Kućište: ram: eloksirani Al profil; donja ploča: aluminijumski lim debljine 0,6 [mm];
7. Zaptivka: gumeni profil i silikonski kit;
8. Termoizolacija: ploča od tvrde poliuretanske pene, debljine 35 [mm];
9. Apsorber: apsorberska ploča: bakarni lim, apsorberska cev: bakarna cev  $\Phi$  12/10,5 [mm]; premaz apsorbera: specijalna crna boja "Solarlack" M 40 Li;
10. Količina tečnosti u PSE: 1,5 [l];
11. Maksimalni radni pritisak: 10 [bar];
12. Preporučeni radni pritisak: 3,5 [bar];
13. Montažni položaj: vertikalno;
14. Jednačina trenutne efikasnosti:  $\eta = 0,755 - 6,34(\Delta T / G)$ .
15. Pad pritiska:  $\Delta p = 9,337m^{1,3837}$ .
16. Snaga sunčevog zračenja  $G=800$  [W/m<sup>2</sup>].

TIP 5 - PSE sa apsorberom tipa cev – ploča (sa cevnim registrom)

1. Dimenzije PSE (bez priključka): 2270 x 5960 x 140 [mm];
2. Neto prijemna površina: 12,56 [m<sup>2</sup>];
3. Masa praznog PSE: 250 [kg];
4. Priključci: dve spojnice za bakarne cevi  $\Phi$  28 [mm];
5. Prozirna pokrivka: anti reflektivno staklo + ETFE folija 3,2+0,025 [mm];
6. Kućište: ram: eloksirani Al profil; donja ploča: aluminijumski lim debljine 0,6 [mm];
7. Zaptivka: gumeni profil i silikonski kit;
8. Termoizolacija: ploča od mineralne vune, debljine 75 [mm];
9. Apsorber:
  - apsorberska ploča: bakarni lim
  - apsorberska cev: bakarna cev 18 x  $\Phi$  8 i 2 x  $\Phi$  28 [mm];
10. Količina tečnosti u PSE: 9,3 l;
11. Maksimalni radni pritisak: 10 [bar];
12. Maksimalan protok: 3,3 [m<sup>3</sup>/h].

13. Koeficijent apsorpcije apsorbera: 0,95;
14. Koeficijent emisije apsorbera: 0,05;
15. Protok: 25l/min;
16. Snaga sunčevog zračenja  $G=800 \text{ W/m}^2$ ;
17. Jednačina trenutne efikasnosti:  $\eta = 0,778 - 2,552(\Delta T / G)$

TIP 6 - PSE sa apsorberom tipa cev – ploča (sa cevnom registrom)

1. Dimenzije PSE (bez priključka): 2270 x 5960 x 140 [mm];
2. Neto prijemna površina: 12,52 [m<sup>2</sup>];
3. Masa praznog PSE: 253 [kg];
4. Priključci: dve spojnice za bakarne cevi  $\Phi 28$  [mm];
5. Prozirna pokrivka: anti reflektivno staklo + ETFE folija 3,2+0,025 [mm];
6. Kućište: ram: eloksirani Al profil; donja ploča: aluminijumski lim debljine 0,6 [mm];
7. Termoizolacija:
  - a. ploča od mineralne vune, debljine 75 [mm];
8. Apsorber:
  - apsorberska ploča: aluminijumski lim
  - apsorberska cev: bakarna cev 18 x  $\Phi 10$  i 2 x  $\Phi 28$  [mm];
9. Količina tečnosti u PSE: 6,7 l;
10. Maksimalni radni pritisak: 10 [bar];
11. Maksimalan protok: 3,3 [m<sup>3</sup>/h].
12. Koeficijent apsorpcije apsorbera: 0,95;
13. Koeficijent emisije apsorbera: 0,05;
14. Jednačina trenutne efikasnosti:  $\eta = 0,817 - 2,205(\Delta T / G)$

TIP 7 - PSE sa apsorberom tipa cev – ploča (sa cevnom registrom)

1. Dimenzije PSE (bez priključka): 2270 x 5960 x 140 [mm];
2. Neto prijemna površina: 12,52 [m<sup>2</sup>];
3. Masa praznog PSE: 253 [kg];
4. Priključci: dve spojnice za bakarne cevi  $\Phi 28$  [mm];
5. Prozirna pokrivka: staklo sa niskim sadržajem gvožđa
6. Kućište: ram: eloksirani Al profil; donja ploča: aluminijumski lim debljine 0,6 [mm];
7. Termoizolacija: ploča od mineralne vune, debljine 75 [mm];
8. Apsorber:
  - apsorberska ploča: Al lim ,
  - apsorberska cev: bakarna cev 18 x  $\Phi 10$  i 2 x  $\Phi 28$  [mm];

9. Količina tečnosti u PSE: 6,7 l; Maksimalni radni pritisak: 10 [bar];
10. Maksimalan protok: 3,3 [m<sup>3</sup>/h].
11. Koeficijent apsorpcije apsorbera: 0,95;
12. Koeficijent emisije apsorbera: 0,05;
13. Jednačina trenutne efikasnosti:  $\eta = 0,801 - 3,367(\Delta T / G)$  .

TIP 8 - PSE sa apsorberom tipa cev – ploča (sa cevnim registrom)

1. Dimenzije PSE (bez priključka): 2000 x 1000 x 86 [mm];
2. Neto prijemna površina: 1,85 [m<sup>2</sup>];
3. Masa praznog PSE: 37 [kg];
4. Priključci: dve spojnice za bakarne cevi  $\Phi$  28 [mm];
5. Prozirna pokrivka: staklo sa niskim sadržajem gvožđa
6. Kućište: ram: eloksirani Al profil; donja ploča: aluminijumski lim debljine 0,6 [mm];
7. Termoizolacija: ploča od mineralne vune, debljine 75 [mm];
8. Apsorber:
  - apsorberska ploča: Al lim ,
  - apsorberska cev: bakarna cev 18 x  $\Phi$  10 i 2 x  $\Phi$  28 [mm];
9. Količina tečnosti u PSE: 6,7 l; Maksimalni radni pritisak: 10 [bar];
10. Maksimalan protok: 3,3 [m<sup>3</sup>/h].
11. Koeficijent apsorpcije apsorbera: 0,95;
12. Koeficijent emisije apsorbera: 0,05;
13. Jednačina trenutne efikasnosti:  $\eta = 0,801 - 3,67(\Delta T / G)$  .

TIP 9 – PSE sa apsorberom tipa cev – ploča (sa cevnim registrom)

1. Dužina 2,072 [m]
2. Širina 1,212 [m]
3. Masa praznog 37,0 [kg]
4. Površina svetlog otvora 2,321 [m<sup>2</sup>]
5. Jednostruki transparent
5. Optička efikasnost  $\eta_0$  0.783
7. Koeficijent  $a_1$  4.17 [W/(m<sup>2</sup>K) ]
9. Kriva efikasnosti  $\eta = 0,783 - 4,17(\Delta T / G)$  .

TIP 10 –PSE sa apsorberom tipa cev (sa cevnim registrom)

1. Dužina 2,37 [m]
2. Širina 1,171 [m]
3. Masa praznog 47,0 [kg]

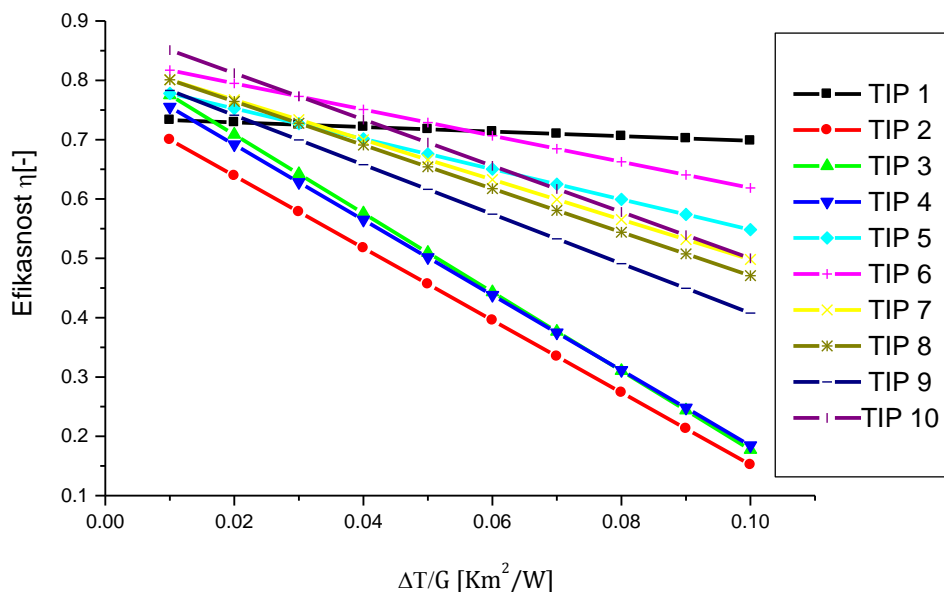
4. Površina svetlog otvora 2,471 [m<sup>2</sup>]
5. Jednostruki transparent
6. Optička efikasnost  $\eta_0$  0,851
7. Koeficijent  $a_1$  3,9 [W/(m<sup>2</sup>K) ]
8. Efikasnost  $\eta = 0,783 - 4,17(\Delta T / G)$  prikazanoj na slici 8.15.

Opšte jednačine efikasnosti analiziranih tipova prijemnika sunčeve energije koja se koristi u atestnoj dokumentaciji proizvođača tipskih konstrukcija date su u tabeli 8.1. a njihov uporedni grafički prikaz na slici 8.6. Energetska efikasnost analiziranih tipova prijemnika kreće od 51 do 75% u zavisnosti od parametara konstrukcije.

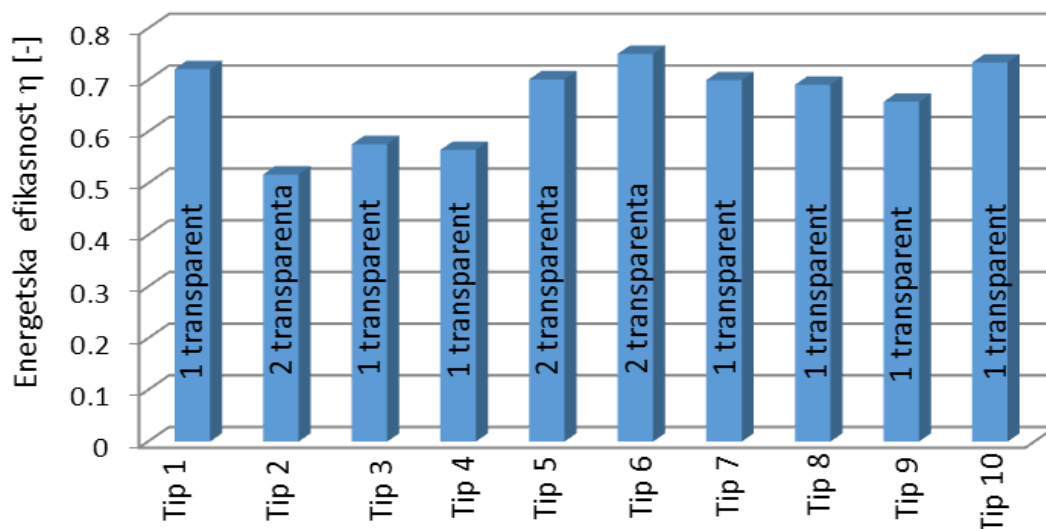
Tabela 8.1. Krive efikasnosti analiziranih tipova prijemnika sunčeve energije

Oznaka tipa prijemnika	Jednačina energetske efikasnosti prijemnika
TIP 1	$\eta = 0,773 - 0,386(\Delta T / G)$
TIP 2	$\eta = 0,70 - 6,09(\Delta T / G)$
TIP 3	$\eta = 0,775 - 6,64(\Delta T / G)$
TIP 4	$\eta = 0,755 - 6,34(\Delta T / G)$
TIP 5	$\eta = 0,778 - 2,552(\Delta T / G)$
TIP 6	$\eta = 0,817 - 2,205(\Delta T / G)$
TIP 7	$\eta = 0,801 - 3,367(\Delta T / G)$
TIP 8	$\eta = 0,801 - 3,67(\Delta T / G)$
TIP 9	$\eta = 0,783 - 4,17(\Delta T / G)$
TIP 10	$\eta = 0,851 - 3,9(\Delta T / G)$

Na slici 8.7. dat je uporedni prikaz efikasnosti analiziranih tipova prijemnika i broja transparentata. Od ukupno 10 analiziranih tipova prijemnika 3 prijemnika imaju po dva transparenta. Prijemnik TIP 6 ima efikasnost 75%, TIP 5 70% što ih svrstava u efikasnije prijemnike.



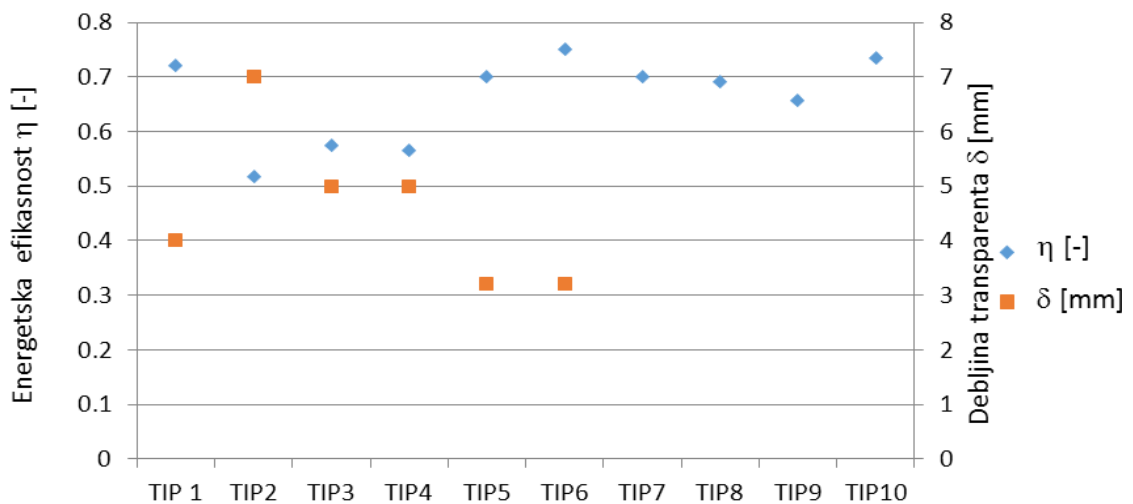
Slika 8.6. Usporedni prikaz krivih efikasnosti 10 reprezentativnih tipova prijemnika



Slika 8.7. Energetska efikasnost prijemnika sa različitim brojem transparentata

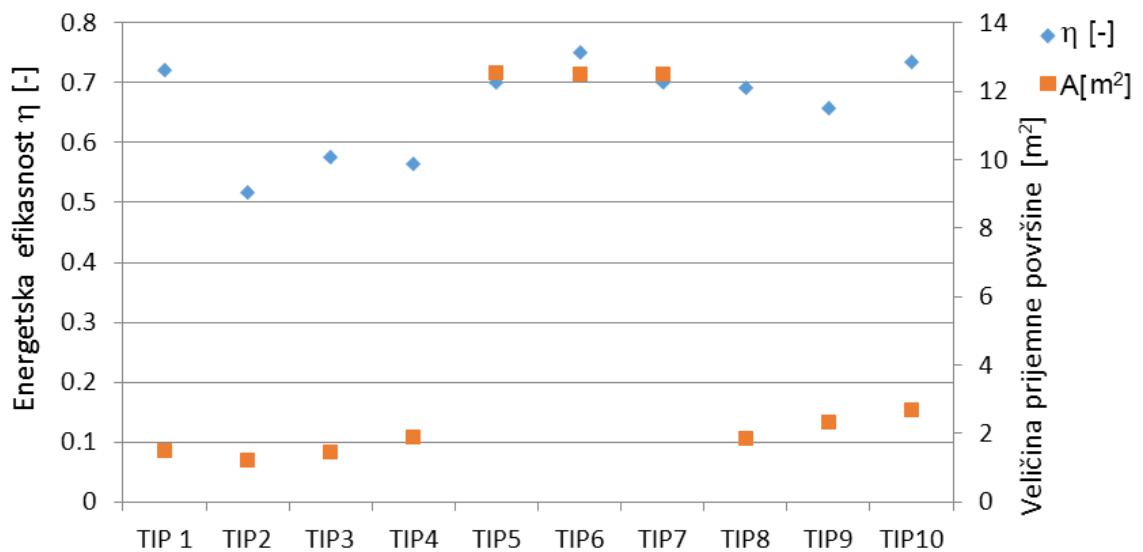
Analizirana je efikasnost 6 tipova prijemnika u korelaciji sa debljinama transparentata (slika 8.8). Za 4 tipa prijemnika (TIP 7, 8, 9 i 10) u tehničkoj dokumentaciji nije dat podatak o debljini transparentata. Najmanju debljinu transparentata od 3,2 [mm] imaju prijemnici TIP 5 i 6. Najveću vrednost debljine transparentata od 7 [mm] ima prijemnik TIP 2. Od posmatranih šest tipova prijemnika najvišu efikasnost ima prijemnik TIP 6 čija je debljina transparentata 3,2 [mm]. Najnižu vrednost efikasnosti ima prijemnik čija je debljina transparentata 7 [mm].





Slika 8.8. Energetska efikasnost prijemnika različitih debljina transparentata

Prijemnik TIP 5 ima najveću prijemnu površinu od 12,56 [m<sup>2</sup>] i energetska efikasnost 70%. Prijemnik TIP 6 i 7 od analiziranih 10 tipova imaju površinu 12,52 [m<sup>2</sup>]. Prijemnik TIP 2 ima najmanju prijemnu površinu od 1,22 [m<sup>2</sup>] i najnižu efikasnost od 52%.

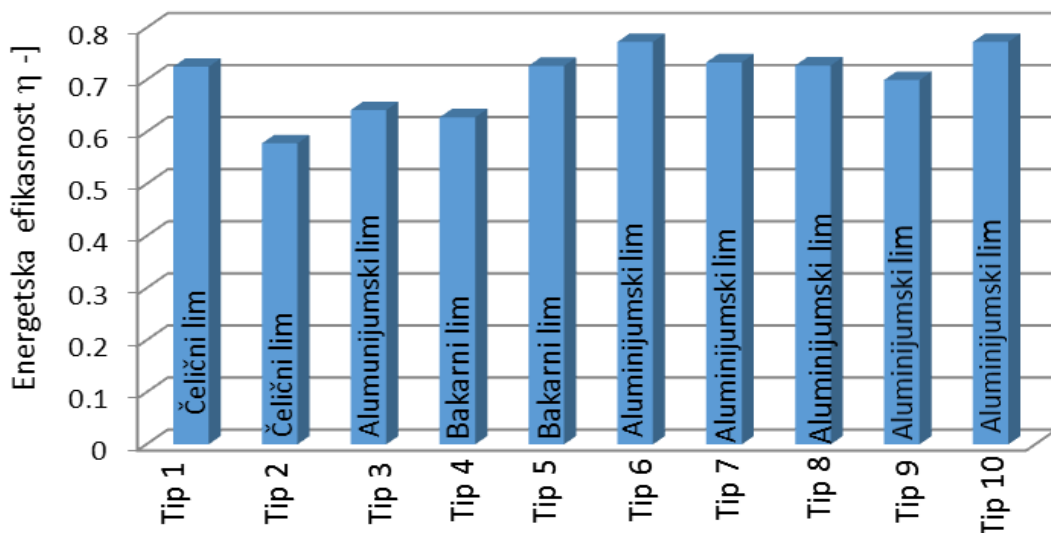


Slika 8.9. Energetska efikasnost prijemnika različitih veličina prijemne površine

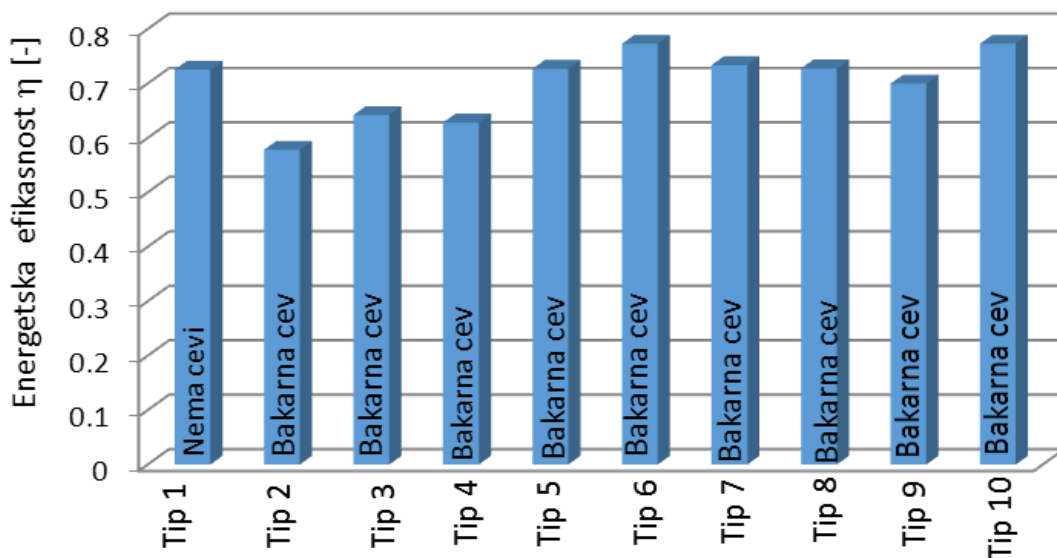
Kada se posmatra materijal apsorbera (slika 8.10) može se zaključiti da dva prijemnika imaju apsorber od čeličnog lima čiji je koeficijent kondukcije 58 [W/mK]. Dva prijemnika imaju apsorber od bakra čiji je koeficijent kondukcije 401 [W/mK]. Ostalih 6 prijemnika imaju apsorber od aluminijuma čiji je koeficijent kondukcije 237 [W/mK]. Prijemnik sa najvišim stepenom efikasnosti (od 10 analiziranih) ima apsorber od aluminijuma. Debljina apsorberske ploče je važan parametar sa stanovišta otpora provođenju toplote ali u prospektnoj

dokumentaciji prijemnika nije dat podatak o debljini apsorberske ploče sem kod prijemnika TIP 1 i 2 čije su apsorberske ploče od čelika.

Važnu ulogu u provođenju toplote ima vrsta materijala apsorberske cevi. Od analiziranih 10, kod 9 tipova prijemnika su apsorberske cevi izrađene od bakra. Prijemnika TIP-a 1 ima apsorber tipa ploča-ploča.

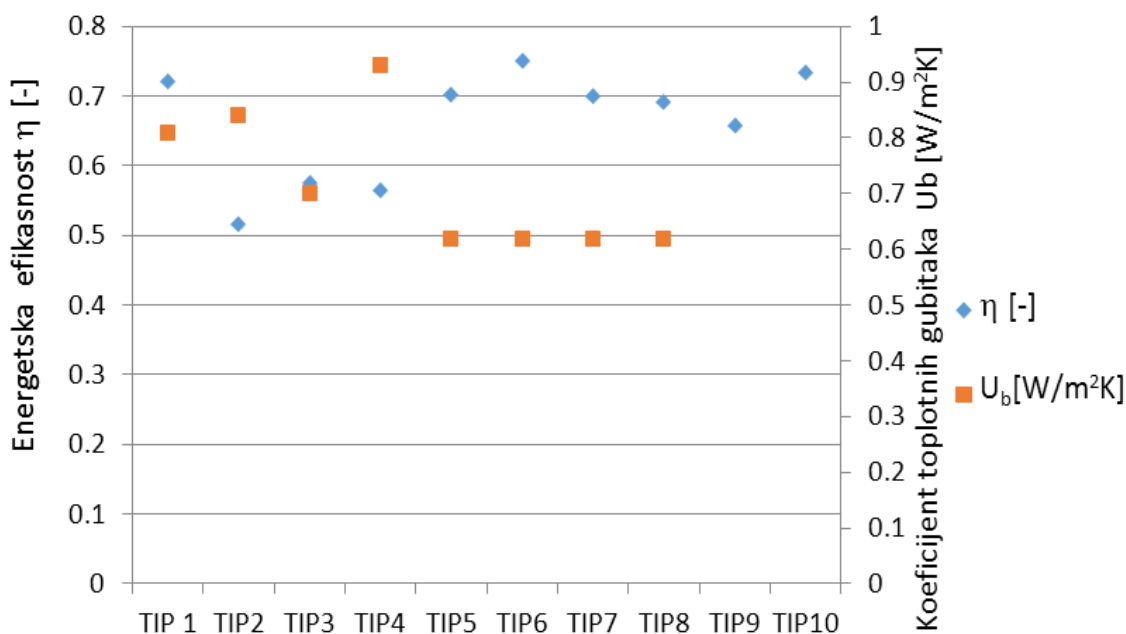


Slika 8.10. Energetska efikasnost prijemnika sa apsorberskim pločama od različitih materijala



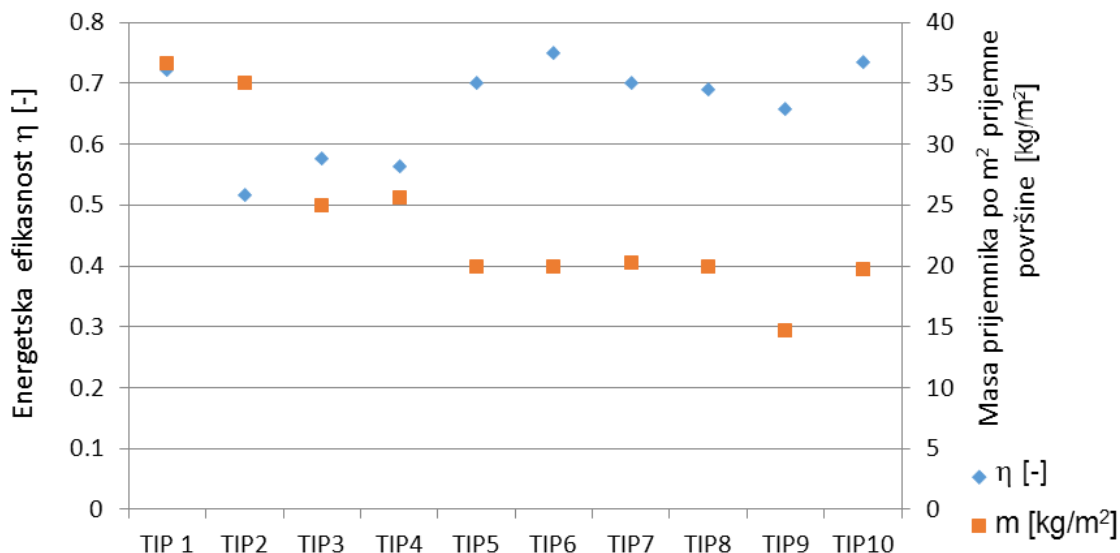
Slika 8.11. Energetska efikasnost pločastog prijemnika (TIP 1) i prijemnika sa cevnom registrom od bakra

Analizirana je efikasnost 8 prijemnika sa različitim debljinama i vrstama izolacionog materijala postavljenog sa zadnje strane prijemnika. Za 2 tipa prijemnika (TIP 9 i 10) u tehničkoj dokumentaciji nije dat podatak o debljini i vrsti izolacije. Debljina izolacije varira od 35 do 75 [mm]. Za izolaciju prijemnika je upotreblavana mineralna vuna debljine 75 [mm] kod 4 prijemnika (TIP 5, 6, 7 i 8), ekspanziranog poliuretana debljine 40 [mm] (TIP 1), kombinacija mineralne vune debljine 30 [mm], tvrde poliuretanske pene debljine 30 [mm] i Al folije debljine 0,03 [mm] (TIP 2), poliuretanske pene debljine 30 [mm], „tervola“ debljine 20 [mm] i Al folije debljine 0,03 [mm] (TIP 3), ploče od tvrde poliuretanske pene debljine 35 [mm] (TIP 4). Zbog lakše analize, na dijagramu prikazanom na slici 8.12. date su energetske efikasnosti i koeficijenti toplotnih gubitaka sa zadnje strane, za svaki tip prijemnika posebno. Može se zaključiti da su prijemnici TIP 5, 6, 7 i 8 kod kojih je evidentirana najniža vrednost toplotnih gubitaka (od analiziranih 8 prijemnika) pokazali i najviši stepen efikasnosti.



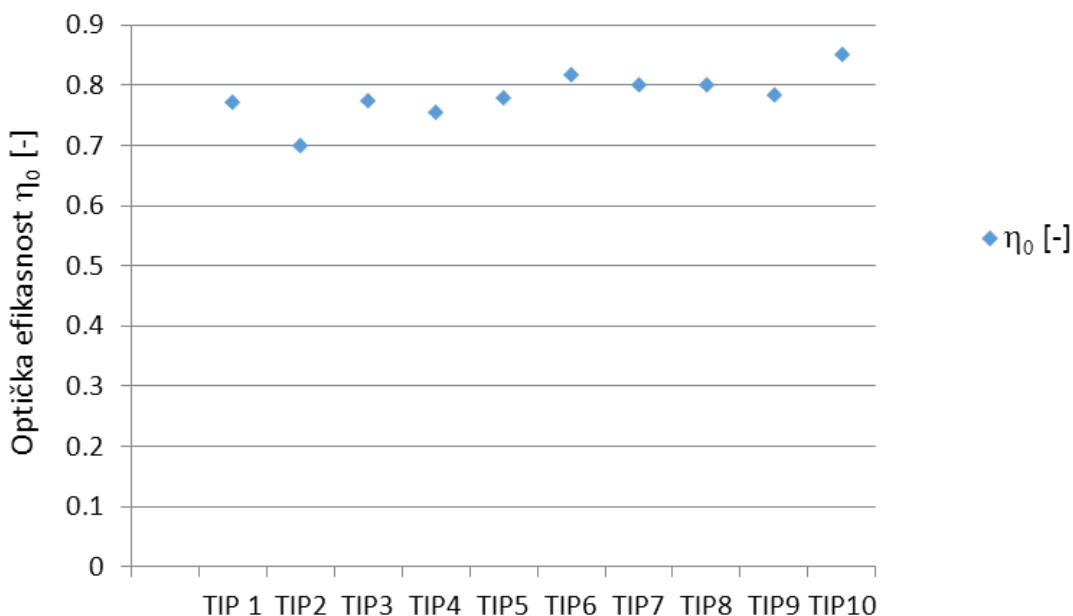
Slika 8.12. Energetska efikasnost prijemnika sa različitim otporima provođenju toplote sa zadnje strane

Energetska efikasnost prijemnika u korelaciji sa masom prijemnika po jedinici prijemne površine za deset tipova prijemnika prikazana je na slici 8.13. Prijemnik sa najvećom masom od 36,6 [kg/m<sup>2</sup>] je TIP 1. TIP 9 ima najmanju masu po jedinici prijemne površine koja iznosi 14,74 [kg/m<sup>2</sup>].

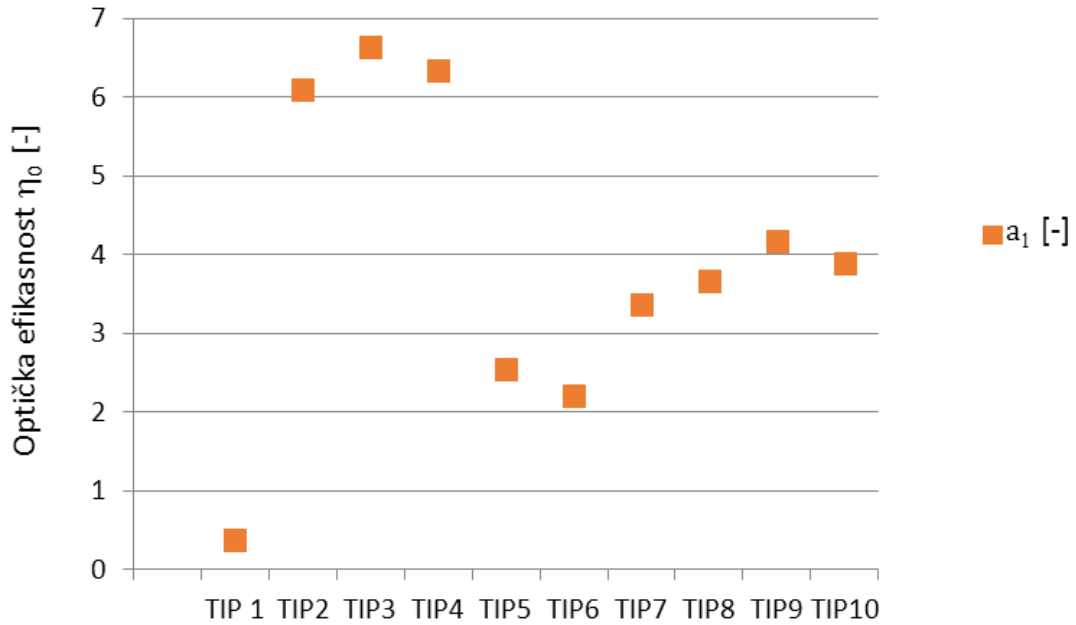


Slika 8.13. Energetska efikasnost prijemnika različite mase prijemnika po jedinici prijemne površine

Na osnovu grafičkog prikaza zavisnosti koeficijenta  $\eta_0$  od tipa prijemnika (slika 8.14) i koeficijenta  $a_1$  od tipa prijemnika (slika 8.15), može se zaključiti da se parametar  $a_1$  dinamičnije menja od parametra  $\eta_0$  što je uzrokovano različitim koeficijentom toplotnih gubitaka prijemnika. Prijemnik TIP 10 ima najvišu vrednost optičke efikasnosti a prijemnik TIP 2 najnižu vednost (od posmatranih 10 prijemnika). Najveće toplotne gubitke imaju prijemnici TIP 3, 4 i 2 dok se prijemnik TIP 1 izdvaja po izuzetno malim toplotnim gubicima.



Slika 8.14. Promena koeficijenta  $\eta_0$  u zavisnosti od tipa prijemnika



Slika 8.15. Promena koeficijenta  $a_1$  u zavisnosti od tipa prijemnika

Optička efikasnost  $\eta_0$  i gubici toplote  $a_1$ , matematički su definisani izrazima:

$$\eta_0 = F' \cdot (\tau \cdot \alpha) \quad (8.3)$$

$$a_1 = k \cdot F' \quad (8.4)$$

gde je:

$\tau$  [-] - transmitivna karakteristika transparentne pokrivke;

$\alpha$  [-] - apsorptivna karakteristika apsorbera;

$k$  [ $W/m^2K$ ] - koeficijent toplotnih gubitaka i

$F'$  [-] - efektivnost prijemnika opisuje uspešnost prenosa toplote sa površine apsorbera na radni fluid, zavisi od koncepcije apsorbera a matematički je opisana izrazom:

$$F' = \frac{\frac{1}{U_L}}{(W + D) \cdot \left( \frac{1}{U_L(D + f \cdot W)} + \frac{1}{C_b} + \frac{1}{\pi \cdot D_u \cdot h_f} \right)} \quad (8.5)$$

gde je:

$W$  [ $m$ ] - rastojanje između dve cevi;

$D$  [ $m$ ] - spoljni prečnik cevi apsorbera;

$U_L$  [ $W/m^2K$ ]-ukupan koeficijent toplotnih gubitaka;  
 $f'$  je definisano kao:

$$f' = \frac{\tanh(y)}{y} \quad (8.6)$$

gde je:

$$y = 0,5 \cdot D \cdot \left( \frac{U_L}{\lambda_a x} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (8.7)$$

$\lambda_a$  [ $W/mK$ ]- je koeficijent kondukcije apsorbera a  
 $x$  [ $m$ ] - je debljina apsorbera.

$C_b$  [ $W/mK$ ]- je koeficijent provodljivosti spoja između apsorberske ploče i cevi apsorbera i definisana je (Ho-Ming 1999):

$$C_b = \frac{A_b \cdot \lambda_b}{t_b} \quad (8.8)$$

gde je:

$A_b$  [ $m$ ] - površina preseka spoja kroz koji se provodi toplota;

$\lambda_b$  [ $W/mK$ ] - je koeficijent kondukcije materijala spoja;

$t_b$  [ $m$ ] - debljina spoja,

$D_u$  [ $m$ ] - unutrašnji prečnik cevi apsorbera i

$h_f$  [ $W/m^2K$ ] - koeficijent prenosa toplote.

Toplotni gubici prijemnika zavise od konstruktivnih karakteristika, nagiba prijemnika, radnih uslova (temperature apsorbera na koju utiče temperatura i protok radnog fluida) i uslovi okoline (temperatura okoline i brzina strujanja vazduha). Ukupan koeficijent toplotnih gubitaka je definisan uz pomoć izraza:

$$U_L = U_t + U_b + U_e \quad (8.9)$$

gde je:

$U_t$  [ $W/m^2K$ ]- koeficijent toplotnih gubitaka sa prednje strane

$U_b$  [ $W/m^2K$ ]- koeficijent toplotnih gubitaka sa zadnje strane

$U_e$  [ $W/m^2K$ ]- koeficijent toplotnih gubitaka sa bočnih strana.

Toplotni gubici sa bočnih strana se prema stručnoj literaturi zanemaruju.

Gubici toplote sa prednje prijemne strane ravnog prijemnika sunčeve energije, su zbog nemogućnosti postavljanja termičke izolacije najdominantniji u ukupnom zbiru toplotnih gubitaka. Koeficijent toplotnih gubitaka sa prednje prijemne strane se izračunavaju prema izrazu:

$$U_t = \frac{1}{\frac{C}{T_p} \left( \frac{T_a - T_o}{N + f} \right)^e + \frac{1}{h_w}} + \frac{\sigma(T_a^2 + T_o^2) \cdot (T_a + T_o)}{\frac{1}{\varepsilon_p + 0,00591N h_w} + \frac{2N + f - 1 + 0133 \cdot \varepsilon_p}{\varepsilon_g} - N} \quad (8.10)$$

gde je

N [-] - broj transparentnih pokrivki;

C je definisano kao:

$$C = 520 \cdot (1 - 0,000051\beta^2) \quad (8.11)$$

gde je:

$\beta$  [°]- ugao nagiba prijemnika;

T<sub>a</sub> [K]- temperature apsorbera;

T<sub>o</sub> [K]- temperature okoline;

f je definisano kao:

$$f = (1 + 0,089 - 0,1166 \cdot h_w \cdot \varepsilon_p) \cdot (1 + 0,07866 \cdot N) \quad (8.12)$$

h<sub>w</sub> [W/m<sup>2</sup>K] - koeficijent konvektivnog prenosa toplote koji zavisi od vetra:

$$h_w = 2,8 + 3 \cdot w \quad (8.13)$$

gde je:

w [m/s]- brzina vetra;

$\varepsilon_p$  [-]- emisivnost apsorbera;

e je definisano kao:

$$e = 0,43 \left( 1 - \frac{100}{T_a} \right) \quad (8.14)$$

$\sigma$  [J/sm<sup>2</sup>K<sup>4</sup>]- Štefan Bolcmanova konstanta;

$\varepsilon_g$  [-]- emisivnost transparenta;

Toplotni gubici sa zadnje strane – U<sub>b</sub>, svode se na konduktivan prenos toplote kroz termičku izolaciju iza apsorbera i definisani su izrazom:

$$U_b = \frac{\lambda_i}{L_i} \quad (8.15)$$

gde je :

$\lambda_i$  [W/mK]- koeficijent kondukcije izolacije;

L<sub>i</sub> [m]- širina izolacije.

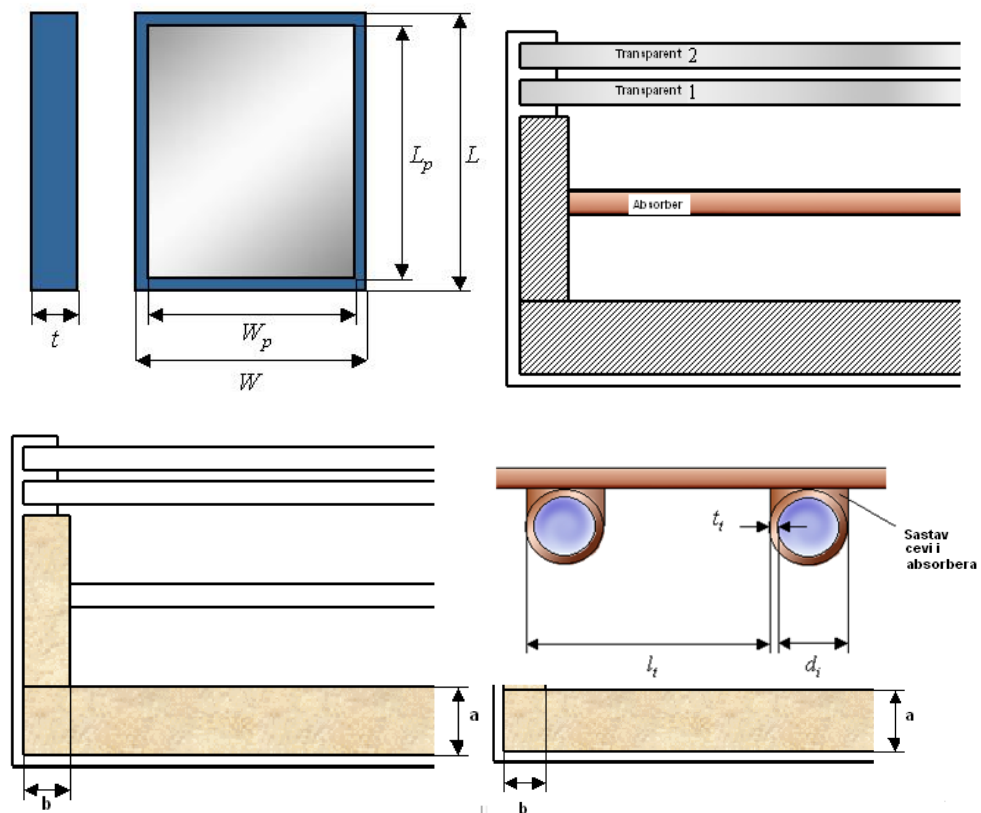
Analizom izraza kojim je definisana efektivnost prijemnika  $F'$  proizilazi da su svi parametri koji zavise od konstrukcije prijemnika konstante osim koeficijenta konvektivnih gubitaka koji utiče na toplotne gubitke sa prednje - prijemne strane prijemnika i zavisi od brzine vetra, temperature apsorbera i temperature okoline. Brzina vetra i temperatura okoline su klimatski parametri pa se može zaključiti, da se na temperaturu apsorbera može uticati jedino regulisanjem protoka fluida kroz apsorberske cevi i na taj način smanjiti temperatura apsorbera. Na taj način smanjuju se i konvektivni gubici.



## 9. ISPITIVANJE UTICAJNIH FAKTORA NA ENERGETSKU EFIKASNOST PRIJEMNIKA SUNČEVE ENERGIJE

Ispitivanje konstruktivnih karakteristika za dobijanje maksimalne energetske efikasnosti prijemnika sunčeve energije u dinamičkim uslovima eksploatacije vršeno je simulacijom uz softversku podršku programa CODEPRO. Ovaj program može da se koristi za ispitivanje toplotnih efekata ravnog prijemnika sunčeve energije sa rešetkastim apsorberom izborom njegovih geometrijskih parametara, korištenih materijala, radnih i klimatskih parametara. Metodologija testiranja zasnovana je na standardnim metodama predviđenim ANSI/ASHRAE standardom 2003.

Uslovi ispitivanja (klimatski parametri, položaj prijemnika, konstruktivne karakteristike prijemnika (slika 9.1) i radni parametri) pri kojima je vršeno ispitivanje dati su u tabelama 9.1 do 9.4.



Slika 9.1. Konstruktivne karakteristike prijemnika sunčeve energije<sup>39</sup>

<sup>39</sup> Flat-Plate Collector Disagn program, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin, Madison.

Tabela 9.1. Konstruktivne karakteristike prijemnika

Prijemnik sunčeve energije sa apsorberskom cevi tipa registra	Oznaka	Vrednost	Jedinica
Dužina	L	2,491	[m]
Širina	W	1,221	[m]
Debljina	t	0,079	[m]
<b>Transparent</b>			
Broj transparentata	N	1	kom
Materijal	-	staklo	-
Koeficijent transmisije	$\tau$	0,891	-
Rastojanje između transparenta i apsorbera	-	18	[mm]
Rastojanje između transparentata	-	-	[mm]
<b>Apsorber</b>			
Dužina	$L_a$	24	[m]
Širina	$W_a$	1,137	[m]
Materijal	t	Cu	-
Koeficijent kondukcije	$\lambda$	380	[W/mK]
Debljina apsorbera	$t_a$	0,2	[mm]
Koeficijent apsorpcije	$\alpha$	0,88	-
Koeficijent emisije	$\varepsilon$	0,15	-
Broj cevi	n	10	[kom]
Spoljni prečnik cevi	$d_o$	18	[mm]
Unutrašnji prečnik cevi	$d_i$	16	[mm]
Koeficijent kondukcije sastava cevi i apsorbera	$C_b$	400	[W/mK]
<b>Izolacija</b>			
Debljina donje izolacije	a	31,7	[mm]
Debljina bočne izolacije	b	31,7	[mm]
Koeficijent kondukcije izolacije	$\lambda_i$	0,04	[W/mK]

Tabela 9.2. Klimatski parametri

Uslovi testiranja	Oznaka	Vrednost	Jedinica
Snaga sunčevog zračenja	G	1000	[W/m <sup>2</sup> ]
Temperatura okoline	$T_o$	15	[°C]
Brzina vetra	$\omega$	4	[m/s]
Relativna vlažnost vazduha	R	50	%

Tabela 9.3. Položaj prijemnika

Ugao	Oznaka	Iznos	Jedinica
Ugao nagiba prijemnika	$\beta$	45	[°]
Ugao odstupanje od južne orijentacije	$\alpha$	0	[°]

Tabela 9.4. Radni parametri

Radni parametar	Oznaka	Iznos	Jedinica
Vrsta radnog fluida	voda	-	-
Procenat mešavine	-	-	%
Maseni protok	$\dot{m}$	4,75	[kg/min]
Pritisak radnog fluida	p	200	[kPa]

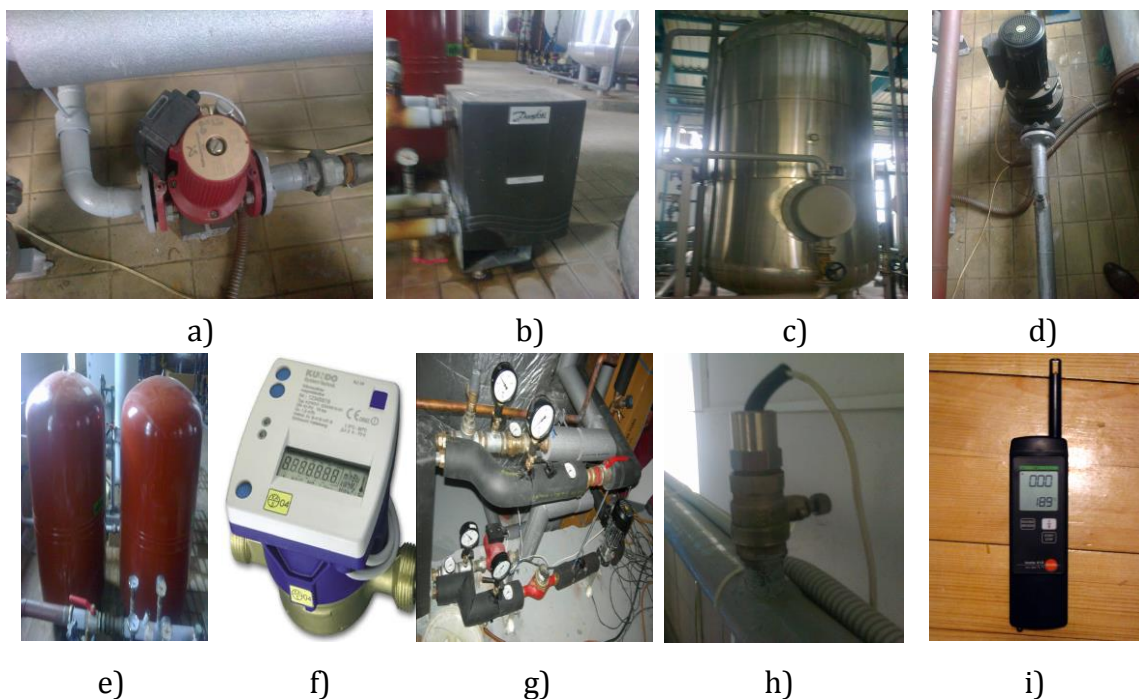
Utvrđivanje potrebnih radnih parametara za dobijanje maksimalne energetske efikasnosti prijemnika sunčeve energije u dinamičkim uslovima eksploatacije vršeno je eksperimentalnim ispitivanjem. Metodologija testiranja zasnovana je na standardnim metodama predviđenim ANSI/ASHRAE standardom 2003.

Merenje je vršeno na instalaciji koja sadrži 200 prijemnika sunčeve toplote tipa THERMOSOLAR TS 300 (slika 9.2). Prijemnik sunčeve energije THERMOSOLAR TS 300 je ravnani toplotni prijemnik sa prirubničkim izvodima, čije su tehničke karakteristike date u tabeli 9.5. Namenjen je za vertikalnu ugradnju u solarnim sistemima sa cirkulacionom pumpom. Sastoji se iz kompaktnog limenog kućišta, u kojem je pomoću zastakljenog rama od nerđajućih aluminijumskih profila učvršćeno bezbednosno solarno staklo. Lamele apsorbera od profilisanog Al-Mg lima sa visoko selektivnom konverznom funkcijom obuhvataju meander od bakarne cevi.

Slika 9.2. Izgled prijemnika termosolar TS 300 (Data Sheat)<sup>40</sup>

<sup>40</sup> DataSheat, [http://www.thermosolar.sk/stara\\_stranka/aa-eng.htm#prednosti](http://www.thermosolar.sk/stara_stranka/aa-eng.htm#prednosti)

Prijemnici su u instalaciji povezani paralelno po 10 kom., paralelnim sistemom Tichelman. Medijum (primar) zagrevan u solarnim kolektorima (Solaren Eko – tečnost sa niskom tačkom zamrzavanja) se cirkulacionom pumpom (slika 9.3. a) prenosi do pločastog izmenjivača DANFOSS tip XB 51H-1 80 (slika 9.3. b), u kojem će biti predgrevana hladna voda (sekundar) koja se koristi za pripremu tehnološke vode. Predgrevana hladna voda za pripremu tehnološke vode se akumulira u vertikalnom rezervoaru zapremine 10 000 litara (slika 9.3. c), pri čemu recirkulaciju tehnološke vode između akumulacionog rezervara tehnološke vode i izmenjivača toplote obezbeđuje toplovodna cirkulaciona pumpa GRUNDFOS tip UPS 32-120 FB (slika 9.3. d). Zatim se tehnološka voda transportuje na dogrevanje u postojeća dva rezervoara u energani, gde će prema potrebi biti dogrevana na 55 [°C], odnosno na željenu temperaturu. U primarnom krugu solarnih kolektora ugradjena je: zatvorena ekspanziona posuda (slika 9.3 e), cirkulaciona pumpa, sigurnosni ventil, merač toplote (slika 9.3 f), zatvarajuće armature i merni uređaji – manometri (slika 9.3 g) i temperaturne sonde (slika 9.3 h). U sekundarnom krugu su ugradjeni: sigurnosni ventili sa oprugom, cirkulaciona pumpa, posuda rezervoara, zatvarajuće armature i merni uređaji. Temperatura okolnog vazduha i brzina vetra merena je termo-anemometrom (slika 9.3. i)



Slika 9.3. Komponente i merni uređaji eksperimentalne solarne instalacije

Merenje temperature radnog fluida vrši se pomoću temperaturnih sonde »NIGOS – ELEKTRONIK« Niš. Temperaturne sonde su povezane sa mikroprocesorskim uređajem DUEL, koji služi za merenje i prikaz trenutne vrednosti temperature sa šest mernih mesta. Pored merenja temperature vrši se i upoređivanje izmerenih vrednosti sa zadatim graničnim vrednostima.

Upravljanje radom prijemnika sunčeve energije vrši centralni upravljački sistem - regulator DUEL tip DX 4232 (slika 9.4 ). Regulacija snima temperaturu prijemnika, temperaturu radnog fluida na povratnom vodu, temperaturu u izmenjivaču toplote, temperature vode u rezervoarima, zapreminski protok radnog fluida.

Tabela 9.5. Tehničke karakteristike prijemnika TS 300

Tip prijemnika	Ravan prijemnik sunčeve energije
Naziv tipa	TS 300
Površina prijemnika [m <sup>2</sup> ]	2,03
Površina apsorbera [m <sup>2</sup> ]	1,78
Dužina [mm]	2009
Širina [mm]	1010
Visina [mm]	75
Težina praznog prijemnika [kg]	36,10
Apsorber	
Tip apsorbera	Ravan
Materijal apsorbera	Al
Debljina	0,4
Tip spoja apsorbera i cevi	Utiskivanjem
Prevlaka	Selektivna
Koeficijent apsorpcije $\alpha$ [-]	0,94
Koeficijent emisije $\varepsilon$ [-]	0,12
Dimenzije zaglavljaja cevi	Cu 18 x 0,8
Dimenzije cevi apsorbera	Cu 10 x 0,8
Transparent	
Materijal	ESG belo staklo
Broj transparentata	1
Dimenzija transparenta	1975x975x4
Izolacija	
Zadnja strana	Mineralna vuna
Gustina [kg/m <sup>3</sup> ]	40
Debljina [mm]	50
Kućište	
Materijal	Al lim duboko izvlačenje
Sadržaj radnog fluida [l]	1,57
Preporučene radne temperature	100
Efikasnost prijemnika	$\eta = 0,704 - 3,998(\Delta T / G)$

Tabela 9.6. Položaj prijemnika

Ugao	Oznaka	Iznos	Jedinica
Ugao nagiba prijemnika	$\beta$	30	[ $^{\circ}$ ]
Ugao odstupanje od južne orijentacije	$\alpha$	20	[ $^{\circ}$ ]

Tabela 9.7. Radni parametri

Radni parametar	Oznaka	Iznos	Jedinica
Vrsta radnog fluida	Mešavina vode i glikola		
Procenat mešavine	-	50	%
Maseni protok	$\dot{m}$	1,66	[kg/min]
Pritisak radnog fluida	p	450	[kPa]

Sunčevo zračenje mereno je pomoću «MINI-KLA» koji proizvodi firma preciznih laboratorijskih instrumenata «INGENIEURBURO» Mencke & Tegtmeier. Ovaj instrument predstavlja kompletan merni sistem gde se putem PV generatora istovremeno vrši merenje iradijacije i temperature. Merenje se vrši uz pomoć Si-01TC-T mereča koji radi na principu merenja struje kratkih kola na monokristalnim silikonskim ćelijama.

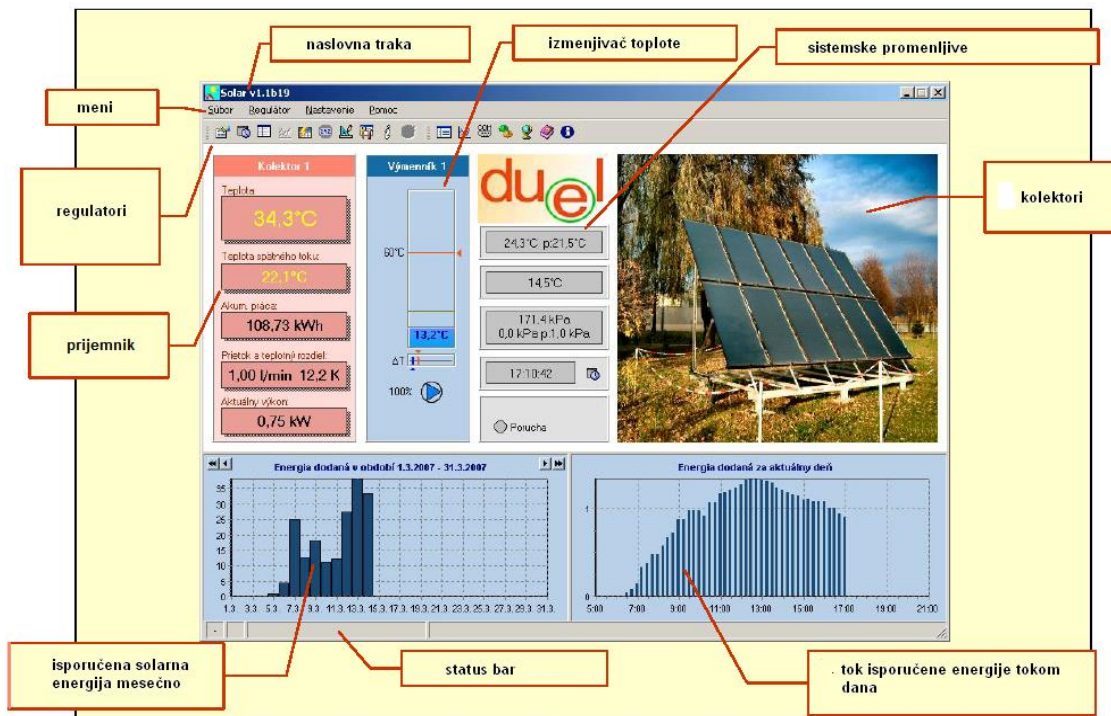
Meteorološki parametri kao što su brzina i pravac vetra, temperatura ambijenta, barometarski pritisak, vlažnost vazduha i dr. mereni su meteorološkom stanicom «DEVIS». Ova stanica ima mogućnost merenja, prenošenja podataka na PC-računar u obliku analitičkih podataka i grafičkih prikaza. Mogućnost merenja i čuvanja podataka kreće se u intervalima od 1, 5, 10, 15, 30, 60 ili 120 minuta u zavisnosti od podešenja. Podaci se za izmerene vrednosti mogu se čuvati za 2, 9, 18, 27, 53, 107 ili 213 dana. Meteorološka stanica «DEVIS» putem kompletnog paketa senzora pruža mogućnost merenja količine padavina, temperature ambijenta (Temperaturna stanica), vlage, pravca i brzine vetra (Anemometar Transmitter Kit), solarne i UV radijacije i barometerskog pritiska.

Merenje i regulacija protoka vršena je meračem protoka »DT2A«. Uređaj »DT2A« služi za doziranje neagresivnih, čistih tečnosti male viskoznosti i temperatura do 130  $^{\circ}$ C. Koristi se u sistemima gde je potrebno precizno doziranje tečnosti. Uređaj se sastoji iz dve celine: protokomer sa induktivnim davačem impulsa, centralnog mikropšrocesorskog dela i dva tastera za startovanje i zaustavljanje doziranja. Protokomer je u stanju da izdrži pritisak koji normalno postoji u gradskoj vodovodnoj mreži, a maksimalno do 16 bara. Izrađen je od metala sa turbinom od kvalitetne plastike. Kućište elektronskog dela uređaja je izrađen od čvrste plastike otporne na udar i obezbeđuje zaštitu osetljive elektronike od prskajuće vode. »DT2A« je savremeno koncipiran, i u svakom pogledu prati svetski trend razvoja industrijskih mernih uređaja. Centralni deo uređaja mikroprocesor PIC16F84 koji radi u taktu od 12 MHz i koji u potpunosti kontroliše rad uređaja. Induktivni protokomer je sa višezlaznom turbinom (15,

20, 25, 30 i 40 mm) ili sa Voltmanovom turbinom (50, 80, 100, 150, 200 mm) i izrađen je u INSA – Zemun. U meraču protoka se nalazi induktivni blizinski prekidač. Za turbinu je vezan disk sa dva mala komada metala. Prilikom proticanja tečnosti obrtanje turbine se prenosi na disk. Prolasci metala pored blizinskog prekidača se registruju kao naponski impulsi. Mikroprocesor je zadužen za brojanje impulsa i za merenje njihove frekvencije pojavljivanja. Na osnovu ova dva podatka vrši se računanje trenutnog protoka tečnosti i računanje protekle količine tečnosti.

Merenje potrošnje toplote je izvedeno za predgrevanje tople vode meračem toplote proizvođača „Kundo sistem technik” na primarnom krugu prijemnika sunčeve energije

Sva merenje se vrše u jednakim vremenskim intervalima od 5 minuta a podaci se pamte u bazi podataka što omogućava kasniju analizu izmerenih podataka.



Slika 9.4. Monitoring solarne instalacije

## 9.1. Rezultati ispitivanja uticaja konstruktivnih karakteristika na energetska efikasnost prijemnika sunčeve energije

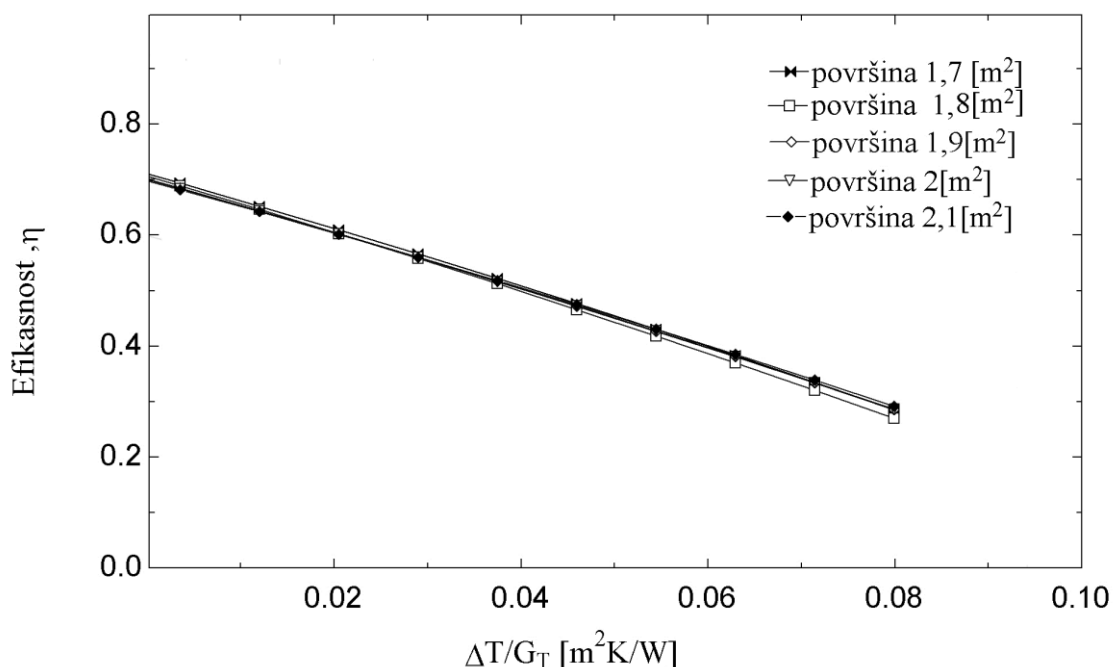
### 9.1.1. Veličina prijemne površine

Prosečnu veličina prijemne površine koja se najčešće može naći na tržištu se kreće od 1,2 do 2 [m<sup>2</sup>]. Ove dimenzije su uglavnom uslovljene dimenzijama



raspoloživih poluproizvoda koji se ugrađuju, transportnim i manipulativnim uslovima, kao i univerzalnošću njihove namene (radi smeštaja na različite objekte). Limitirajući faktor veličine često je vezan za transparentnu pokrivku, koja ne sme biti velika zbog mehaničkih karakteristika (savijanje usled sopstvene mase), termičkih dilatacija koje bi ugrozile nepropusnost prijemnika na spoljna dejstva i, konačno, radi ukupne krutosti prijemnika.

Ispitivanje je izvršeno pri konstruktivnim karakteristikama, klimatskim parametrima, položaju i radnim karakteristikama navedenim u tabelama 9.1 do 9.4. Ispitivanje je vršeno za 5 različitih veličina prijemne površine prijemnika sunčeve energije čije su krive efikasnosti definisane izrazima od 9.1 do 9.5 i prikazane grafički na slici 9.5. Sa prikazanog dijagrama se može zaključiti da se povećanjem prijemne površine sa vrednosti od 1,7 [m<sup>2</sup>] na vrednost od 2,1 [m<sup>2</sup>] opada vrednost optičke efikasnosti za 0,55% a vrednosti toplotnih gubitaka za 1,3%.



Slika 9.5. Zavisnost energetske efikasnosti od  $\Delta T/G$  za različite veličine prijemnih površina

$$\eta_1 = 0,7085 - 5,131 \cdot (\Delta T / G) \text{ za površinu od } 1,7 \text{ [m}^2\text{]} \quad (9.1)$$

$$\eta_2 = 0,7072 - 5,142 \cdot (\Delta T / G) \text{ za površinu od } 1,8 \text{ [m}^2\text{]} \quad (9.2)$$

$$\eta_3 = 0,707 - 5,095 \cdot (\Delta T / G) \text{ za površinu od } 1,9 \text{ [m}^2\text{]} \quad (9.3)$$

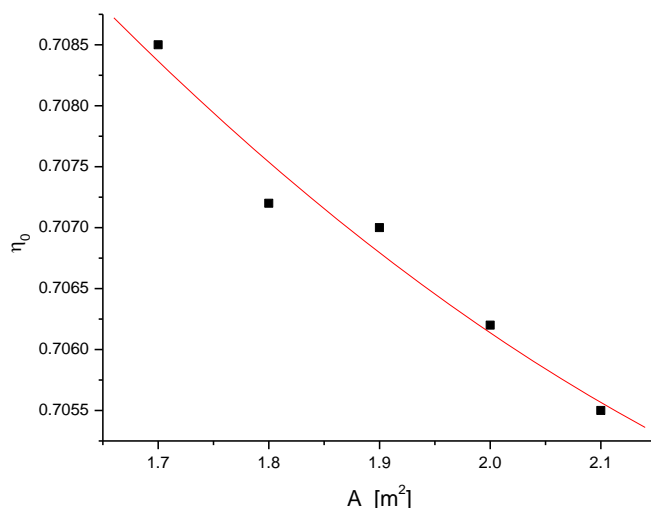
$$\eta_4 = 0,7062 - 5,079 \cdot (\Delta T / G) \text{ za površinu od } 2 \text{ [m}^2\text{]} \quad (9.4)$$



$$\eta_5 = 0,7055 - 5,064 \cdot (\Delta T / G) \text{ za površinu od } 2,1 \text{ [m}^2\text{]} \quad (9.5)$$

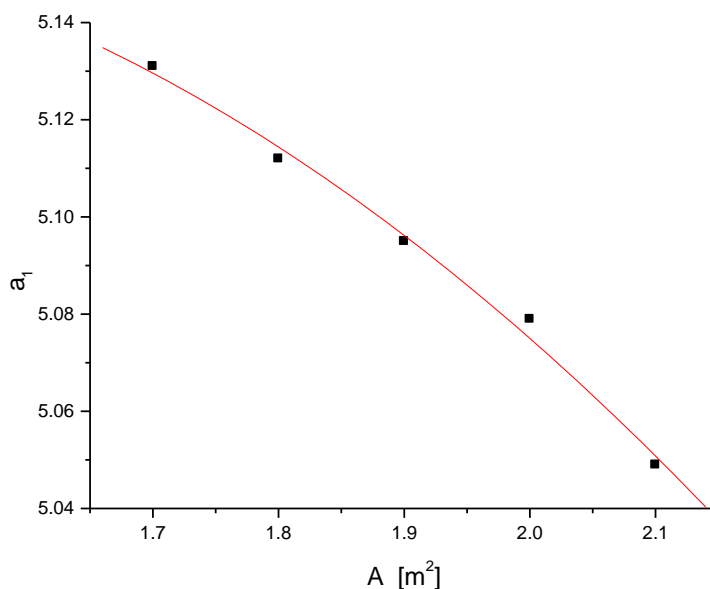
Na slici 9.5 prikazana je zavisnost koeficijenta  $\eta_0$  od površine prijemnika sunčeve energije. Koeficijent  $\eta_0$  opada sa porastom površine A. Zavisnost koeficijenta  $\eta_0$  od površine A utvrđena je izrazom 9.6.

Na slici 9.7 prikazana je zavisnost koeficijenta  $a_1$  od površine prijemnika sunčeve energije. Koeficijent  $a_1$  opada sa porastom površine A. Zavisnost koeficijenta  $a_1$  od površine A, utvrđena je izrazom 9.7.



Slika 9.6. Zavisnost koeficijenta  $\eta_0$  od površine prijemnika A

$$\eta_0 = 0,73557 - 0,02329 \cdot A + 0,00429 \cdot A^2 \quad (9.6)$$



Slika 9.7. Zavisnost koeficijenta  $a_1$  od površine prijemnika A

$$a_1 = 4,929 - 0,373 \cdot A - 0,15 \cdot 10^{-4} \cdot A^2 \quad (9.7)$$

### 9.1.2. Broj transparentata

Kada ravni prijemnik sunčeve toplote ima radnu temperaturu 20 [°C] do 30 [°C], gubici toplote usled infracrvenog zračenja su toliko mali da nije potrebno zastakljenje. Ovo se naročito koristi u primeni solarne energije za zagrevanje vade u plivačkim bazenima.

Prijemnik sunčeve energije sa jednostrukom transparentnom pokrivkom se obično koristi u instalacijama grejanja sanitarne ili tehnološke vode - za prelazne periode i leti, kada su spoljne temperature više, a insolaciono dejstvo intenzivnije i za postizanje radnih temperatura od 30 [°C] do 60 [°C].

Dvostruka transparentna pokrivka se uglavnom koristi kod PSE koji se predviđaju za eksploataciju pri nižim spoljnim temperaturama - zimi, kako za grejanje sanitarne ili tehnološke vode, tako i za potrebe grejanja prostorija različitih namena, gde se radne temperature prijemnika kreću od 60 do 90 [°C]. Toplotni gubici sa prednje strane ovakvih PSE su manji ali transparentnost opada za 15% u odnosu na transparent iste debljine i od istog materijala!

Trostruka transparentna pokrivka PSE se izbegava, obzirom da energetski efekti nisu znatno bolji (obzirom na manje toplotne gubitke sa prednje - prijemne strane), jer se povećavaju gubici od refleksije - smanjuje se ukupna svetlosna propustljivost a povećava se masa PSE, konstrukcija je složenija, a time je i njihova cena viša.

Solarni prijemnici, pri istim radnim temperaturama - zimi imaju manju, a leti veću energetske efikasnost. Kada su radne temperature (temperature radnog fluida u solarnom prijemniku) niže zimi u odnosu na letnje radne temperature, mogu se ostvariti iste vrednosti energetske efikasnosti PSE.

Efikasnost PSE sa jednostrukim zastakljenjem je znatno niža (za neku radnu temperaturu) od efikasnosti PSE sa dvostrukim i trostrukim zastakljenjem - zimi, dok je leti razlika u efikasnosti solarnih prijemnika sa jednostrukim, dvostrukim ili trostrukim zastakljenjem znatno manje izražena.

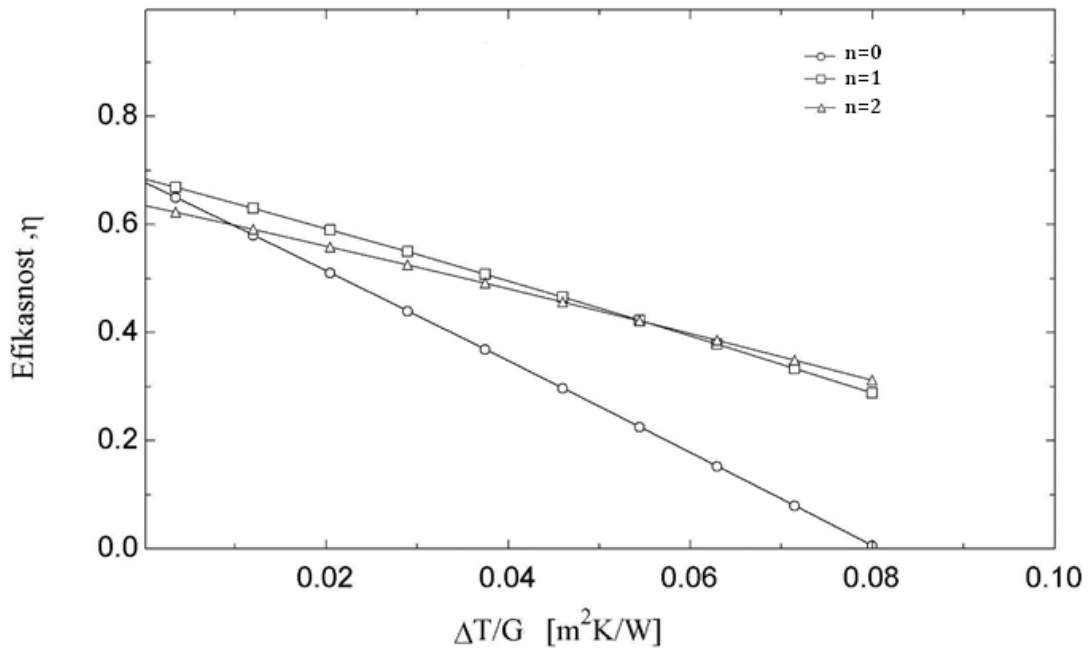
Na primer, pri radnoj temperaturi ravnog prijemnika sunčeve toplote od 90°C, njegova efikasnost je oko 20%, a gubitak toplote 80%. Pri radnoj temperature od 30 [°C], efikasnost iznosi 65%, a gubitak 35%. Ispitivanje je izvršeno pri konstruktivnim karakteristikama, klimatskim parametrima, položaju i radnim karakteristikama navedenim u tabelama 9.1 do 9.4. Broj transparentata je variran od 0 do 2. Dobijeni rezultati prikazani su grafički na slici 9.8. Zavisnost energetske efikasnosti od  $\Delta T/G$  prijemnika bez, sa jednim i sa dva transparenta je definisana izrazima od 9.8 do 9.10.

$$\eta_1 = 0,6808 - 8,391 \cdot (\Delta T / G) \text{ za prijemnik bez transparentne pokrivke} \quad (9.8)$$

$$\eta_2 = 0,6808 - 4,934 \cdot (\Delta T / G) \text{ za prijemnik sa jedim transparentom} \quad (9.9)$$

$$\eta_3 = 0,6385 - 4,024 \cdot (\Delta T / G) \text{ za prijemnik sa dva transparenta} \quad (9.10)$$

Iz dobijenih rezultata (slika 9.8) se može zaključiti da prijemnik solarne energije bez transparentne pokrivke pri manjim vrednostima  $\Delta T/G$  ima efikasnost blisku vrednosti efikasnosti prijemnika sa jednom ili dve transparentne pokrivke ali da je pri većim vrednostima  $\Delta T/G$  ta razlika značajna te da je i nagib krive u odnosu na pomenuta dva slučaja značajno drugačiji. Pri manjim vrednostima  $\Delta T/G$  prijemnik sa jednostrukim transparentom pri istim uslovima efikasniji od prijemnika sa dve i bez transparentne pokrivke.



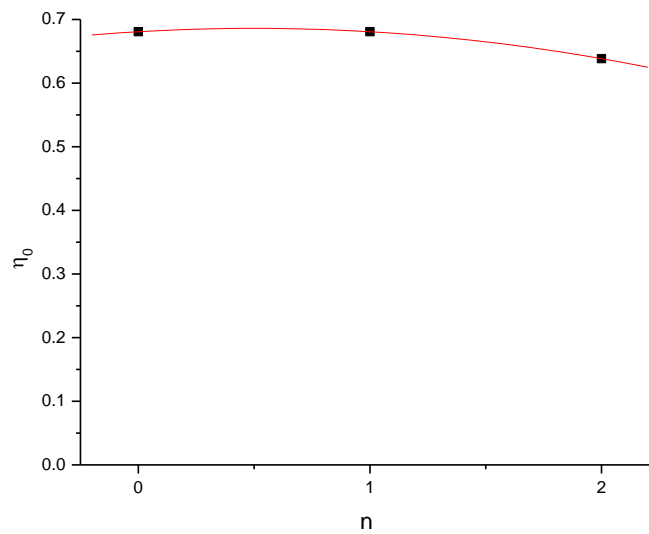
Slika 9.8. Zavisnost energetske efikasnosti od  $\Delta T/G$  za različit broj transparentata  $n$

Na slici 9.9 grafički je prikazana zavisnost  $\eta_0$  od broja transparentata, koja je utvrđena izrazom

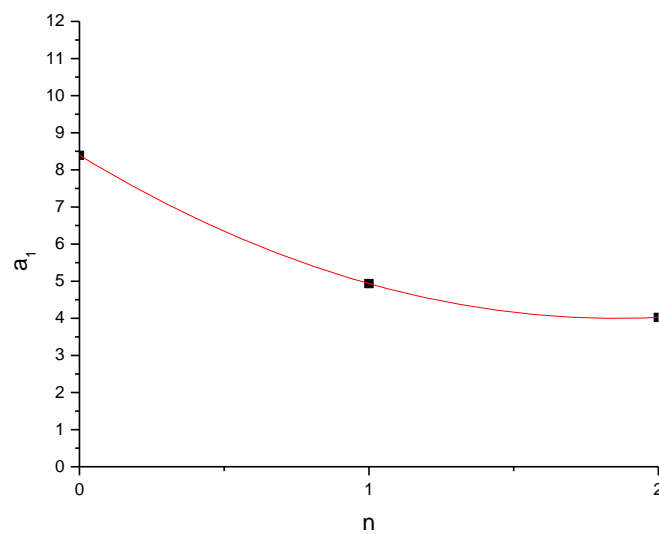
$$\eta_0 = 0,6808 - 0,02115 \cdot n + 0,02115 \cdot n^2 \quad (9.11)$$

Zavisnost koeficijenta  $a_1$  od broja transparentata grafički je prikazana na slici 9.9 i utvrđena izrazom

$$a_1 = 8,391 - 4,7305 \cdot n + 1,2735 \cdot n^2 \quad (9.12)$$



Slika 9.9. Uticaj broja transparentata  $n$  na  $\eta_0$



Slika 9.10. Uticaj broja transparentata  $n$  na  $a_1$

### 9.1.3. Rastojanja između transparentata

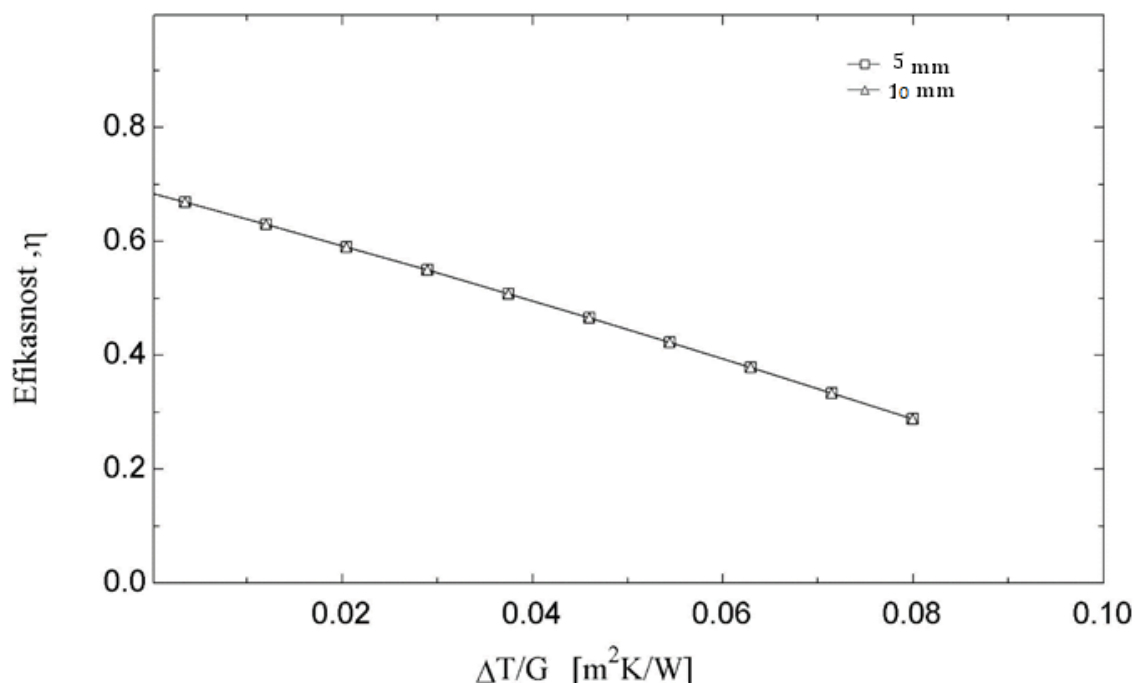
Ispitivanje je izvršeno pri konstruktivnim karakteristikama, klimatskim parametrima, položaju i radnim karakteristikama navedenim u tabelama 9.1 do 9.4. Rastojanje između transparentata je varirano od 5 [mm] do 1 [mm]. Dobijeni rezultati prikazani su grafički na slici 9.8. Zavisnost energetske efikasnosti od  $\Delta T/G$

prijemnika pri ispitivanim vrednostima rastojanja između transparentata su definisani izrazima od 9.13 do 9.14.

Sa slike 9.11 na kojoj je dat grafički prikaz krivih efikasnosti, može se zaključiti da promena rastojanja između transparentata nema značajnog uticaja na energetska efikasnost prijemnika sunčeve energije, te da je i za rastojanje od 5 [mm] i za rastojanje od 10 [mm] energetska efikasnost nepromenjena.

$$\eta_1 = 0,6885 - 4,934 \cdot (\Delta T / G) \text{ za rastojanje od 5 [mm]} \quad (9.13)$$

$$\eta_2 = 0,6885 - 4,934 \cdot (\Delta T / G) \text{ za rastojanje od 10 [mm]} \quad (9.14)$$



Slika 9.11. Zavisnost energetske efikasnosti od  $\Delta T/G$  za različita rastojanja između transparentata

#### 9.1.4. Rastojanje između transparenta i apsorbera

U neposrednoj blizini zagrejanog apsorbera javlja se konvektivno kretanje vazduha. Usled stalnog kretanja vazduha nastaje mešanje njegovih toplijih i hladnijih slojeva, zbog čega nastaje veliki gubitak toplote koju je apsorber primio. Postavljanjem transparentne pokrivke iznad apsorbera ovaj gubitak se znatno smanjuje jer se time ograničava konvektivno kretanje vazduha. Preporučeno rastojanje između transparentne pokrivke i apsorbera treba da bude 20-30 [mm] (Zrnić 1984). Provedeno ispitivanje je imalo za cilj utvrđivanje pogodnijeg rastojanja između transparenta i apsorbera sa jednom transparentnom pokrivkom, sa aspekta energetske efikasnosti. Prilikom ispitivanja prijemnik je postavljen pod

uglom od 45 [°] u odnosu na horizontalu. Ostali uslovi ispitivanja navedeni su u tabelama 9.1 do 9.4. Rezultati dobijeni ispitivanjem za rastojanja od 5 [mm] do 35 [mm] sa korakom od 5 [mm] prikazani su na slici 9.12. Matematičke krive efikasnosti prijemnika sa rastojanjima između transparenta i apsorbera od 5[mm] do 35 [mm] sa korakom od 5 [mm] date su izrazima od 9.15 do 9.21. Za rastojanja između transparenta i apsorbera od 5 [mm] do 20 [mm] i vrednosti efikasnosti koje su dobijene nema promena. Za vrednost rastojanja između transparenta i apsorbera od 20 [mm] do 35 [mm] efikasnost raste za vrednosti  $\Delta T/G$  od 0,03 [m<sup>2</sup>K/W] do 0,08 [m<sup>2</sup>K/W].

$$\eta_1 = 0,6634 - 5,481 \cdot (\Delta T / G) \text{ za rastojanje od 5 [mm]} \quad (9.15)$$

$$\eta_2 = 0,6909 - 4,946 \cdot (\Delta T / G) \text{ za rastojanje od 10 [mm]} \quad (9.16)$$

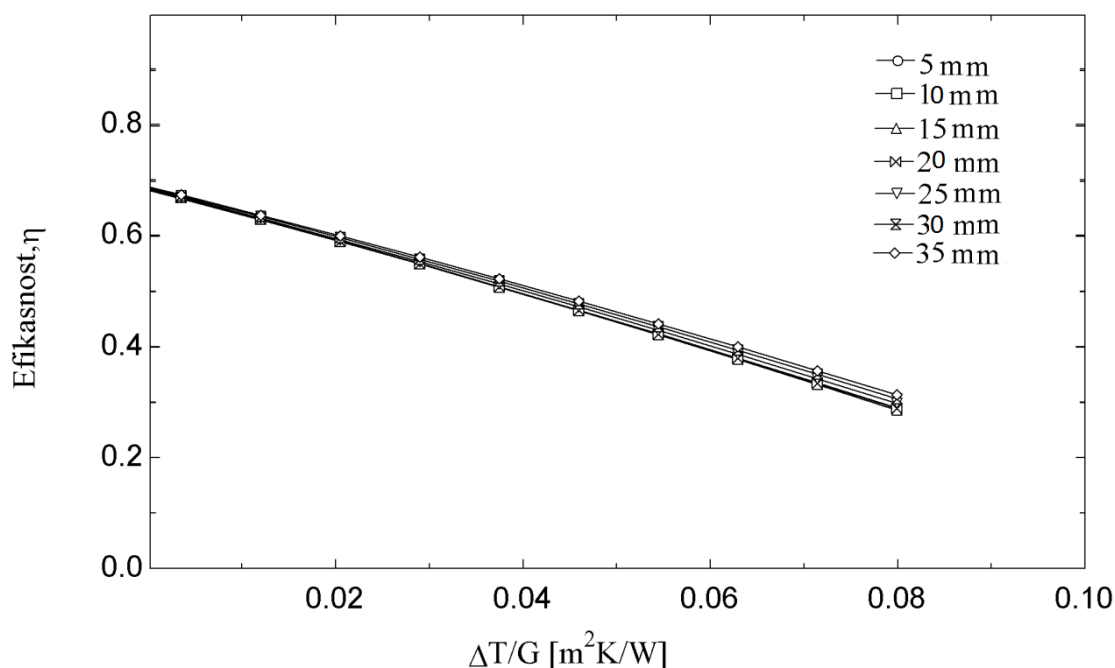
$$\eta_3 = 0,6947 - 4,673 \cdot (\Delta T / G) \text{ za rastojanje od 15 [mm]} \quad (9.17)$$

$$\eta_4 = 0,6881 - 4,896 \cdot (\Delta T / G) \text{ za rastojanje od 20 [mm]} \quad (9.18)$$

$$\eta_5 = 0,689 - 4,793 \cdot (\Delta T / G) \text{ za rastojanje od 25 [mm]} \quad (9.19)$$

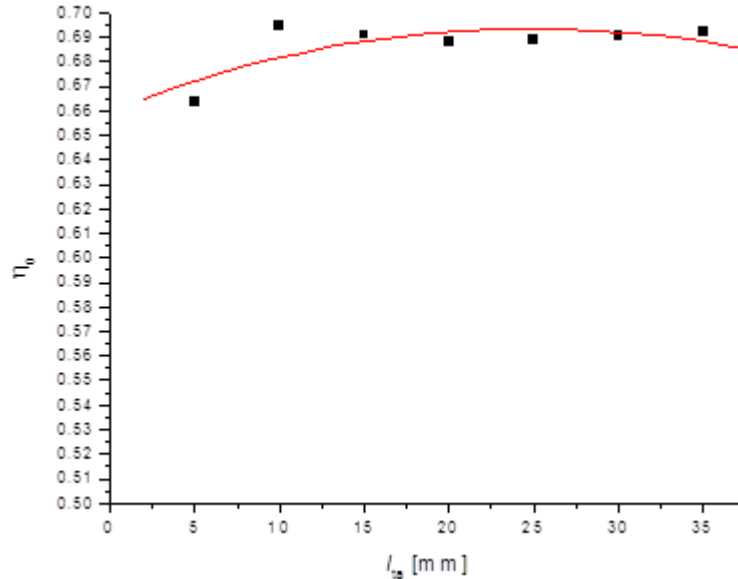
$$\eta_6 = 0,6903 - 4,727 \cdot (\Delta T / G) \text{ za rastojanje od 30 [mm]} \quad (9.20)$$

$$\eta_7 = 0,6919 - 4,657 \cdot (\Delta T / G) \text{ za rastojanje od 35 [mm]} \quad (9.21)$$



Slika 9.12. Zavisnost energetske efikasnosti od  $\Delta T/G$  za različita rastojanja između transparenta i apsorbera

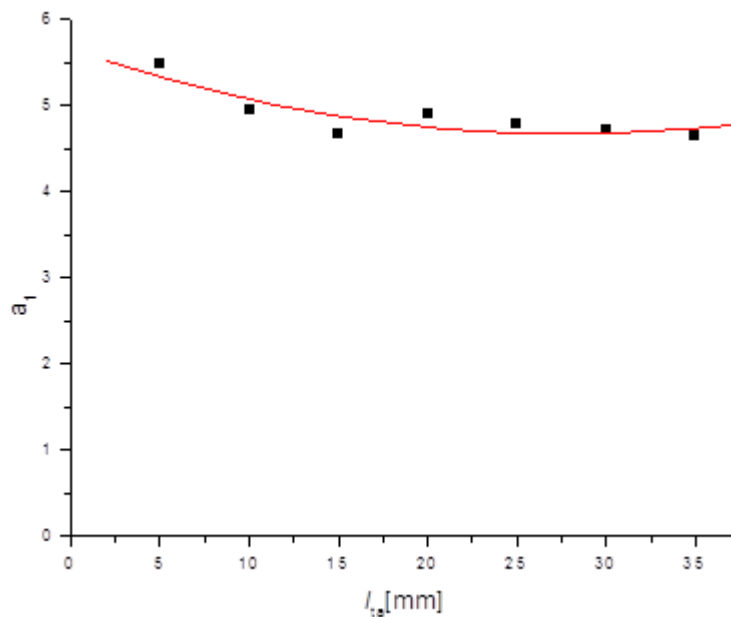
Sa grafika prikazanog na slici 9.13 se vidi da vrednost  $\eta_0$  raste kako raste rastojanje između apsorbera i transparenta do 15 [mm] a zatim stagnira ukoliko se vrednost rastojanja i dalje povećava. Vrednost  $\eta_0$  je maksimalna za rastojanje od transparenta do apsorbera od 10 [mm].



Slika 9.13. Uticaj rastojanja od transparenta do apsorbera na  $\eta_0$

Vrednost koeficijenta  $a_1$  je minimalna za rastojanja od 15 [mm] (slika 9.14). Zbog toga se za optimalno rastojanje između transparenta i apsorbera uzima vrednost od 15 [mm]. Zavisnost  $\eta_0$  od rastojanja između transparenta i apsorbera utvrđena je izrazom

$$\eta_0 = 0,6597 + 0,00274 \cdot l_{ta} - 0,000055 l_{ta}^2 \quad (9.22)$$



Slika 9.14. Uticaj rastojanja od transparenta do apsorbera na  $a_1$

Zavisnost  $a_1$  od rastojanja između transparenta i apsorbera utvrđena je izrazom

$$a_1 = 5,66729 - 0,07151 \cdot l_{ta} + 0,00129 \cdot l_{ta}^2 \quad (9.23)$$

### 9.1.5. Materijal apsorbera

Apsorber je najvažniji element prijemnika sunčeve energije. Termalne performanse prijemnika zavise od optičkih i termičkih karakteristika apsorbera i njegove konstruktivne koncepcije. Za izradu apsorbera koriste se materijali sa visokim koeficijentom kondukcije. Zamena čeličnih apsorbera aluminijumskim utiče na podizanje energetske efikasnosti prijemnika oko 15% (Shariah). Većina apsorbera prijemnika sunčeve energije dostupnih danas na svetskom tržištu izrađena je od bakra. Bakar karakteriše visoka toplotna provodljivost što omogućava optimizaciju prenosa toplote i visoke performanse prijemnika. Obzirom da je poslednjih godina, cena bakra na tržištu naglo porasla što je negativno uticalo na cenu prijemnika sunčeve energije, istraživanja su usmerena na pronalaženje alternativnih rešenja za postizanje sličnih toplotnih efekata i smanjenje cene koštanja prijemnika. Ukoliko se bakar zameni aluminijumom efikasnost prijemnika bi opala za oko 3% (Shariah 1999) što se može nadomestiti povećanjem debljine apsorberske ploče.

Ispitivanje je izvršeno pri konstruktivnim karakteristikama, klimatskim parametrima, položaju i radnim karakteristikama navedenim u tabelama 9.1 do 9.4. Zavisnost efikasnosti od  $\Delta T/G$  za tri vrste materijala i različite debljine apsorberske ploče prikazana je na slici 9.5. Dobijene krive efikasnosti su definisane izrazima od 9.24 do 9.32. Kako se vidi sa slike ista vrednost energetske efikasnosti prijemnika sunčeve energije sa apsorberom od bakra debljine 0,3 [mm] je postignuta primenom apsorbera od aluminijuma, debljine 0,6 [mm].

$$\eta_1 = 0,6445 - 4,662 \cdot (\Delta T / G) \text{ za Al debljine 0,15 [mm]} \quad (9.24)$$

$$\eta_2 = 0,6776 - 4,868 \cdot (\Delta T / G) \text{ za Al debljine 0,3 [mm]} \quad (9.25)$$

$$\eta_3 = 0,696 - 4,978 \cdot (\Delta T / G) \text{ za Al debljine 0,6 [mm]} \quad (9.26)$$

$$\eta_4 = 0,68 - 4,883 \cdot (\Delta T / G) \text{ za Cu debljine 0,15 [mm]} \quad (9.27)$$

$$\eta_5 = 0,6973 - 4,986 \cdot (\Delta T / G) \text{ za Cu debljine 0,3 [mm]} \quad (9.28)$$

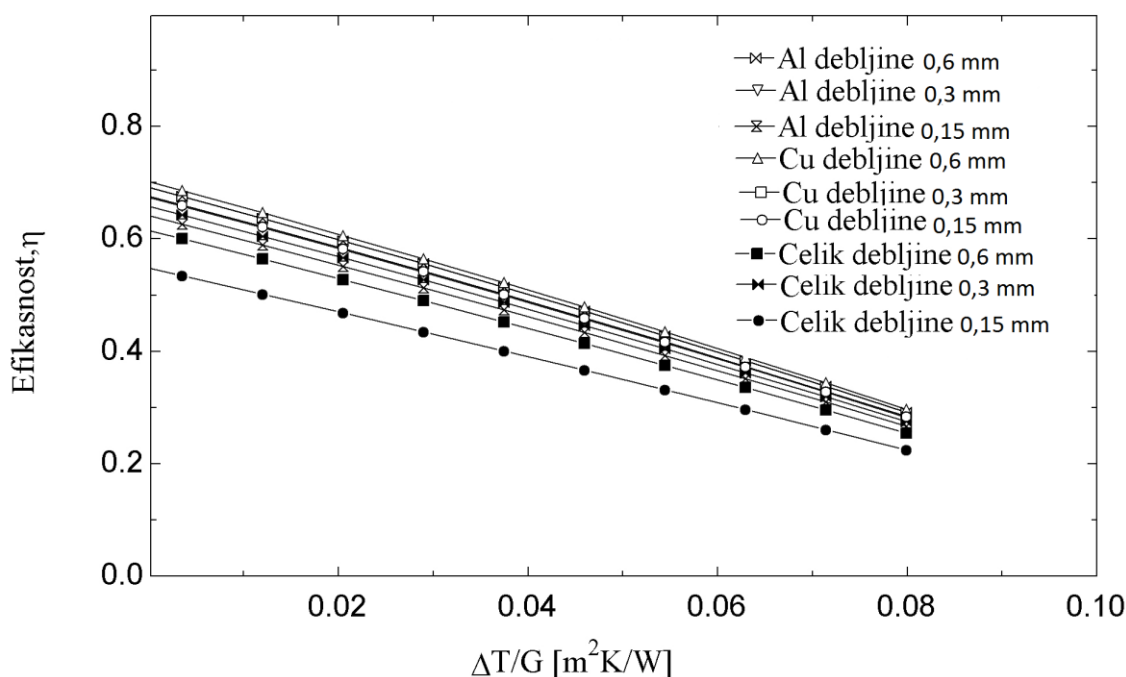


$$\eta_6 = 0,7063 - 5,039 \cdot (\Delta T / G) \text{ za Cu debljine 0,6 [mm]} \quad (9.29)$$

$$\eta_7 = 0,5501 - 4,039 \cdot (\Delta T / G) \text{ za Č debljine 0,15 [mm]} \quad (9.30)$$

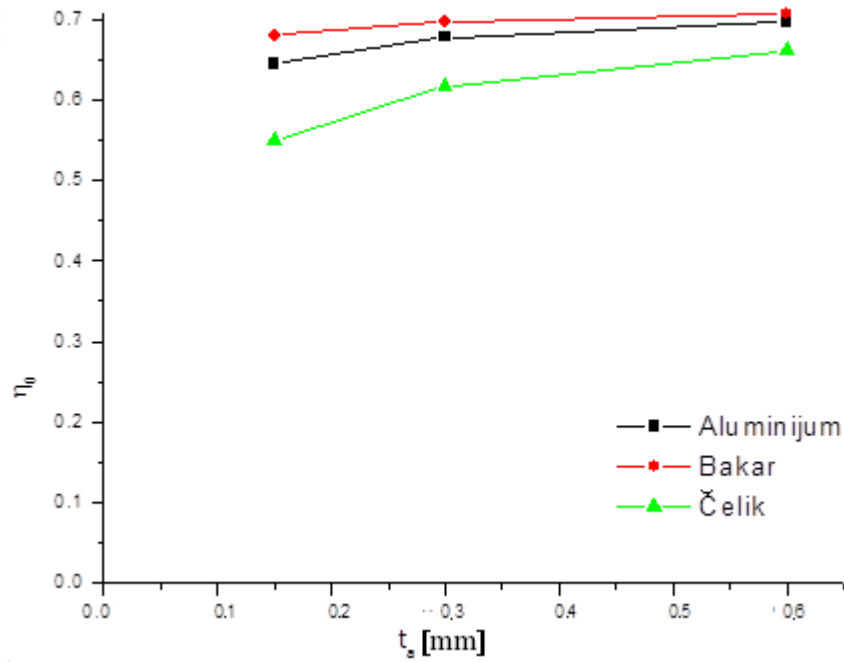
$$\eta_8 = 0,617 - 4,489 \cdot (\Delta T / G) \text{ za Č debljine 0,3 [mm]} \quad (9.31)$$

$$\eta_9 = 0,6617 - 4,77 \cdot (\Delta T / G) \text{ za Č debljine 0,6 [mm]} \quad (9.32)$$

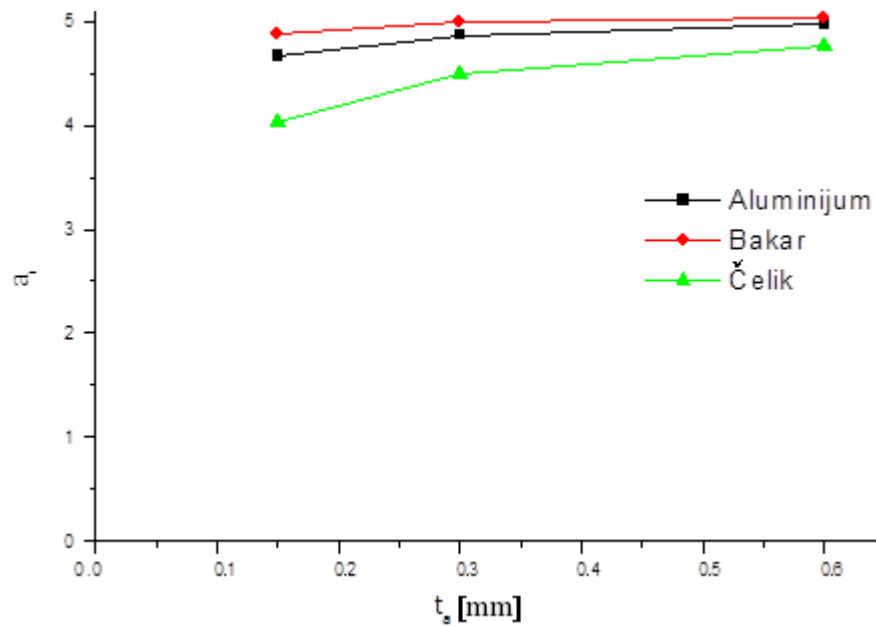


Slika 9.15. Zavisnost energetske efikasnosti od  $\Delta T / G$  za različite debljine i vrste materijala apsorbera

Na dijagramima (slika 9.16 i 9.17) prikazan je uticaj debljine apsorberske ploče na koeficijente  $\eta_0$  i  $a_1$  odakle se vidi da istu vrednost  $\eta_0$  koju ima apsorber od bakra debljine 0,15 [mm] ima i apsorber od aluminijuma debljine 0,3 [mm]. Bakarni apsorber debljine 0,15 [mm] može se zbog visoke cene bakra zameniti aluminijumskim apsorberom debljine 0,3 [mm]. Vrednost  $\eta_0$  koju ima apsorber od aluminijuma debljine 0,15 [mm] ima i apsorber od čelika debljine 0,6 [mm].



Slika 9.16. Uticaj vrste materijala i debljine apsorberske ploče na  $\eta_0$



Slika 9.17. Uticaj vrste materijala i debljine apsorberske ploče na  $a_1$

### 9.1.6. Koeficijent kondukcije materijala apsorbera

Veća vrednost koeficijenta kondukcije materijala apsorbera rezultuje većom energetsom efikasnošću (slika 9.18). Radi lakšeg poređenja uticaja vrednosti koeficijenta kondukcije na energetska efikasnost prijemnika sunčeve energije date

su vrednosti koeficijenta kondukcije za bakar koja iznosi 395 [W/mK], aluminijuma 229 [W/mK] i čelika 58 [W/mK] pri temperaturi od oko 20 [°C].

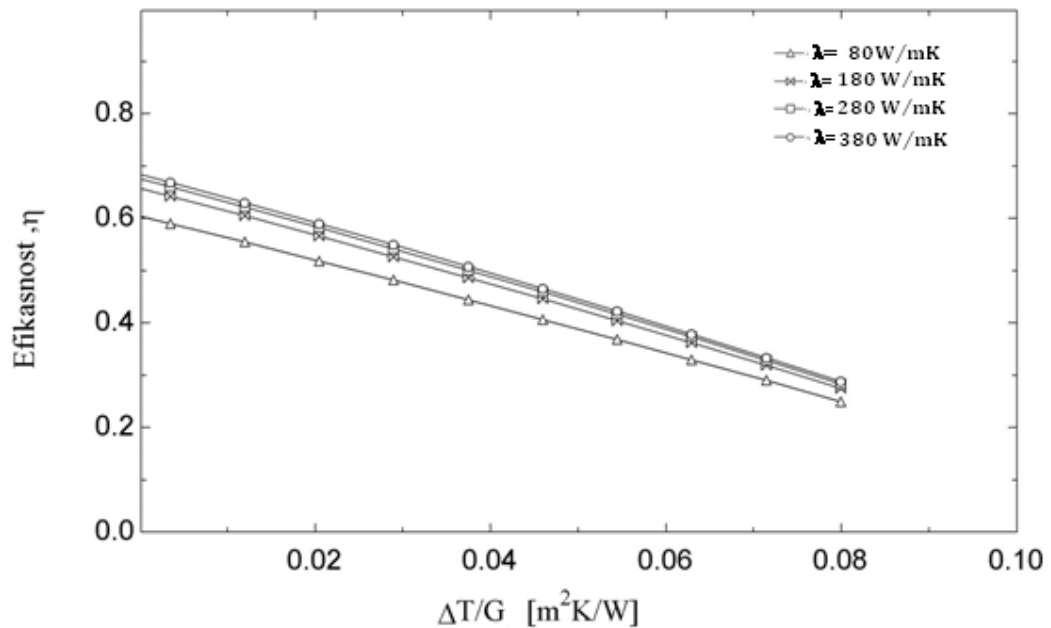
Ispitivanje je vršeno za prijemnike čiji su koeficijenti kondukcije apsorbera iznosili 80 [W/mK], 180 [W/mK], 280 [W/mK] i 380 [W/mK] a krive efikasnosti definisane izrazima od 9.33 do 9.36. Jasno je da je materijal za većom vrednošću koeficijenta kondukcije imao najveću vrednost efikasnosti. Zavisnost  $\eta_0$  od koeficijenta kondukcije  $\lambda$  data je grafikom na slici 9.19 i utvrđena izrazom 9.37. Zavisnost koeficijenta  $a_1$  od koeficijenta kondukcije grafički je predstavljena na slici 9.20 i utvrđena izrazom 9.38. Najveća vrednost koeficijenta kondukcije rezultovala je maksimalnom vrednošću optičke efikasnosti ali istovremeno i maksimalnom vrednošću koeficijenta gubitaka toplote.

$$\eta_1 = 0,607 - 4,42 \cdot (\Delta T / G) \quad \text{za } \lambda = 80 \text{ [W/mK]} \quad (9.33)$$

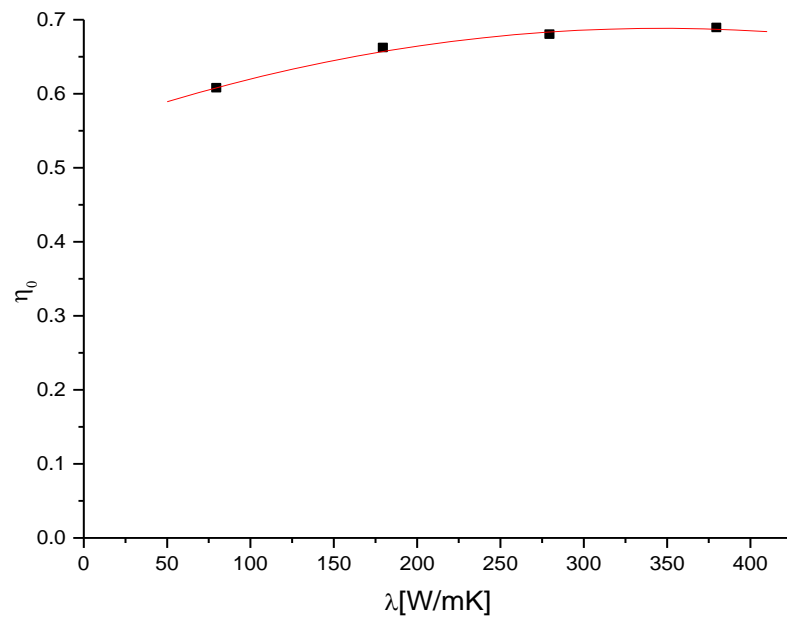
$$\eta_2 = 0,6613 - 4,768 \cdot (\Delta T / G) \quad \text{za } \lambda = 180 \text{ [W/mK]} \quad (9.34)$$

$$\eta_3 = 0,6794 - 4,879 \cdot (\Delta T / G) \quad \text{za } \lambda = 280 \text{ [W/mK]} \quad (9.35)$$

$$\eta_4 = 0,6885 - 4,934 \cdot (\Delta T / G) \quad \text{za } \lambda = 380 \text{ [W/mK]} \quad (9.36)$$



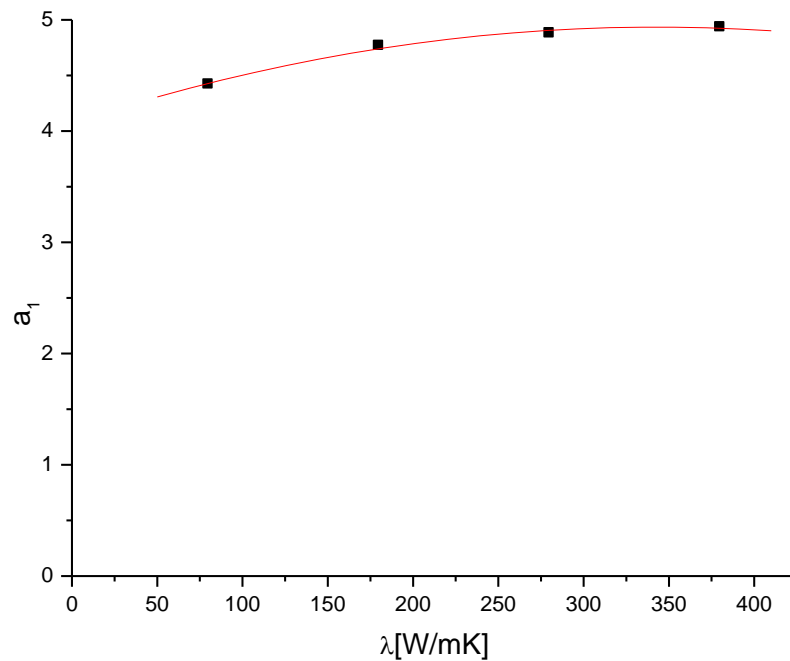
Slika 9.18. Uticaj koeficijenta kondukcije materijala apsorbera na energetska efikasnost prijemnika sunčeve energije



Slika 9.19. Uticaj koeficijenta kondukcije materijala apsorbera na  $\eta_0$

Zavisnost koeficijenta kondukcije od optičke efikasnosti utvrđena je izrazom

$$\eta_0 = 0,553 + 7,824 \cdot 10^{-4} \cdot \lambda - 1,13 \cdot 10^{-6} \cdot \lambda^2 \quad (9.37)$$



Slika 9.20. Uticaj koeficijenta kondukcije materijala apsorbera na koeficijent  $a_1$

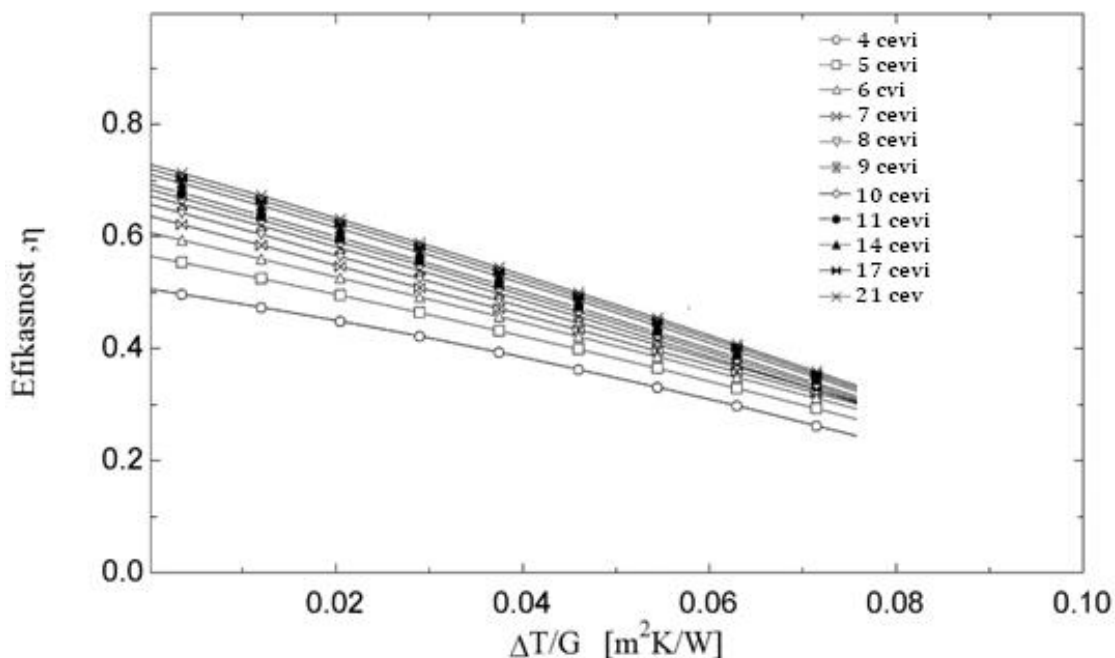
Zavisnost koeficijenta kondukcije od koeficijenta toplotnih gubitaka utvrđena je izrazom

$$a_1 = 4,07413 + 0,00502 \cdot \lambda - 7,325 \cdot 10^{-6} \cdot \lambda^2 \quad (9.38)$$

### 9.1.7. Broj cevi apsorbera

Brojem cevi apsorbera uslovljeno je rastojanje između cevi. Sa aspekta povećanja efikasnosti bolje je rešenje sa što manjim međuprostorom između cevi jer se na taj način povećava razmenjivačka površina. Sa druge strane, da bi se smanjili materijalni troškovi izrade prijemnika – odnosno utrošak materijala kod većine konstruktivnih rešenja ide se na smanjenje broja ili prečnika cevi koje čine cevnu mrežu apsorbera.

Različit broj cevi apsorbera, međutim utiče i na maseni protok duž cevi prijemnika. Na slici 9.21. dat je grafički prikaz krivih efikasnosti prijemnika sa različitim brojem cevi apsorbera koje su definisane izrazima od 9.32 do 9.42. Zbog svega navedenog potrebno je pronaći broj cevi apsorbera koji će zadovoljiti sve gore navedene uslove i predstavljati najbolje rešenje. Prijemnik sa 21 cevi daje najbolje rezultate jer ima najmanje rastojanje između cevi te samim tim i najveću razmenjivačku površinu – odnosno efikasnost.



Slika 9.21. Zavisnost energetske efikasnosti od  $\Delta T/G$  za različite brojeve cevi apsorbera

$$\eta_1 = 0,607 - 4,42 \cdot (\Delta T / G) \text{ za apsorber sa 4 cevi} \quad (9.39)$$

$$\eta_2 = 0,5707 - 3,846 \cdot (\Delta T / G) \text{ za apsorber sa 5 cevi} \quad (9.40)$$

$$\eta_3 = 0,6095 - 4,149 \cdot (\Delta T / G) \text{ za apsorber sa 6 cevi} \quad (9.41)$$

$$\eta_4 = 0,6374 - 4,43 \cdot (\Delta T / G) \text{ za apsorber sa 7 cevi} \quad (9.42)$$

$$\eta_5 = 0,659 - 4,638 \cdot (\Delta T / G) \text{ za apsorber sa 8 cevi} \quad (9.43)$$

$$\eta_6 = 0,6767 - 4,86 \cdot (\Delta T / G) \text{ za apsorber sa 9 cevi} \quad (9.44)$$

$$\eta_7 = 0,6885 - 4,934 \cdot (\Delta T / G) \text{ za apsorber sa 10 cevi} \quad (9.45)$$

$$\eta_8 = 0,6977 - 4,991 \cdot (\Delta T / G) \text{ za apsorber sa 11 cevi} \quad (9.46)$$

$$\eta_9 = 0,7158 - 5,102 \cdot (\Delta T / G) \text{ za apsorber sa 14 cevi} \quad (9.47)$$

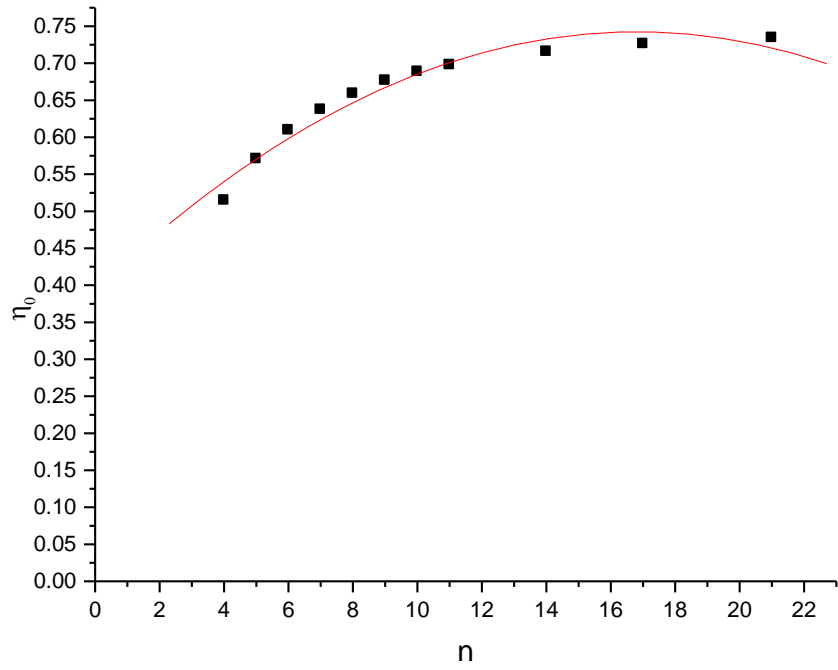
$$\eta_{10} = 0,7261 - 5,163 \cdot (\Delta T / G) \text{ za apsorber sa 17 cevi} \quad (9.48)$$

$$\eta_{11} = 0,7343 - 5,212 \cdot (\Delta T / G) \text{ za apsorber sa 21 cevi} \quad (9.49)$$

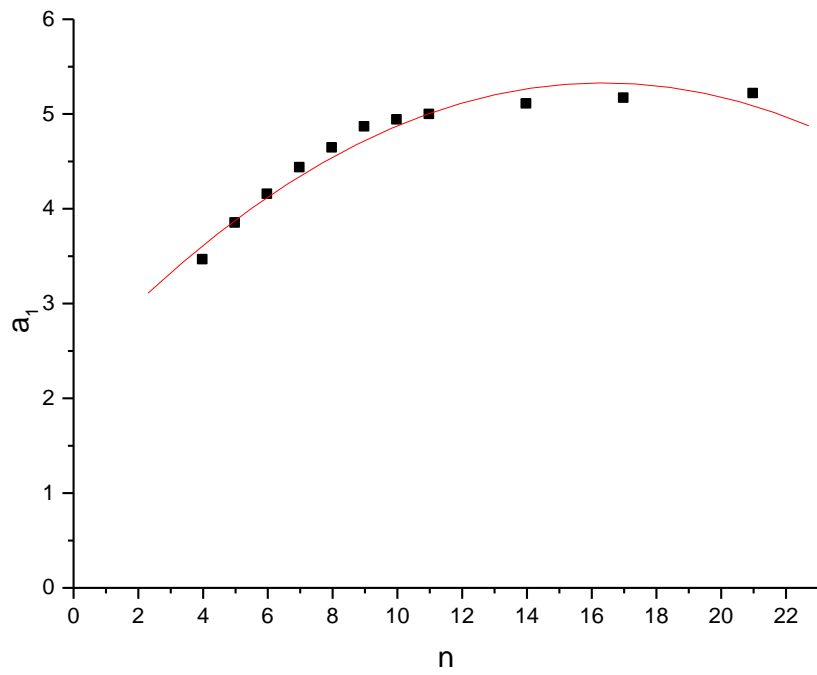
Efikasnost prijemnika sunčeve energije se podiže sa povećanjem broja cevi ali je to povećanje veoma malo za apsorber sa više od 16 cevi. Za apsorber sa 16 cevi je maksimalna vrednost koeficijenta  $\eta_0$  i  $a_1$  koji srazmerno rastu sa povećanjem broja cevi do 16 a nakon toga opadaju srazmerno (slika 9.22i 9.23). Ispitivanje je vršeno za 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 17 i 21 cev. Obzirom da je posle 14 cevi efikasnost veoma malo rasla napravljen je veći skok te je sledeće ispitivanje vršeno za 17 cevi a nakon njega za 21 cev. Zavisnost promene koeficijenta  $\eta_0$  od broja cevi apsorbera utvrđena je izrazom 9.50 a koeficijenta  $a_1$  izrazom 9.51.

$$\eta_0 = 0,39427 + 0,04146 \cdot n - 0,00123 \cdot n^2 \quad (9.50)$$

$$a_1 = 2,32296 + 0,36754 \cdot n - 0,01124 \cdot n^2 \quad (9.51)$$



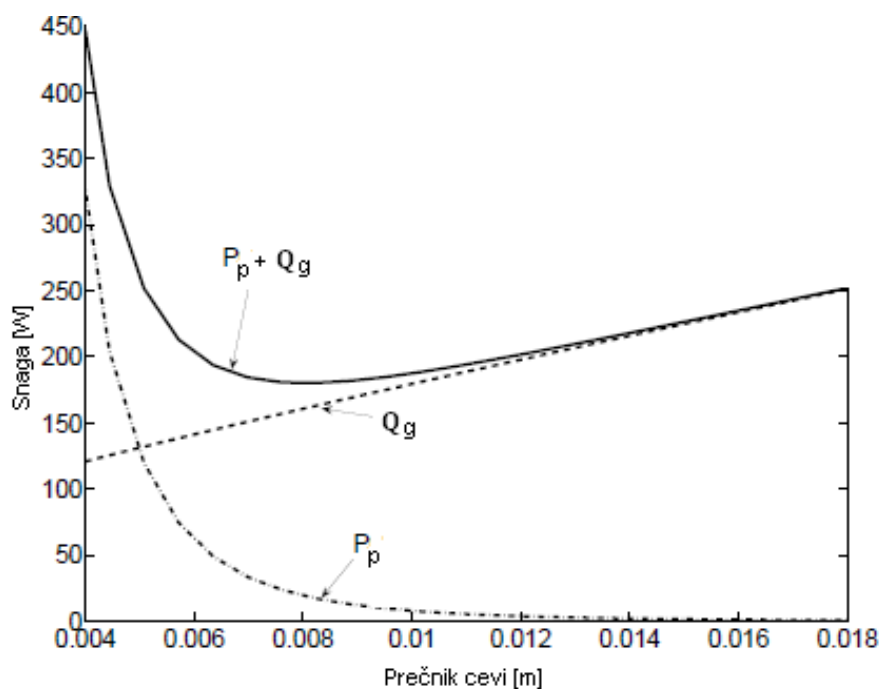
Slika 9.22. Uticaj broja cevi apsorbera na  $\eta_0$



Slika 9.23. Uticaj broja cevi apsorbera na  $a_1$

### 9.1.8. Prečnik cevi apsorbera

Performanse solarne instalacije u velikoj meri zavise od prečnika cevi koje se koriste za cirkulaciju fluida. Gubici toplote se povećavaju sa povećanjem prečnika apsorberske cevi dok se snaga pumpe potrebna da obezbedi cirkulaciju fluida smanjuje. Ova dva kontradiktorna efekta dovode do potrebe određivanja prečnika apsorberske cevi koji će biti optimalno rešenje za oba zahteva (slika 9.24).



Slika 9.24. Uticaj prečnika cevi na toplotne gubitke -  $Q_g$  i snagu pumpe -  $P_p$  (Prasana 2010)

Ispitivanje je vršeno za spoljašnji/unutrašnji prečnik cevi od 8/6 [mm] do 20/18 [mm] sa korakom od 2 [mm] za uslove ispitivanja koji su navedeni u tabeli 4 do 7. Na slici 9.25 grafički su prikazane efikasnosti prijemnika sa ispitivanim prečnicima cevi i debljinom zida cevi od 1 [mm]. Može se uočiti da je razlika u efikasnosti neznatna i da je za vrednosti  $\Delta T/G$  od 0 [m<sup>2</sup>K/W] do 0,02 [m<sup>2</sup>K/W] efikasnost gotovo nepromenjena. Radi uštede u materijalu teži se smanjenju prečnika cevi do one veličine koja može da obezbedi nesmetan optimalan protok radnog fluida.

$$\eta_1 = 0,6868 - 4,672 \cdot (\Delta T / G) \text{ za unutrašnji prečnik cevi 6 [mm]} \quad (9.52)$$

$$\eta_2 = 0,6812 - 4,629 \cdot (\Delta T / G) \text{ za unutrašnji prečnik cevi 8 [mm]} \quad (9.53)$$

$$\eta_3 = 0,6805 - 4,685 \cdot (\Delta T / G) \text{ za unutrašnji prečnik cevi 10 [mm]} \quad (9.54)$$



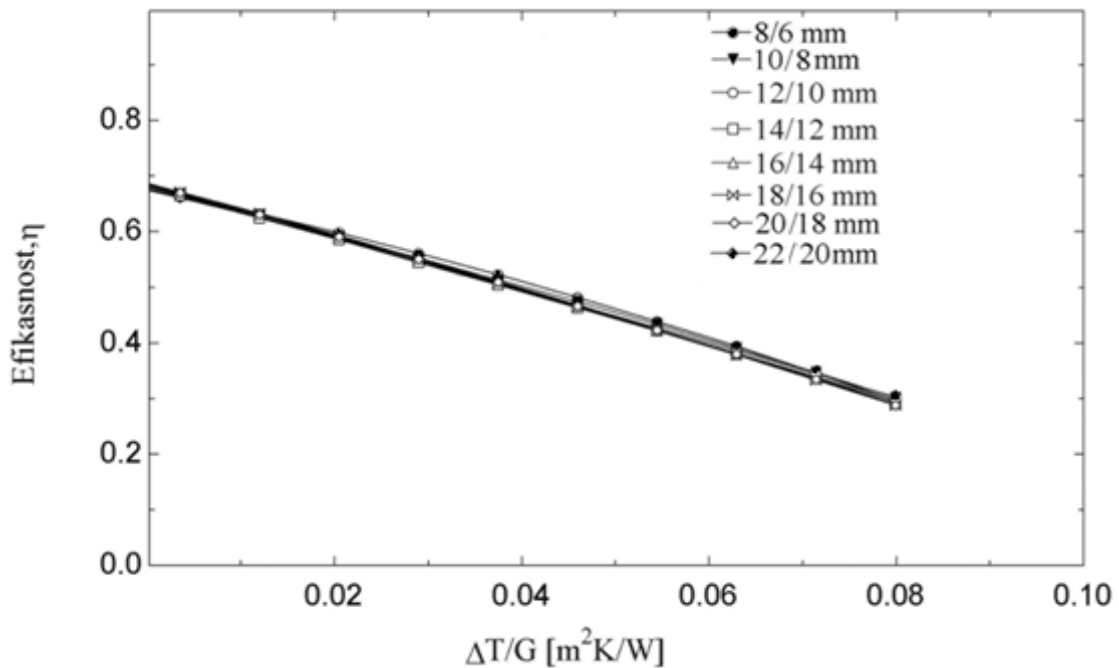
$$\eta_4 = 0,6829 - 4,795 \cdot (\Delta T / G) \text{ za unutrašnji prečnik cevi } 12 \text{ [mm]} \quad (9.55)$$

$$\eta_5 = 0,6857 - 4,869 \cdot (\Delta T / G) \text{ za unutrašnji prečnik cevi } 14 \text{ [mm]} \quad (9.56)$$

$$\eta_6 = 0,6885 - 4,934 \cdot (\Delta T / G) \text{ za unutrašnji prečnik cevi } 16 \text{ [mm]} \quad (9.57)$$

$$\eta_7 = 0,6901 - 4,944 \cdot (\Delta T / G) \text{ za unutrašnji prečnik cevi } 18 \text{ [mm]} \quad (9.58)$$

$$\eta_8 = 0,6917 - 4,953 \cdot (\Delta T / G) \text{ za unutrašnji prečnik cevi } 20 \text{ [mm]} \quad (9.59)$$



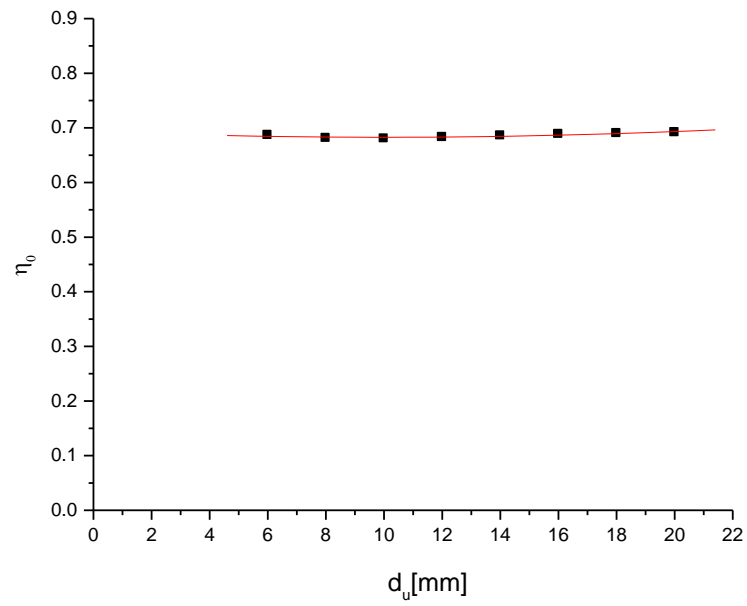
Slika 9.25. Zavisnost energetske efikasnosti od  $\Delta T/G$  za različite prečnike cevi apsorbera

Na slici 9.26 dat je grafički prikaz zavisnosti  $\eta_0$  od unutrašnjeg prečnika cevi apsorbera  $d_u$  a na slici 9.27 zavisnost  $a_1$  od  $d_u$ . Vrednost  $\eta_0$  je u blagom porastu pri povećanju unutrašnjeg prečnika cevi apsorbera. Minimalna vrednost toplotnih gubitaka dobijena je za unutrašnji prečnik cevi od 8 [mm]. Zavisnost optičke efikasnosti od unutrašnjeg prečnika cevi apsorbera utvrđena je izrazom

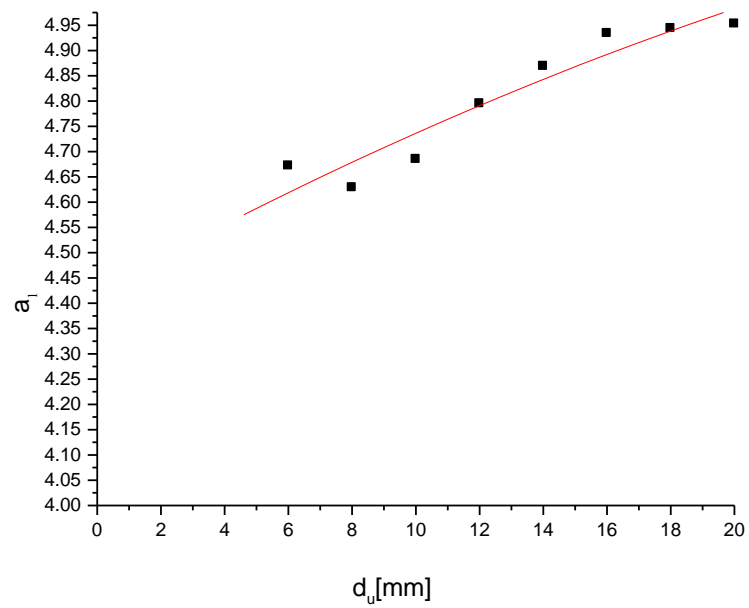
$$\eta_0 = 0,69335 - 0,0021 \cdot d_u + 1,05357 \cdot 10^{-4} d_u^2 \quad (9.60)$$

a koeficijenta  $a_1$  izrazom

$$a_1 = 5,07363 - 0,09492 \cdot d_u + 0,00557 \cdot d_u^2 \quad (9.61)$$



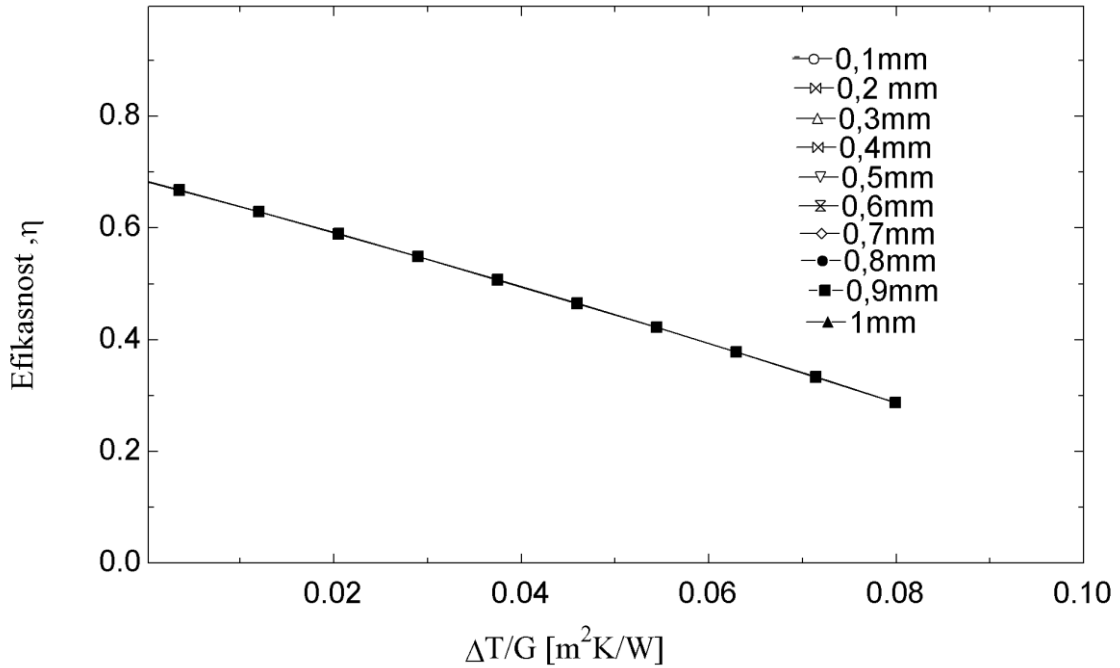
Slika 9.26. Uticaj prečnika cevi apsorbera na  $\eta_0$



Slika 9.27. Uticaj unutrašnjeg prečnika cevi apsorbera na  $\alpha_1$  pri debljini cevi od 1 [mm]

### 9.1.9. Debljina zida cevi

Debljina zida apsorberske cevi je varirana od 0,1 [mm] do 1 [mm] sa korakom od 0,1 [mm]. Kako se vidi sa slike 9.28 na kojoj je dat grafički prikaz efikasnosti definisanih izrazima 9.62 do 9.71, efikasnost je nepromenjena. Zavisnost  $\eta_0$  i koeficijenta  $a_1$  u odnosu na debljinu zida cevi utvrđena je izrazima 9.72 i 9.73 i prikazana grafički na slikama 9.29 i 9.30.



Slika 9.28. Zavisnost energetske efikasnosti od  $\Delta T/G$  za različite debljine cevi apsorbera

$$\eta_1 = 0,6872 - 4,926 \cdot (\Delta T / G) \text{ za debljinu cevi apsorbera } 0,1 \text{ [mm]} \quad (9.62)$$

$$\eta_2 = 0,6873 - 4,927 \cdot (\Delta T / G) \text{ za debljinu cevi apsorbera } 0,2 \text{ [mm]} \quad (9.63)$$

$$\eta_3 = 0,6874 - 4,927 \cdot (\Delta T / G) \text{ za debljinu cevi apsorbera } 0,3 \text{ [mm]} \quad (9.64)$$

$$\eta_4 = 0,6875 - 4,928 \cdot (\Delta T / G) \text{ za debljinu cevi apsorbera } 0,4 \text{ [mm]} \quad (9.65)$$

$$\eta_5 = 0,6876 - 4,928 \cdot (\Delta T / G) \text{ za debljinu cevi apsorbera } 0,5 \text{ [mm]} \quad (9.66)$$

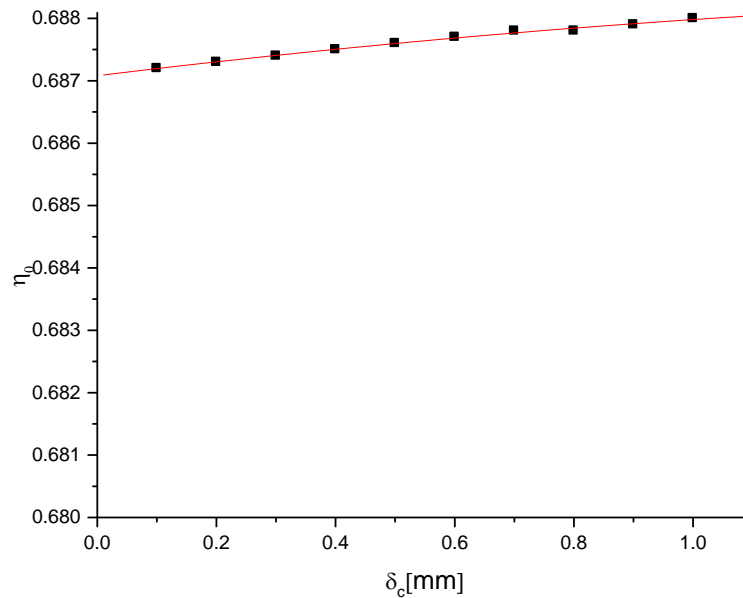
$$\eta_6 = 0,6877 - 4,929 \cdot (\Delta T / G) \text{ za debljinu cevi apsorbera } 0,6 \text{ [mm]} \quad (9.67)$$

$$\eta_7 = 0,6878 - 4,929 \cdot (\Delta T / G) \text{ za debljinu cevi apsorbera } 0,7 \text{ [mm]} \quad (9.68)$$

$$\eta_8 = 0,6878 - 4,93 \cdot (\Delta T / G) \text{ za debljinu cevi apsorbera } 0,8 \text{ [mm]} \quad (9.69)$$

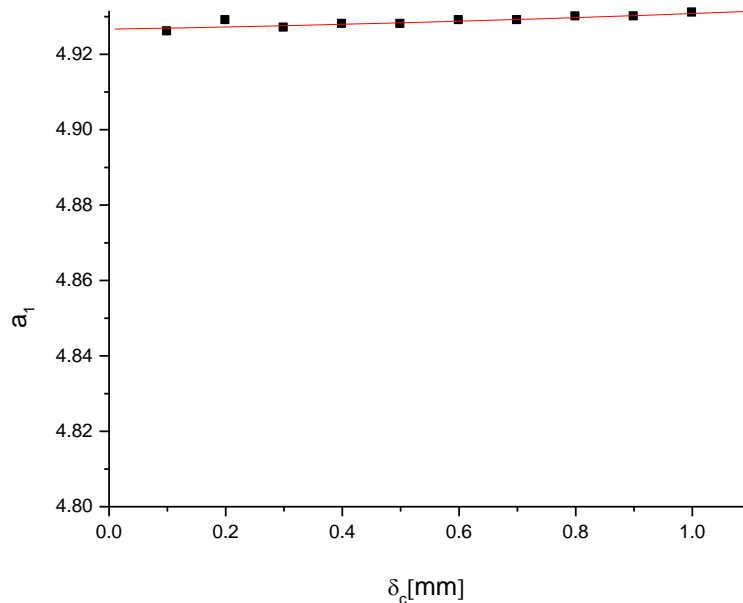
$$\eta_9 = 0,6879 - 4,93 \cdot (\Delta T / G) \text{ za debljinu cevi apsorbera } 0,9 \text{ [mm]} \quad (9.70)$$

$$\eta_{10} = 0,688 - 4,931 \cdot (\Delta T / G) \text{ za debljinu cevi apsorbera } 1 \text{ [mm]} \quad (9.71)$$



Slika 9.29. Uticaj debljine cevi apsorbera  $\delta_c$  na  $\eta_0$

$$\eta_0 = 0,68708 + 0,00116 \cdot \delta_c - 0,000265 \cdot \delta_c^2 \quad (9.72)$$



Slika 9.30. Uticaj debljine cevi apsorbera  $\delta_c$  na  $a_1$

$$a_1 = 4,92667 + 0,00264 \cdot \delta_c + 0,00152 \cdot \delta_c^2 \quad (9.73)$$

### 9.1.10. Debljina termičke izolacije

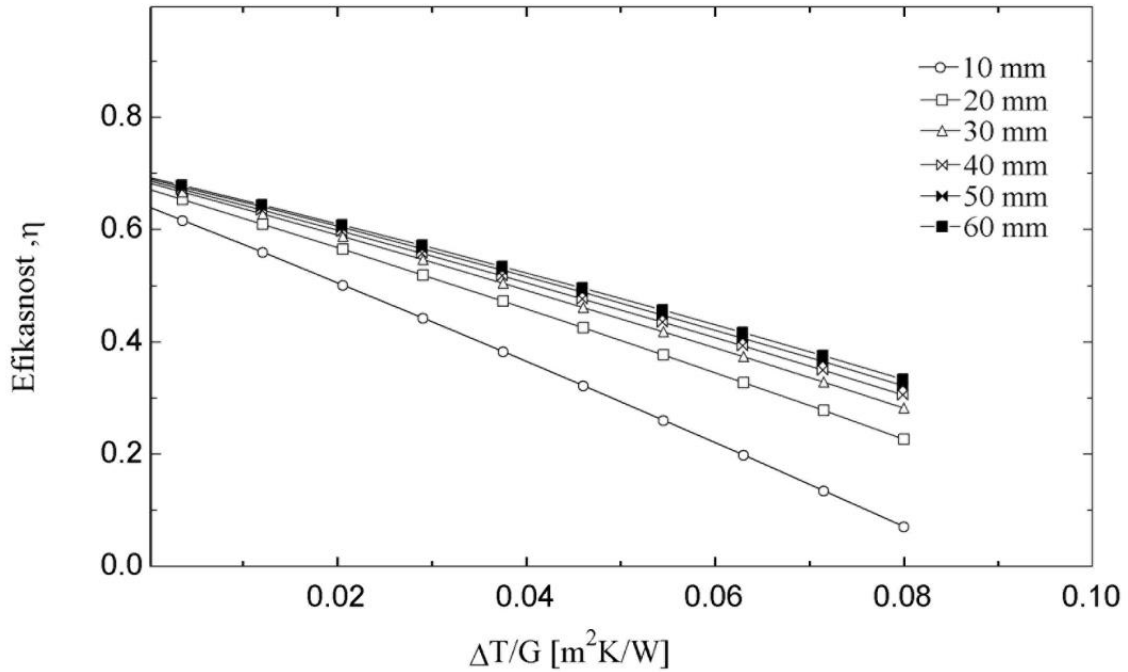
Termička izolacija PSE je vrlo značajna sa aspekta smanjenja konduktivnih gubitaka PSE - sa zadnje i sa bočnih strana. Tipične vrednosti toplotnih gubitaka kreću se od 0,3 do 0,6 [W/m<sup>2</sup>] sa zadnje i od 1,5 do 2,0 [W/m<sup>2</sup>] sa bočnih strana (Morrison).

Kao materijal termoizolacije se koriste porozni materijali kao što su: poliuretan, poliestarska vuna, staklena vuna, kamena vuna (u pločama, rolnama i peni) i TIM (Transparent Insulation Materials) providni izolacioni materijali. Najčešće se koristi ekspanzirana poliuretanska pena, obzirom da ima određene stabilne mehaničke i termičke karakteristike. Ovaj materijal prilikom njegovog ulivanja u kućište PSE istovremeno termoizoluje, ali i ukrućuje kućište. Ima dobre termoizolacione karakteristike, ne upija značajnije vlagu i ne reaguje hemijski sa vlagom.

U praksi se relativno često nailazi i na rešenja PSE kod kojih se kao termička izolacija koristi samo staklena ili samo mineralna vuna, mada postoje i rešenja kod kojih se kombinuje primena poliuretanske pene i mineralne ili staklene vune. Staklena vuna je vrlo nepogodna za rukovanje, dok mineralna vuna reaguje sa vlagom stvarajući agresivne materije koje ubrzavaju degradaciju apsorbera i kućišta. Obe vrste vune, zbog svoje rastresitosti mogu da prime značajne količine vlage - vode, što je, takođe štetno za trajnost i efikasnost PSE. Ukoliko se upotrebljava staklena vuna, preporučena debljina izolacije je 100 [mm] (Amrutkar 2012). Da bi se prevazišli nedostaci pojedinih izolacionih materijala i postigla dobra otpornost provođenju toplote kombinuje se staklena vuna i poliuretanska pena, pri čemu se sloj staklene vune stavlja iznad sloja poliuretana. Sloj staklene vune u tom slučaju štiti sloj poliuretana od toplote, a poliuretanski sloj staklene vune od vlažnosti. U cilju povećanja koeficijenta korisnog dejstva, oba sloja izolatora se obaviju aluminijumskom folijom. Između tako dobijenog izolatora i apsorbera ostavi se sloj vazduha debljine oko 10 [mm]. Zagrejana aluminijumska folija zrači toplotne infracrvene zrake i vraća ih prema apsorberu. Tako se toplotni gubici apsorbera mogu ograničiti na samo 3% (Zrnić 1984).

Ispitivanju uticaja debljine termičke izolacije na efikasnost prijemnika sunčeve toplote vršena je pri istim uslovima ispitivanja koji su navedeni u tabelama 9.1 do 9.5 pri čemu je korišten materijal izolacije čiji je koeficijent kondukcije 0,04 [W/mK] što odgovara koeficijentu kondukcije kamene mineralne vune. Ispitivanje je vršeno za debljinu izolacije od 10 [mm] do 60 [mm] sa korakom od 10 [mm]. Na osnovu dobijenih krivih efikasnosti (9.74 do 9.79) može se zaključiti da debljina izolacije sa zadnje i bočnih strana prijemnika utiče na nagib krive efikasnosti i da najvišu vrednost efikasnosti pokazuje prijemnik sa debljinom izolacije od 60 [mm].

Mada do glavnog smanjenja gubitaka dolazi već u prvih 10 [mm] izolacije. Dvostruka debljina izolacije ne rezultuje dvostrukim smanjenjem gubitaka odnosno dvostrukim podizanjem efikasnosti (slika 9.31).



Slika 9.31. Zavisnost energetske efikasnosti od  $\Delta T/G$  za različite debljine izolacije

$$\eta_1 = 0,6443 - 7,096 \cdot (\Delta T / G) \text{ za debljinu izolacije 10 [mm]} \quad (9.74)$$

$$\eta_2 = 0,676 - 5,542 \cdot (\Delta T / G) \text{ za debljinu izolacije 20 [mm]} \quad (9.75)$$

$$\eta_3 = 0,6873 - 4,99 \cdot (\Delta T / G) \text{ za debljinu izolacije 30 [mm]} \quad (9.76)$$

$$\eta_4 = 0,6921 - 4,76 \cdot (\Delta T / G) \text{ za debljinu izolacije 40 [mm]} \quad (9.77)$$

$$\eta_5 = 0,6956 - 4,59 \cdot (\Delta T / G) \text{ za debljinu izolacije 50 [mm]} \quad (9.78)$$

$$\eta_6 = 0,698 - 4,476 \cdot (\Delta T / G) \text{ za debljinu izolacije 60 [mm]} \quad (9.79)$$

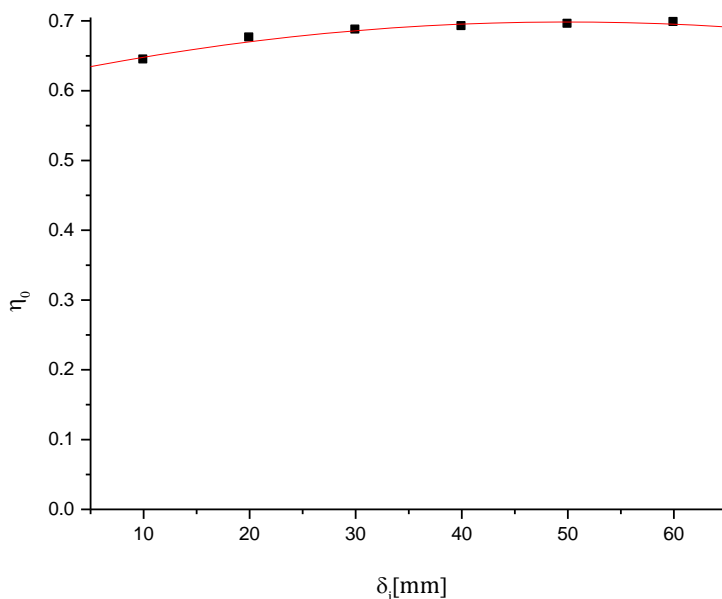
Zavisnost  $\eta_0$  od debljine izolacije utvrđena je izrazom 9.80 i prikazana na slici 9.32.

$$\eta_0 = 0,61939 - 0,00317 \cdot \delta_i - 0,000031732 \cdot \delta_i^2 \quad (9.80)$$

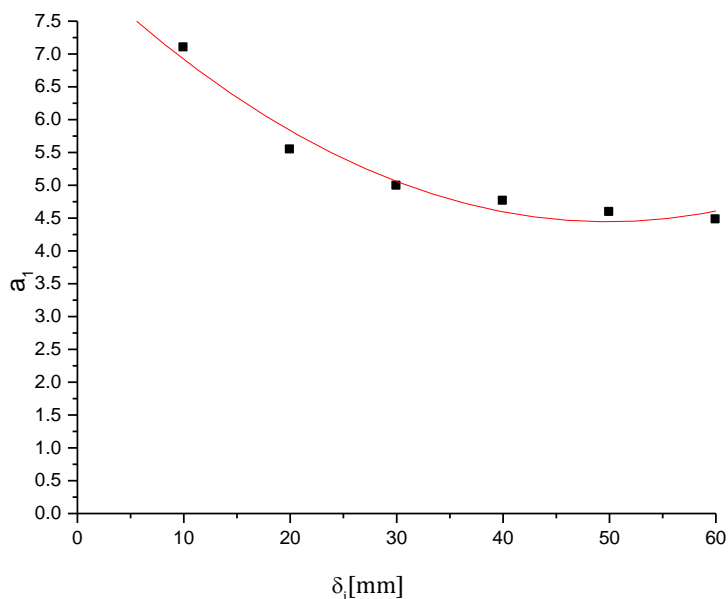
Obzirom da se teži maksimiziranju vrednosti  $\eta_0$  može se zaključiti da je maksimalna vrednost  $\eta_0$  pri debljini izolacije od 60 [mm].

Koeficijent  $a_1$  koji je jednak proizvodu  $F_R$  i  $\lambda$  ima minimalnu vrednost za debljinu izolacije od 60 [mm] (slika 9.33) što znači da gubici ne mogu biti manji od ove vrednosti (za ispitivane debljine izolacije), te se sa aspekta energetske efikasnosti, za pogodniju debljinu izolacije uzima vrednost od 60 [mm]. Zavisnost koeficijenta  $a_1$  od debljine izolacije utvrđena je izrazom 9.81

$$a_1 = 8,3156 - 0,15535 \cdot \delta_i + 0,00156 \cdot \delta_i^2 \quad (9.81)$$



Slika 9.32. Zavisnost  $\eta_0$  od debljine izolacije



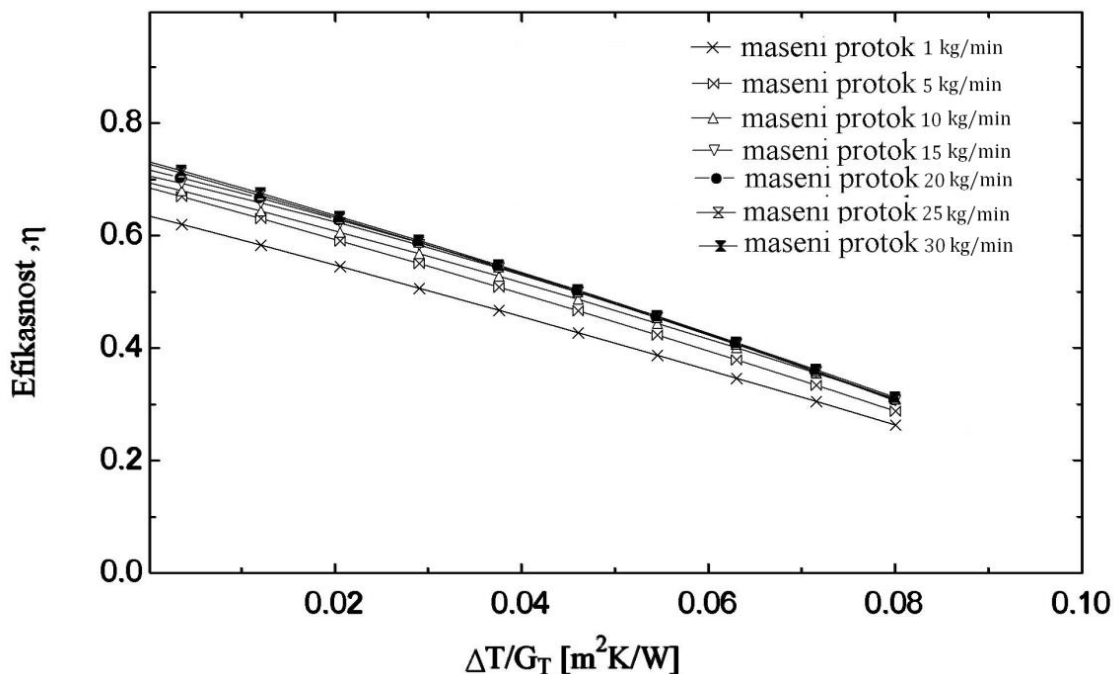
Slika 9.33. Zavisnost  $a_1$  od debljine izolacije

## 9.2. Rezultati ispitivanja uticaja radnih parametara na energetske efikasnost prijemnika sunčeve energije

### 9.2.1. Promena protoka radnog fluida

Uslovi ispitivanja (konstruktivne karakteristike prijemnika, položaj, klimatski i radni parametri) pri kojima je vršeno ispitivanje dati su u tabelama 9.1 do 9.4.

Zavisnost energetske efikasnosti od  $\Delta T/G$  za za masene protoke od 1 [kg/min] do 30 [kg/min] sa korakom od 5 [kg/min], grafički je prikazana na slici 9.34. Sa slike se vidi da je sa povećanjem protoka i efikasnost rasla i da je najveća efikasnost prijemnika postignuta pri protoku od 30 [kg/min] koji predstavlja maksimalan maseni protok ispitivanja (zbog ograničenja softvera).



Slika 9.34. Zavisnost energetske efikasnosti od  $\Delta T/G$  za različite protoke radnog fluida

$$\eta_1 = 0,6382 - 4,635 \cdot (\Delta T / G) \text{ za protok 1 [kg/min]} \quad (9.82)$$

$$\eta_2 = 0,6894 - 4,939 \cdot (\Delta T / G) \text{ za protok 5 [kg/min]} \quad (9.83)$$

$$\eta_3 = 0,7001 - 4,768 \cdot (\Delta T / G) \text{ za protok 10 [kg/min]} \quad (9.84)$$

$$\eta_4 = 0,7165 - 4,931 \cdot (\Delta T / G) \text{ za protok 15 [kg/min]} \quad (9.85)$$



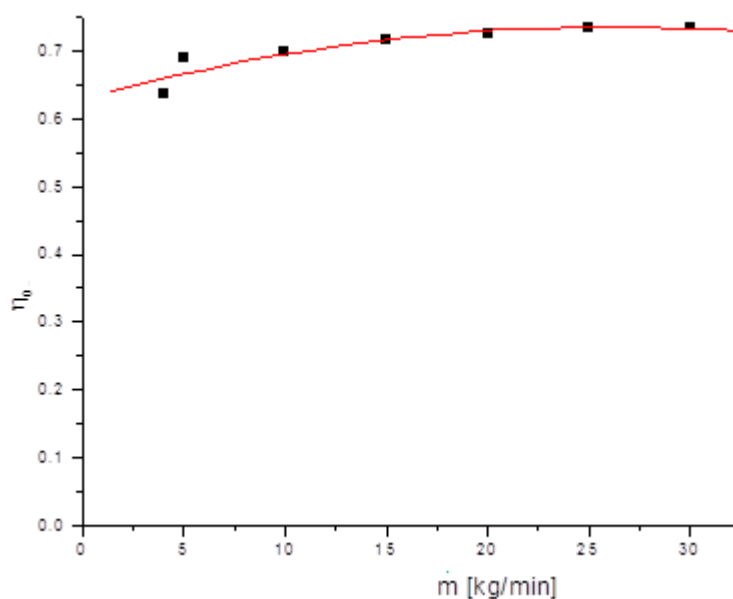
$$\eta_5 = 0,7259 - 5,057 \cdot (\Delta T / G) \text{ za protok } 20 \text{ [kg/min]} \quad (9.86)$$

$$\eta_6 = 0,7343 - 5,188 \cdot (\Delta T / G) \text{ za protok } 25 \text{ [kg/min]} \quad (9.87)$$

$$\eta_7 = 0,7364 - 5,21 \cdot (\Delta T / G) \text{ za protok } 30 \text{ [kg/min]} \quad (9.88)$$

Zavisnost promene  $\eta_0$  od promene protoka grafički je prikazana je na slici 9.35 i utvrđena izrazom

$$\eta_0 = 0,63015 + 0,00816 \cdot m - 0,000157 \cdot m^2 \quad (9.89)$$

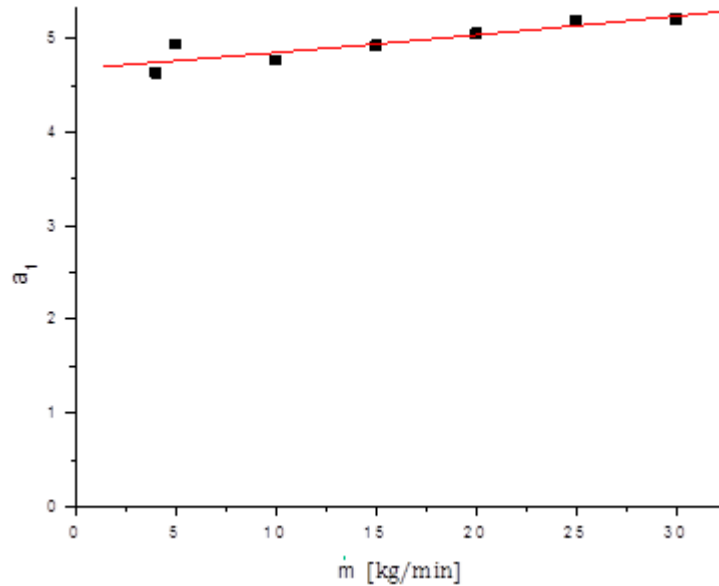


Slika 9.35. Zavisnost  $\eta_0$  od masenog protoka radnog fluida

Zavisnost koeficijenta  $a_1$  od promene protoka prikazana je grafički na slici 9.36 i utvrđena izrazom

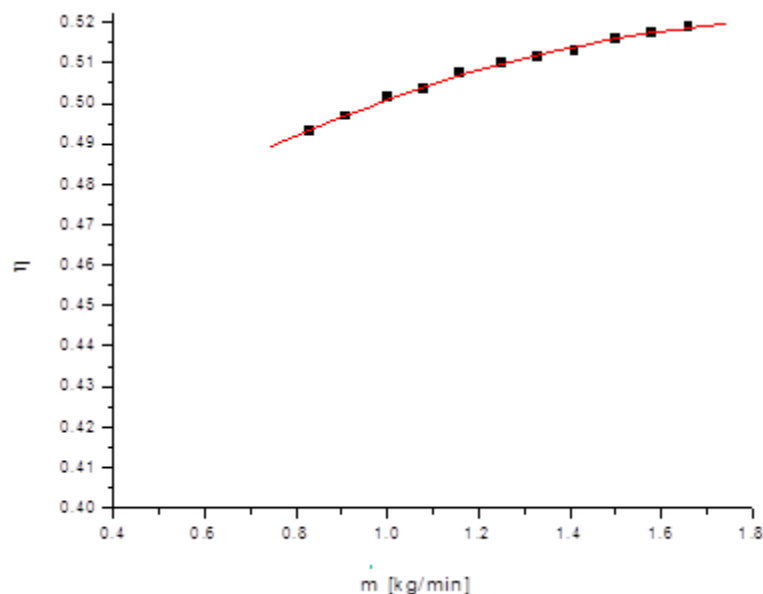
$$a_1 = 4,67954 + 0,01654 \cdot m + 0,000074 \cdot m^2 \quad (9.90)$$

Sa grafika se vidi da je maksimalna vrednost  $\eta_0$  postignuta za protok od 30 [kg/min] dokle je i vršeno ispitivanje. Koeficijent  $a_1$  je takođe u porastu.



Slika 9.36. Zavisnost  $a_1$  od masenog protoka radnog fluida

Eksperimentalno ispitivanje uticaja masenog protoka na energetske efikasnosti prijemnika je vršeno na prijemniku čija je apsorberska cev u obliku serpentine čije su tehničke karakteristike date u tabeli 9.5. Ispitivanje je vršeno pri klimatskim parametrima, položaju prijemnika i radnim parametrima prikazanim u tabelama 9.2, 9.6 i 9.7. pri čemu je maseni protok bio promenljiva veličina. Ispitivanje je vršeno za masene protoke od 0,91 [kg/min], 1 [kg/min], 1,08 [kg/min], 1,16 [kg/min], 1,25 [kg/min], 1,33 [kg/min], 1,41 [kg/min], 1,5 [kg/min], 1,58 [kg/min], 1,66 [kg/min]. Dobijeni rezultati pokazuju da povećanje protoka radnog fluida izaziva porast efikasnosti prijemnika što se vidi sa grafika prikazanog na slici 9.37. Efikasnost raste zbog povećane apsorpcije toplotne energije i smanjenih gubitaka toplote. Izrazom 9.91 utvrđena je zavisnost energetske efikasnosti od protoka radnog fluida.



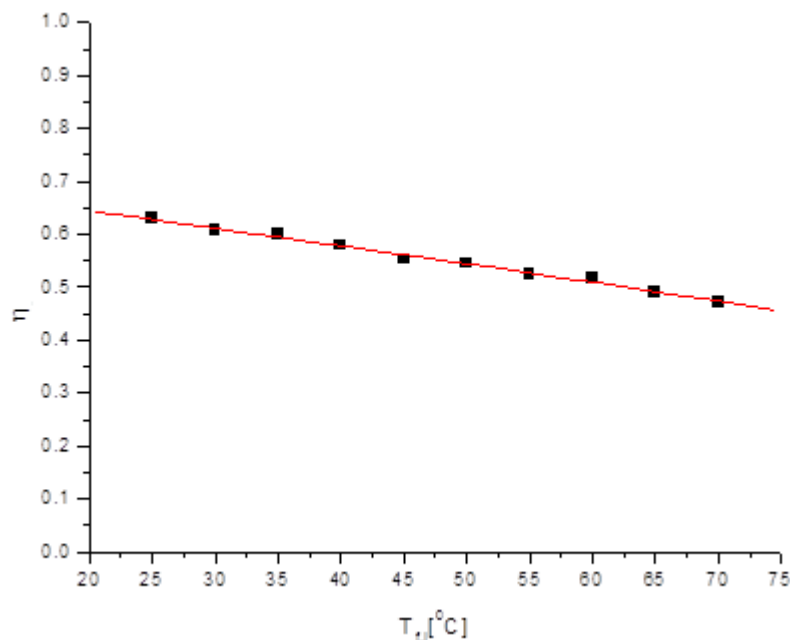
Slika 9.37. Zavisnost efikasnosti od promene protoka

$$\eta = 0,4396 + 0,08181 \cdot m - 0,02063 \cdot m^2 \quad (9.91)$$

### 9.2.2. Promena temperature fluida na izlazu iz prijemnika

Pri konstantnom masenom protoku radnog fluida tokom dana, dolazi do povećanja izlazne temperature radnog fluida. Uticaj porasta izlazne temperature fluida na efikasnost prijemnika utvrđen je eksperimentalnim ispitivanjem na prijemniku čije su tehničke karakteristike date u tabeli 9.5, pri klimatskim parametrima prikazanim u tabeli 9.2, položaju prijemnika prikazanom u tabeli 9.6. i radnim karakteristikama prikazanim u tabeli 9.7. Porast izlazne temperature izazvao je postepeno opadanje energetske efikasnosti što je prikazano na slici 9.38. To je naročito karakteristično kada izlazna temperatura radnog fluida postane viša od temperature okolnog vazduha. Energetska efikasnost opada zbog povećanih gubitaka toplote u tom slučaju. Zavisnost energetske efikasnosti od izlazne temperature fluida utvrđena je izrazom

$$\eta = 0,70398 - 0,00294 \cdot T_{f,i} - 5,15152 \cdot 10^{-6} \cdot T_{f,i}^2 \quad (9.92)$$



Slika 9.38. Zavisnost efikasnosti od izlazne temperature fluida

### 9.2.3. Vrsta radnog fluida

Utvrđivanje uticaja vrste radnog fluida na energetska efikasnost prijemnika sunčeve toplote vršeno je pri istim uslovima ispitivanja, navedenim u tabelama 9.1 do 9.4 i pri konstantnom masenom protoku radnog fluida od 30 [kg/min].

Pri ispitivanju zavisnosti energetske efikasnosti prijemnika od  $\Delta T/G$  gde je kao radni fluid korišten rastvor vode sa sadržajem propilen glikola od 16 do 50% dobijene su krive efikasnosti koje su definisane izrazima 9.93 do 9.100. Grafički prikaz dobijenih krivih dat je na slici 9.39.

$$\eta_1 = 0,722 - 4,969 \cdot (\Delta T / G) \text{ za rastvor vode sa 16\% propilen glikola} \quad (9.93)$$

$$\eta_2 = 0,7208 - 4,95 \cdot (\Delta T / G) \text{ za rastvor vode sa 20\% propilen glikola} \quad (9.94)$$

$$\eta_3 = 0,7153 - 4,868 \cdot (\Delta T / G) \text{ za rastvor vode sa 25\% propilen glikola} \quad (9.95)$$

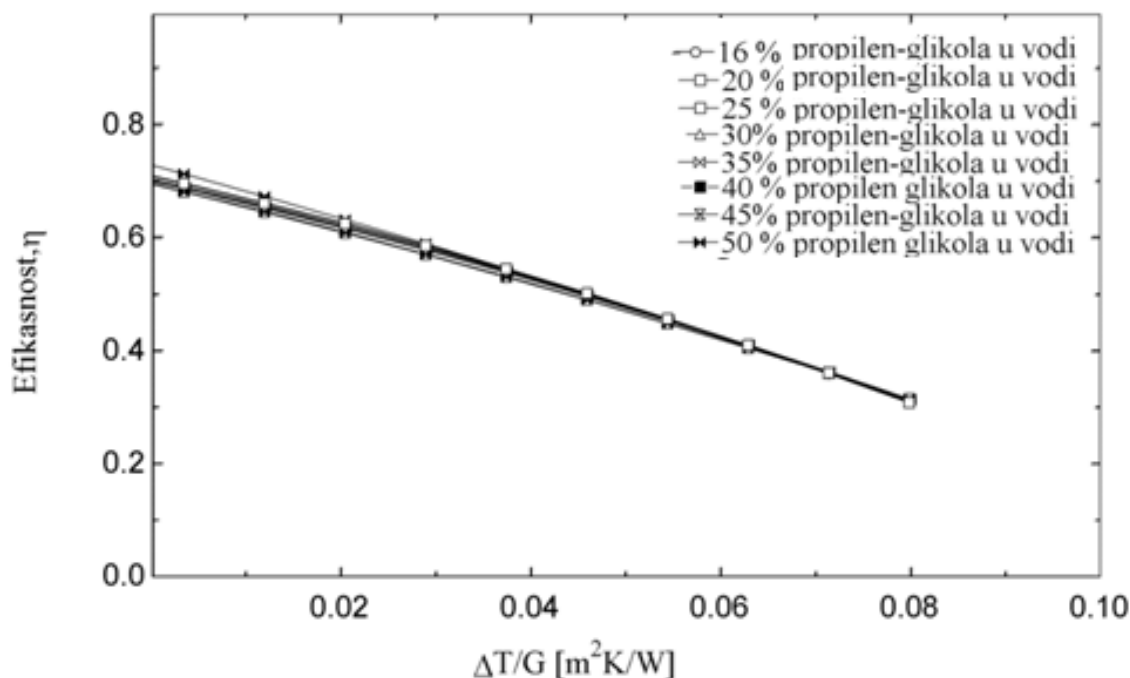
$$\eta_4 = 0,7105 - 4,806 \cdot (\Delta T / G) \text{ za rastvor vode sa 30\% propilen glikola} \quad (9.96)$$

$$\eta_5 = 0,7088 - 4,786 \cdot (\Delta T / G) \text{ za rastvor vode sa 35\% propilen glikola} \quad (9.97)$$

$$\eta_6 = 0,7045 - 4,748 \cdot (\Delta T / G) \text{ za rastvor vode sa 40\% propilen glikola} \quad (9.98)$$

$$\eta_7 = 0,7027 - 4,733 \cdot (\Delta T / G) \text{ za rastvor vode sa 45\% propilen glikola} \quad (9.99)$$

$$\eta_8 = 0,6991 - 4,725 \cdot (\Delta T / G) \text{ za rastvor vode sa 50\% propilen glikola} \quad (9.100)$$



Slika 9.39. Zavisnost energetske efikasnosti od  $\Delta T/G$  za različite koncentracije propilen-glikola u vodi

Pri ispitivanju zavisnosti energetske efikasnosti prijemnika od  $\Delta T/G$  gde je kao radni fluid korišten rastvor vode sa sadržajem etilen glikola od 16% do 50%,

dobijene su krive efikasnosti koje su definisane izrazima 9.101 do 9.108. Grafički prikaz dobijenih krivih dat je na slici 9.40.

$$\eta_1 = 0,728 - 5,081 \cdot (\Delta T / G) \text{ za rastvor vode sa 16\% etilen glikola} \quad (9.101)$$

$$\eta_2 = 0,727 - 5,068 \cdot (\Delta T / G) \text{ za rastvor vode sa 20\% etilen glikola} \quad (9.102)$$

$$\eta_3 = 0,7208 - 4,971 \cdot (\Delta T / G) \text{ za rastvor vode sa 25\% etilen glikola} \quad (9.103)$$

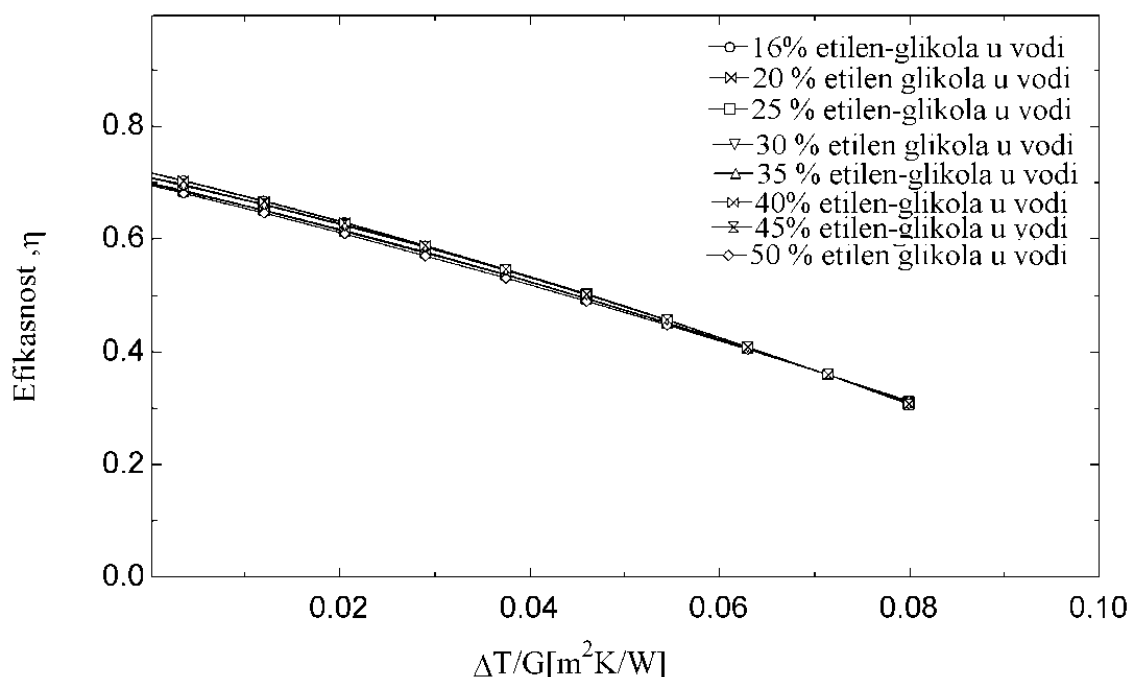
$$\eta_4 = 0,7105 - 4,953 \cdot (\Delta T / G) \text{ za rastvor vode sa 30\% etilen glikola} \quad (9.104)$$

$$\eta_5 = 0,7137 - 4,872 \cdot (\Delta T / G) \text{ za rastvor vode sa 35\% etilen glikola} \quad (9.105)$$

$$\eta_6 = 0,7086 - 4,811 \cdot (\Delta T / G) \text{ za rastvor vode sa 40\% etilen glikola} \quad (9.106)$$

$$\eta_7 = 0,7069 - 4,791 \cdot (\Delta T / G) \text{ za rastvor vode sa 45\% etilen glikola} \quad (9.107)$$

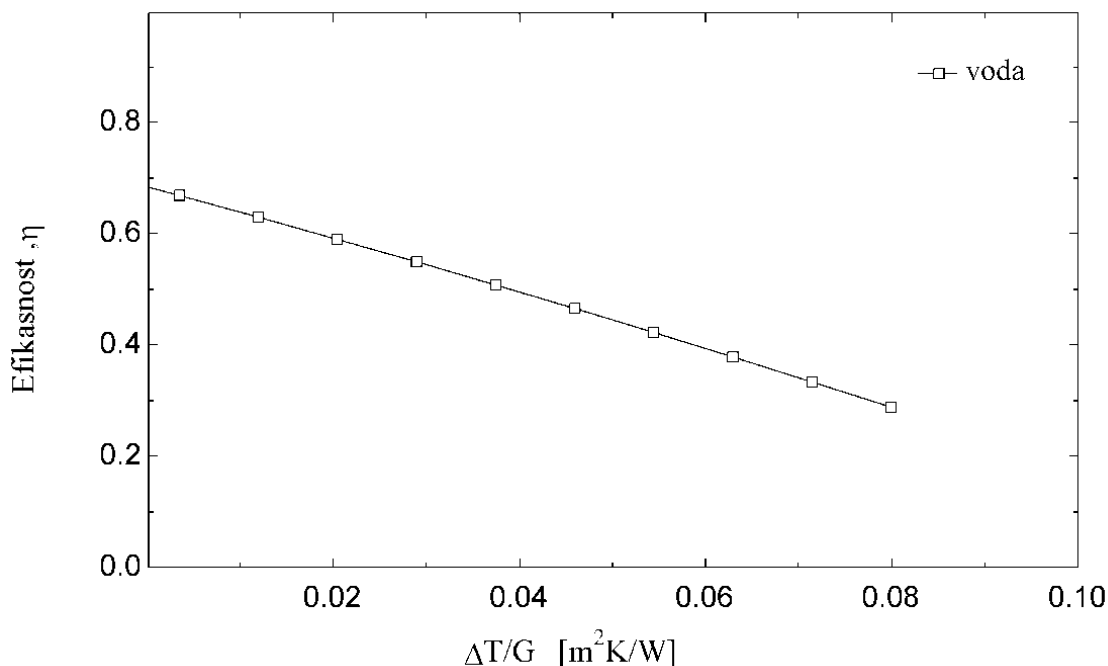
$$\eta_8 = 0,7026 - 4,749 \cdot (\Delta T / G) \text{ za rastvor vode sa 50\% etilen glikola} \quad (9.108)$$



Slika 9.40. Zavisnost energetske efikasnosti od  $\Delta T/G$  za različite koncentracije etilen-glikola u vodi

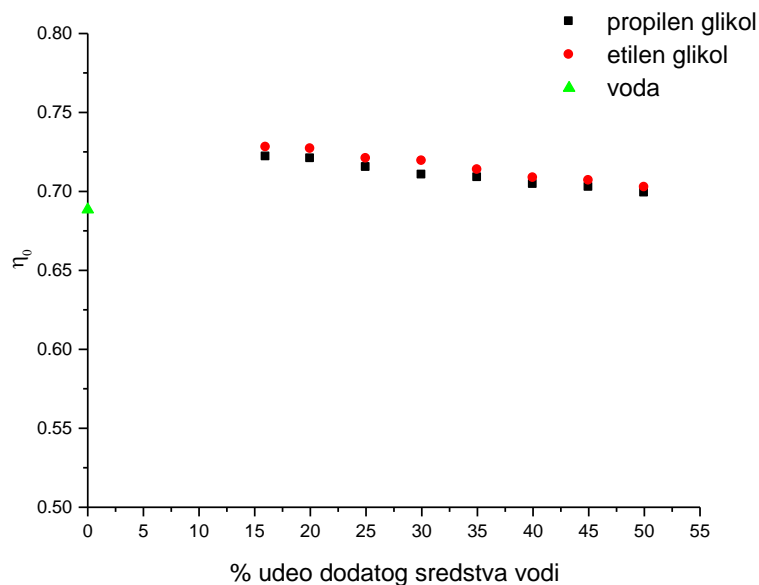
Pri ispitivanju zavisnosti energetske efikasnosti prijemnika od  $\Delta T/G$  gde je kao radni fluid korištena voda dobijena je kriva efikasnosti koja je utvrđena izrazom 9.109. Grafički prikaz dobijene krive dat je na slici 9.41.

$$\eta_1 = 0,6885 - 4,934 \cdot (\Delta T / G) \text{ za vodu} \quad (9.109)$$

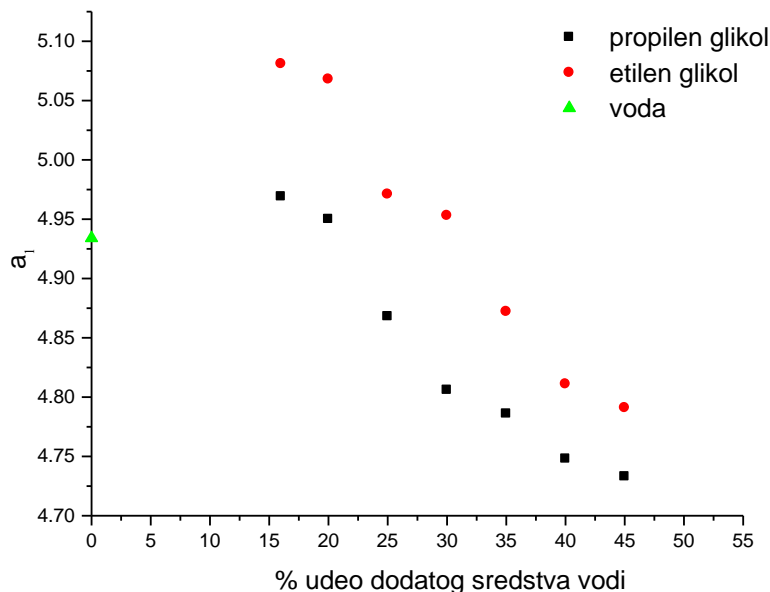


Slika 9.41. Zavisnost energetske efikasnosti od  $\Delta T/G$  za vodu kao radni fluid

Uporedni prikaz uticaja vrste fluida na  $\eta_0$  prikazan je na slici 9.42 a uporedni prikaz uticaj vrste fluida na koeficijent  $a_1$  na slici 9.43. Na osnovu dobijenih rezultata može se zaključiti da je najvišu vrednost efikasnosti imao prijemnik sa mešavinom vode i etilen – glikola i to sa % sadržajem etilen glikola od 16%.



Slika 9.42. Uticaj vrste fluida na  $\eta_0$  prijemnika sunčeve energije



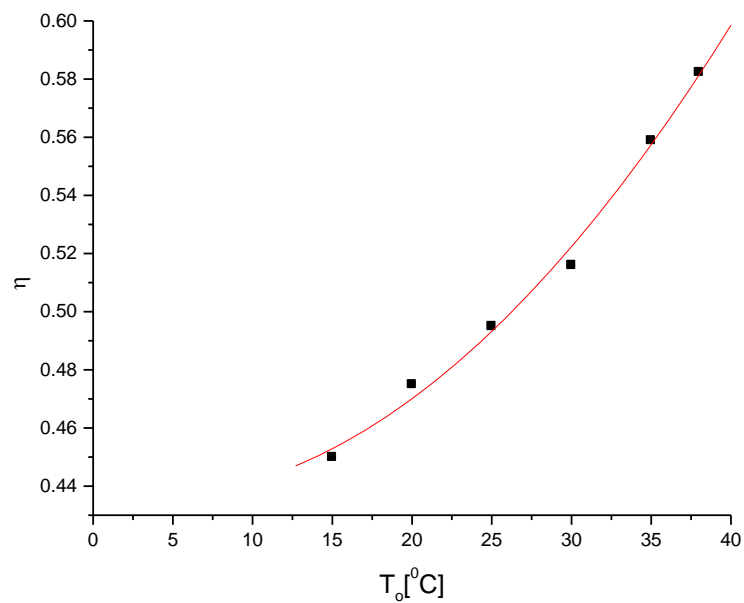
Slika 9.43. Uticaj vrste fluida na koeficijent  $a_1$  prijemnika sunčeve energije

### 9.3. Rezultati ispitivanja uticaja meteoroloških parametara na energetske efikasnost prijemnika sunčeve energije

#### 9.3.1. Promena temperature okoline

Temperatura okoline je veoma bitan parametar jer značajno utiče na toplotne gubitke prijemnika. Ispitivanje uticaja temperature okoline izvršeno je eksperimentalnim merenjem, pri klimatskim parametrima prikazanim u tabeli 9.2, na prijemniku čije su tehničke karakteristike prikazane u tabeli 9.5 pri položaju prijemnika prikazanom u tabeli 9.6 i radnim parametrima prikazanim u tabeli 9.7. Rezultati ispitivanja su prikazani grafikom na slici 9.44 sa kog se vidi da efikasnost raste sa porastom temperature okolnog vazduha. Zavisnost energetske efikasnosti od temperature okoline utvrđena je izrazom:

$$\eta_1 = 0,437 - 7,31715 \cdot 10^{-4} \cdot T_o + 1,192 \cdot 10^{-4} \cdot T_o^2 \quad (9.110)$$



Slika 9.44. Zavisnost efikasnosti od temperature okoline



## 10. ANALIZA I DISKUSIJA REZULTATA ISPITIVANJA

U poglavlju sedam, definisani su glavni uticajni faktori na energetske efikasnost. Utvrđeno je da preko faktora odvođenja toplote na efikasnost prijemnika, bitno utiču efektivnost prijemnika i maseni protok radnog fluida.

Faktor odvođenja toplote iz prijemnika, pri istim uslovima ispitivanja, je veći kod apsorbera čije su cevi u obliku serpentine nego kod prijemnika čije su cevi apsorbera u obliku cevnog registra. Kod apsorbera tipa cevnog registra faktor odvođenja toplote iz prijemnika je u porastu ukoliko maseni protok fluida raste. Kod ovog tipa apsorbera sa povećanjem rastojanja između cevi apsorbera faktor odvođenja toplote iz prijemnika opada dok prečnik cevi apsorbera nema značajan uticaj na povećanje faktora odvođenja toplote iz prijemnika.

Kod apsorbera čija je cev u obliku serpentine, povećanje protoka utiče na povećanje faktora odvođenja toplote iz prijemnika. Faktor odvođenja toplote ima veću vrednost pri turbulentnom režimu strujanja radnog fluida nego pri laminarnom režimu strujanja. Na režim strujanja fluida može se uticati povećanjem prečnika cevi apsorbera. Povećanjem rastojanja između cevi apsorbera faktor odvođenja toplote opada.

Efektivnost prijemnika je u funkciji konstruktivnih karakteristika, a njegov matematički oblik se razlikuje u zavisnosti od konstrukcije apsorbera – odnosno koncepcije izvođenja apsorberske cevi. Analizom izraza kojima je definisana efektivnost prijemnika može se zaključiti da su svi parametri koji zavise od konstrukcije prijemnika konstante, za konkretan prijemnik sunčeve energije, osim koeficijenta konvektivnih gubitaka koji utiče na toplotne gubitke sa prednje – prijemne strane prijemnika i koji zavisi od nagiba prijemnika, brzine vetra, temperature apsorbera i temperature okoline. Brzina vetra i temperatura okoline su klimatski parametri, pa se na temperaturu apsorbera, a time i na toplotne gubitke, može uticati regulisanjem protoka fluida kroz apsorberske komore - cevi. Povećanjem masenog protoka radnog fluida snižava se temperatura apsorbera pri čemu se smanjuju gubici toplote.

Da bi se stekao uvid u postojeće stanje energetske efikasnosti ravnih toplotnih prijemnika solarne energije koji se nalaze na tržištu, izvršena je uporedna analiza 10 reprezentativnih tipova konstrukcija koji su našli širu primenu u praksi. Analiza energetske efikasnosti je izvršena na osnovu krive efikasnosti koja je deo projektne i atestne dokumentacije prijemnika sunčeve energije. Opšta jednačina energetske efikasnosti se daje u atestnoj dokumentaciji proizvođača i ima oblik

pogodan za grafičko predstavljanje tipa  $\eta = \eta_0 - a_1 \frac{\Delta T}{G}$ , kod koje su optička

efikasnost i koeficijent toplotnih gubitaka određeni regresionom analizom eksperimentalnih podataka prikazanih u dijagramima. Na osnovu razmatranja analiziranih reprezentativnih konstrukcija prijemnika, utvrđeno je da efikasnost

prijemnika varira od 45 do 75%, pri vrednosti  $\Delta T/G$  od 0,05 [K/m<sup>2</sup>W], u zavisnosti od parametara konstrukcije. Rezultati istraživanja pokazuju da se toplotni gubici kod različitih tipova prijemnika, dinamičnije menjaju od optičke efikasnosti a da su te promene uzrokovane promenom vrednosti efektivnosti prijemnika.

Na efektivnost prijemnika najveći uticaj imaju ukupni gubici prijemnika. Njih čine gubici toplote sa prednje, zadnje i bočnih strana prijemnika, pri čemu je uticaj gubitaka toplote sa prednje strane prijemnika dominantan. Tako je specifičan gubitak toplote sa gornje strane prijemnika u direktnoj zavisnosti od koeficijenta konvektivnog prenosa toplote između apsorbera i transparenta, koeficijenta gubitaka toplote zračenjem od apsorbera do transparenta, a preko temperature transparenta i od ukupnog koeficijenta gubitaka toplote sa prijemne strane, odnosno koeficijenta konvektivnih gubitaka toplote (sa transparenta) usled vetra i koeficijenta gubitaka toplote zračenjem transparenta prema nebu. Karakter njegove promene zavisi od radnih uslova i konstruktivnih parametara prijemnika i u skladu je sa fizičkim karakterom promena uticajnih parametara.

Koeficijent konvektivnog prenosa toplote između apsorbera i transparenta poraste za 23% sa porastom temperature apsorbera od 40 [°C] do 100 [°C] (pri koeficijentu emisije apsorbera 0,95) i 29% (pri koeficijentu emisije apsorbera 0,10). Koeficijent konvektivnog prenosa toplote između apsorbera i transparenta zavisi i od vrste gasa u međuprostoru između apsorbera i transparenta i nagiba prijemnika.

Koeficijent gubitaka toplote zračenjem između apsorbera i transparenta, za slučaj prijemnika sa jednostrukim transparentom, sa koeficijentom emisije apsorbera 0,95, povećava se pri porastu temperature apsorbera od 40 [°C] do 100 [°C] za 53% - ukoliko nema strujanja vazduha i 43% - pri brzini strujanja vazduha od 10 [m/s]. Ukupan koeficijent gubitaka toplote sa prijemne strane prijemnika, pri mirnom vazduhu i porastu temperature apsorbera od 40 [°C] do 100 [°C], raste sa 26,6% (pri koeficijentu apsorpcije apsorbera od 0,95) do 24,5% (pri koeficijentu apsorpcije apsorbera od 0,10). Koeficijent gubitaka toplote zračenjem transparenta prema nebu, raste sa porastom temperature apsorbera, a samim tim i transparenta, za 18% - pri brzini vetra od [0 m/s] i 7,5% - za brzinu vetra od [10 m/s], pri porastu temperature apsorbera od 40 [°C] do 100 [°C], pri koeficijentu emisije apsorbera od 0,95. Koeficijent konvektivnih gubitaka toplote sa transparenta usled vetra zavisi od brzine vetra i nagiba prijemnika sunčeve energije.

Praksa je pokazala, da pri temperaturi apsorbera od 40 [°C], apsorber oko 60% primljenog Sunčevog zračenja pretvara u toplotu. Približavanjem temperature apsorbera temperaturi okoline, pozitivno se utiče na smanjenje kako konvektivnih tako i gubitaka toplote usled radijacije a to se može postići regulacijom masenog protoka radnog fluida.

Za prenos toplote sa apsorbera na radnu tečnost je važna konstruktivna koncepcija apsorbera tj. veličina njegove dodirne površine sa radnim fluidom i način ostvarenja veze apsorberske cevi i apsorberske ploče, pokrivenost ukupne

površine apsorbera apsorberskim cevima i konduktivna karakteristika materijala apsorbera. S druge strane, treba težiti povećanju koeficijenta odvođenja toplote iz apsorbera koji zavisi od efektivnosti prijemnika i masenog protoka radnog fluida.

Ispitivanjem efikasnosti prijemnika sunčeve energije sa apsorberom od čelika, aluminijuma i bakra, debljine 0,15 [mm], 0,30 [mm] i 0,60 [mm], utvrđeno je da je prijemnik sa apsorberom od bakra debljine 0,6 [mm] imao najveću vrednost energetske efikasnosti pri uslovima ispitivanja navedenim u tabelama 9.1 do 9.4. Zamenom čeličnog apsorbera debljine 0,15 [mm] aluminijumskim iste debljine, energetska efikasnost prijemnika je porasla za 17%. Zamenom aluminijumskog apsorbera debljine 0,15 [mm] - bakarnim, energetska efikasnost je povećana za 6,5%. Kada je debljina apsorbera povećana na 0,3 [mm], zamena čeličnog apsorbera aluminijumskim rezultovala je povećanjem efikasnosti za 9,5%, a zamena aluminijumskog apsorbera bakarnim, povećanjem efikasnosti prijemnika za 5%. Povećanjem debljine apsorbera na 0,6 [mm], efikasnost je porasla za 3% kada je čelični apsorber zamenjen aluminijumskim, a 1,5% kada je aluminijumski apsorber zamenjen bakarnim. Prijemnik sa apsorberom od aluminijuma debljine 0,6 [mm] imao je istu vrednost efikasnosti kao prijemnik sa apsorberom od bakra debljine 0,3 [mm].

Povećanje vrednosti koeficijenta kondukcije materijala apsorbera, pri uslovima ispitivanja navedenim u tabelama 9.1 do 9.4, sa vrednosti od 80 [W/mK] (čelik) na vrednost od 380 [W/mK] (bakar), rezultuje povećanjem energetske efikasnosti prijemnika za 13%. Zavisnost optičke efikasnosti od koeficijenta kondukcije ( $u$  W/mK) utvrđena je izrazom:

$$\eta_0 = 0,553 + 7,824 \cdot 10^{-4} \cdot \lambda - 1,13 \cdot 10^{-6} \cdot \lambda^2,$$

a zavisnost koeficijenta toplotnih gubitaka od koeficijenta kondukcije izrazom:

$$a_1 = 4,07413 + 0,00502 \cdot \lambda - 7,325 \cdot 10^{-6} \cdot \lambda^2$$

Utvrđivanje broja apsorberskih cevi na apsorberskoj ploči, koje uzrokuje povećanje energetske efikasnosti prijemnika, svodi se na analizu rastojanja između apsorberskih cevi. U tom kontekstu, bolje je rešenje sa manjim rastojanjem između cevi jer se na taj način povećava razmenjivačka površina i skraćuje put prenosa toplote. Smanjenje rastojanja između cevi razmenjivača se postiže povećanjem broja apsorberskih cevi. Istraživanjem je utvrđeno da prijemnik sa apsorberom koji ima 21 cev, ima najveću vrednost efikasnosti, odnosno najmanje rastojanje između cevi, te samim tim i najveću razmenjivačku površinu, pri uslovima ispitivanja navedenim u tabelama 9.1 do 9.4. Efikasnost prijemnika sunčeve energije raste sa povećanjem broja cevi apsorbera, tako da se promenom broja cevi sa 4 na 21, poveća efikasnost apsorbera za 21% za ispitivani slučaj, ali je efikasnost koju ima apsorber sa 16 cevi za samo 1% veća kada se broj cevi poveća na 21. Zavisnost promene optičke efikasnosti od broja cevi apsorbera utvrđena je izrazom:

$$\eta_0 = 0,39427 + 0,04146 \cdot n - 0,00123 \cdot n^2,$$

a zavisnost koeficijenta toplotnih gubitaka od broja cevi apsorbera izrazom:

$$a_1 = 2,32296 + 0,36754 \cdot n - 0,01124 \cdot n^2$$

Efikasnost prijemnika sunčeve energije opada sa povećanjem unutrašnjeg prečnika cevi apsorbera kroz koje cirkuliše radni fluid. Ispitivanje je vršeno za uslove navedene u tabelama 9.1 do 9.4, pri čemu je cev apsorbera izrađena od bakra. Utvrđeno je da je apsorber čija je apsorberska cev unutrašnjeg prečnika 8 [mm] pokazao najvišu efikasnost od ispitivanih 8 slučajeva pri debljini apsorberske cevi od 1 [mm]. Povećanjem prečnika cevi za 120%, energetska efikasnost je opala za 1,5%, zbog povećanih gubitaka toplote. Uticaj prečnika cevi apsorbera (u mm) na optičku efikasnost utvrđen je izrazom:

$$\eta_0 = 0,69335 - 0,0021 \cdot d_u + 1,05357 \cdot 10^{-4} \cdot d_u^2,$$

a uticaj prečnika cevi apsorbera (u mm) na koeficijent toplotnih gubitaka izrazom:

$$a_1 = 4,42208 - 0,03483 \cdot d_u - 0,00034 \cdot d_u^2.$$

Termička izolacija PSE je značajna sa aspekta smanjenja toplotnih gubitaka prijemnika sunčeve energije sa zadnje i sa bočnih strana. Kao materijal termoizolacije najčešće se koristi ekspanzirana poliuretanska pena, obzirom da ima određene stabilne mehaničke i termičke karakteristike čiji je koeficijent termičke provodnosti 0,035 [W/mK]. Iz provedenih ispitivanja proizilazi da je maksimalna vrednost optičke efikasnosti i minimalna vrednost toplotnih gubitaka, dobijena pri debljini termičke izolacije od 60 [mm], čiji je koeficijent termičke provodnosti 0,04 [W/mK], pri uslovima ispitivanja, navedenim u tabelama 9.1 do 9.4. Energetska efikasnost prijemnika sunčeve energije je pri povećanju debljine izolacije sa 10 na 60 [mm], povećana za 8,4%, za ispitivani slučaj prijemnika. Zavisnost optičke efikasnosti od debljine izolacije (u mm) utvrđen je izrazom:

$$\eta_0 = 0,61939 - 0,00317 \cdot \delta_i - 0,000031732 \cdot \delta_i^2,$$

a koeficijenta toplotnih gubitaka od debljine izolacije utvrđena je izrazom:

$$a_1 = 7,857 + 0,10945 \cdot \delta_i + 9,125 \cdot 10^{-4} \cdot \delta_i^2.$$

Veći broj transparentata utiče na smanjenje toplotnih gubitaka sa prednje – prijemne strane. Pri tome se povećavaju gubici od refleksije – smanjuje ukupna svetlosna propustljivost, povećava masa PSE a konstrukcija prijemnika je složenija. Utvrđeno je da energetska efikasnost prijemnika, sa jednom transparentnom pokrivkom, pri prosečnoj godišnjoj temperaturi okolnog vazduha od 15 [°C], za 6,2% viša u odnosu na energetska efikasnost prijemnika sa dve transparentne pokrivke, pri uslovima ispitivanja navedenim u tabelama 9.1 do 9.4. Ovaj procenat opada sa porastom odnosa  $\Delta T/G$ . Uticaj broja transparentata na optičku efikasnost utvrđen je izrazom:

$$\eta_0 = 0,6808 - 0,02115 \cdot n + 0,02115 \cdot n^2,$$

a uticaj broja transparentata na koeficijent toplotnih gubitaka izrazom:

$$a_1 = 8,391 - 4,7305 \cdot n + 1,2735 \cdot n^2.$$

Efikasnost prijemnika je viša za 3,7% pri promeni rastojanja između transparentata i apsorbera sa 10 [mm] na 15 [mm] i za 3,8% viša od efikasnosti

prijemnika sa rastojanjem između transparenta i apsorbera od 20 [mm], pri uslovima ispitivanja navedenim u tabelama 9.1 do 9.4. Utvrđeno je da je vrednost optičke efikasnosti maksimalna a koeficijenta toplotnih gubitaka minimalna za rastojanja transparenta od apsorbera od 15 [mm]. Zbog toga se za pogodnije rešenje rastojanja između transparenta i apsorbera u pogledu efikasnosti uzima vrednost od 15 [mm]. Uticaj rastojanja od transparenta do apsorbera (u mm) na optičku efikasnost utvrđena je izrazom:

$$\eta_0 = 0,6597 + 0,00274 \cdot l_{ta} - 0,000055 l_{ta}^2,$$

a uticaj rastojanja od transparenta do apsorbera (u mm) na koeficijent toplotnih gubitaka izrazom:

$$a_1 = 5,66729 - 0,07151 \cdot l_{ta} + 0,00129 \cdot l_{ta}^2.$$

Ispitivanjem uticaja veličine prijemne površine na energetske efikasnost prijemnika sunčeve toplote, pri uslovima ispitivanja navedenim u tabelama 9.1 do 9.4, pri povećanju prijemne površine prijemnika za 25% dolazi do smanjenja optičke efikasnosti za 0,55%, koeficijenta toplotnih gubitaka za 1,3% a energetske efikasnosti prijemnika za 0,8%. Uticaj veličine prijemne površine na optičku efikasnost, za ispitivani slučaj, utvrđena je izrazom:

$$\eta_0 = 0,73557 - 0,02329 \cdot A + 0,00429 \cdot A^2,$$

a uticaj veličine prijemne površine na koeficijent toplotnih gubitaka izrazom:

$$a_1 = 4,929 - 0,373 \cdot A - 0,15 \cdot 10^{-4} \cdot A^2.$$

Ispitivanjem uticaja promene rastojanja između transparentata na energetske efikasnost ravnog prijemnika sunčeve energije, utvrđeno je da se energetska efikasnost, pri uslovima ispitivanja navedenim u tabelama 9.1 do 9.4, nije menjala. Na osnovu toga se može zaključiti da promena rastojanja između transparentata nema uticaja na energetske efikasnost prijemnika sunčeve energije za ispitivani slučaj.

Pri ispitivanju uticaja debljine zida cevi apsorbera, pri uslovima ispitivanja navedenim u tabelama 9.1 do 9.4, dobijena vrednost efikasnosti se nije menjala za deset ispitivanih slučajeva, pa se na osnovu toga može zaključiti da debljina zida cevi apsorbera nema uticaj na promenu efikasnosti prijemnika. Zavisnost optičke efikasnosti od debljine zida cevi (u mm) utvrđena je izrazom:

$$\eta_0 = 0,68708 + 0,00116 \cdot \delta_c - 0,000265 \cdot \delta_c^2,$$

a zavisnost koeficijenta toplotnih gubitaka od debljine zida cevi izrazom:

$$a_1 = 4,92667 + 0,00264 \cdot \delta_c + 0,00152 \cdot \delta_c^2.$$

Utvrđeno je da značajan uticaj na energetske efikasnost ima protok radnog fluida, za prijemnike sa apsorberom čije su cevi u obliku registra i prijemnike čije su cevi apsorbera u obliku serpentine, pri uslovima ispitivanja navedenim u tabelama 9.1 do 9.7. Regulacijom masenog protoka povećana je energetska efikasnost analiziranih tipova prijemnika, čime je potvrđena postavljena hipoteza.

Utvrđeno je da je kod prijemnika sa apsorberom čije su cevi u obliku registra efikasnost veća za 15,4%, pri povećanju masenog protoka sa 4 kg/min na vrednost

30 [kg/min], pri istim uslovima ispitivanja, navedenim u tabelama od 9.1 do 9.4. Zavisnost optičke efikasnosti i koeficijenta toplotnih gubitaka od masenog protoka fluida, za prijemnik sa apsorberom čije su cevi u obliku registra, utvrđena je izrazima:

$$\eta_0 = 0,64124 + 0,00728 \cdot m - 1,40223 \cdot 10^{-4} \cdot m^2$$

$$a_1 = 4,68608 + 0,018 \cdot m + 7,66716 \cdot 10^{-6} \cdot m^2$$

Kod prijemnika čija je cev apsorbera u obliku serpentine energetska efikasnost je povišena za 6%, promenom vrednosti masenog protoka od 0,9 [kg/min] do 1,66 [kg/min], pri uslovima ispitivanja navedenim u tabelama 9.2, 9.5, 9.6 i 9.7. Zavisnost energetske efikasnosti od masenog protoka radnog fluida, za prijemnik čija je cev apsorbera u obliku serpentine, utvrđena je izrazom:

$$\eta = 44,18485 + 0,1303 \cdot m - 5,34848 \cdot 10^{-4} \cdot m^2$$

Konstantan maseni protok radnog fluida uzrokuje porast temperature izlaznog fluida, što kao rezultat ima smanjenje energetske efikasnosti zbog povećanja toplotnih gubitaka. To je naročito izraženo kada je srednja temperatura radnog fluida viša od temperature okoline. Provedenim ispitivanjem je utvrđeno da je za povišenje temperature izlaznog fluida sa 25 [°C] na 70 [°C], efikasnost opala za 35% pri uslovima ispitivanja navedenim u tabeli 9.2, 9.5, 9.6. i 9.7.

Ispitivanje uticaja promene temperature okolnog vazduha na efikasnost prijemnika izvršeno je pri uslovima ispitivanja navedenim u tabeli 9.2, 9.5, 9.6 i 9.7. pri čemu je temperatura okolnog vazduha sa 15 [°C] porasla na 36 [°C]. Ispitivanjem je utvrđeno da je efikasnost prijemnika povišena za 30%, što je rezultat smanjenja toplotnih gubitaka prijemnika zbog smanjenja razlike srednje temperature radnog fluida i temperature okoline.

Na osnovu rezultata provedenih istraživanja vrste fluida koji pokazuje najvišu efikasnost prijemnika, pri uslovima ispitivanja navedenim u tabelama 9.1 do 9.4, utvrđeno je da je radni fluid - mešavina vode i etilen glikola, sa sadržajem etilen glikola od 16%, ima za 0,8% višu efikasnost nego slučaj kada se kao radni fluid koristila mešavina vode sa sadržajem propilen glikola od 16%, pri istim uslovima ispitivanja. Ustanovljeno je da vrsta radnog fluida ima zanemarljiv uticaj na energetska efikasnost prijemnika sunčeve energije.

## 11. ZAKLJUČAK

U skladu sa postavljenim ciljem istraživanja u okviru ove doktorske disertacije, izvršena je detaljna analiza osnovnih konstruktivnih karakteristika i radnih parametara kako bi se identifikovali glavni uticajni faktori na povećanje energetske efikasnost ravnih prijemnika sunčeve energije i definisao model za njeno povećanje u dinamičkim uslovima rada.

Na osnovu postavljenog cilja, izvršenog istraživanja i analize dobijenih rezultata, može se zaključiti da je glavni uticajni faktor na energetske efikasnost toplotnih prijemnika sunčeve energije, faktor odvođenja toplote iz prijemnika. Povećanje faktora odvođenja toplote iz prijemnika uslovljeno je efektivnošću prijemnika i masenim protokom radnog fluida.

Istraživanje uticaja konstruktivnih parametara na efektivnost prijemnika imalo je za cilj smanjenje toplotnih gubitaka. Na efektivnost prijemnika, posredan uticaj ima maseni protok radnog fluida, čijim se povećanjem snižavaju radne temperature prijemnika, odnosno apsorbera, te se tako smanjuju toplotni gubici. Pravilnom regulacijom masenog protoka radnog fluida povećava se koeficijent odvođenja toplote iz prijemnika, te se tako utiče na povećanje energetske efikasnosti toplotnih prijemnika sunčeve energije.

Analiza postojećih reprezentativnih tipova konstrukcije ukazala je da na njihovu energetske efikasnost, dominantan uticaj imaju režim rada i toplotni gubici koji zavise od geometrijskih karakteristika prijemnika a posebno apsorbera i radnih karakteristika. Konstrukcija ravnih toplotnih prijemnika može biti drugačija od jednog do drugog tipa prijemnika, ali su osnovne geometrijske karakteristike iste kod svih toplotnih prijemnika sunčeve energije.

Može se zaključiti da se konstruktivni parametri ne mogu u cilju povećanja energetske efikasnosti posmatrati nezavisno od radnih parametara, niti radni parametri nezavisno od konstruktivnih jer su u interakciji jedni sa drugima.

Rezultati provedenih ispitivanja pogodnijih vrednosti osnovnih konstruktivnih karakteristika sa aspekta energetske efikasnosti se mogu primeniti na sve tipove konstrukcija sa apsorberom tipa cevnog registra.

Istraživanjem je utvrđeno da je:

- povećanjem broja cevi apsorbera sa 4 na 21 povećava se i efikasnost do 21%;
- zamenom čeličnog apsorbera debljine 0,15 [mm] aluminijumskim apsorberom iste debljine, povećana je efikasnost prijemnika za 17%, a zamenom aluminijumskog apsorbera bakarnim iste debljine, efikasnost je povećana za 6,5%;
- energetska efikasnost je povećana za 8,4%, pri povećanju debljine izolacije termičke provodnosti 0,04 [W/mK], sa 10 [mm] na 60 [mm], za ispitivani slučaj ravnog prijemnika sunčeve energije.

Ostale konstruktivne karakteristike imaju zanemarljiv uticaj na energetske efikasnost prijemnika sunčeve energije.

Kod konkretnih slučajeva ravnih toplotnih prijemnika sunčeve energije u eksploataciji, kada nije moguće menjati konstruktivne parametre, povećanje energetske efikasnosti prijemnika može se postići regulacijom masenog protoka radnog fluida i akumulacije – potrošnje.

Provedenim istraživanjima uticaja promene protoka na efikasnost prijemnika sunčeve energije utvrđeno je da je:

- povećanjem masenog protoka sa 4 [kg/min] na 30 [kg/min], efikasnost povećana za 15,4% za prijemnik sa apsorberom u obliku cevnog registra;
- povećanjem masenog protoka sa 0,9 [kg/min] na 1,66 [kg/min], energetska efikasnost povećana za 6% za prijemnik čija je cev apsorbera u obliku serpentine.

Naučni doprinos istraživanja ogleda se u detaljnoj analizi uticajnih parametara na energetske efikasnost ravnih prijemnika sunčeve energije i razvijenom modelu za povećanje energetske efikasnosti ravnih toplotnih prijemnika sunčeve energije u dinamičkim uslovima rada.

Praktičan značaj istraživanja ogleda se u mogućnosti povećanja energetske efikasnosti prijemnika sunčeve energije koji se nalaze u praktičnoj primeni regulacijom masenog protoka radnog fluida i primenom predloženih pogodnijih vrednosti parametara konstrukcije prijemnika u izradi čime je potvrđena postavljena hipoteza.

Društveni doprinos disertacije ogleda se u mogućnosti efikasnije primene prijemnika sunčeve energije a time i smanjenja emisije štetnih gasova u okolinu, te očuvanju životne sredine.

Iz provedenih istraživanja iz predmetne disertacije, a u skladu sa zaključcima, buduća istraživanja mogu biti usmerena na ispitivanje uticaja komponente toplotne akumulacije sa ili bez toplotnog razmenjivača (broja akumulacionih rezervoara, načina vezivanja u sistem, temperaturne stratifikacije i dr.) u solarnoj instalaciji na energetske efikasnost.



## LITERATURA

- [1] Amrutkar S. K., Ghodke S., Patil K. N., Solar Flat Plate Collector Analysis, IOSR Journal of Engineering (IOSRJEN) ISSN, 2250-3021, Vol. 2, Issue 2, Feb.2012, 207-213.
- [2] ANSI/ASHRAE standard Methods of Testing to Determine the Thermal Performance of Solar Collectors, American National Standards Institute, 2003.
- [3] ASHRAE Standard 93-86, Methods of Testing to Determine the Thermal Performance of Solar Collectors, American Society of Heating, Refrigeration, and Air Conditioning Engineers, 1986.
- [4] ASSA, Solar – Heizungssysteme 1980 – Bericht, herausgegeben von der Osterreichischen Gesellschaft fur Sonnenenergie und Weltraumfragen (ASSA); Wien, 1980.
- [5] Avina J., Beckman W. A., Klein S. A., Simulation of a Natural Convection Heat Exchanger Solar Domestic Hot Water System, Proceedings of Solar '95 the 1995 American Solar Energy Society, Annual Conference, Minneapolis, Minnesota, July 15-20, 1995.
- [6] Badar A. W. Investigation of hydraulic and thermal performance of solar collectors used for solar cooling, Technical University of Berlin, Doctoral dissertation, Berlin 2012.
- [7] Bakić V., Zivković G., Pezo M, Stanković B., Numerical simulation of the air flow around the arrays of solar collectors, Institute of nuclear sciences Vinca, Belgrade, Serbia.
- [8] Beckman W. A., Klein S. A., Duffie J. A., Solar heating design, John Wiley & Sons, New York, 1991.
- [9] Bhatt M. K., Gaderia S. N. and S. A. Channiwala, Experimental Investigations on Top Loss Coefficients of Solar Flat Plate Collector at Different Tilt Angle, World Academy of Science, Engineering and Technology 79, 432-436, 2011.
- [10] Cristofari, C., Notton, G., Poggi, P., and Losche, A., Influence of the flow rate and the tank stratification degree on the performances of a solar flat-plate collector, Centre de recherches "énergie et systèmes", Université de Corse, U.M.R. CNRS 6134, route des Sanguinaires, 20000 Ajaccio, France, 2001.
- [11] Cruickshank C. and S. Harrison, Analysis of a Modular Thermal Storage for Solar Heating Systems, Canadian Solar Buildings Conference Montreal, August 20-24, 2004.
- [12] DataSheat, [http://www.thermosolar.sk/stara\\_stranka/aa-ng.htm#prednosti](http://www.thermosolar.sk/stara_stranka/aa-ng.htm#prednosti).
- [13] Dayan M., High performance in low-flow solar domestic hot water systems, Master of science, Mechanical engineering at the University of Wisconsin, Madison, 1997.

- [14] DGS, 2005. Planning and Installing Solar Thermal Systems - A guide for installers, architects and engineers. Berlin: James & James Ltd.
- [15] Dović D., Sunčani toplovodni sustavi, priručnik, Tehnička škola Ruđer Bošković, Zagreb, 2013.
- [16] Duffie, J.A. and Beckman, W.A., Solar Engineering of Thermal Processes, Wiley, New York, 1980.
- [17] El-Nashar A. M. The effect of dust accumulation on the performance of evacuated tube collectors. Solar Energy Volume 53, 105-115, 1994.
- [18] Fan J., Furbo S., Buoyancy Effects on Thermal Behavior of a Flat-Plate Solar Collector, Technical University of Denmark, 2009.
- [19] Flat-Plate Collector Disagn program, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin, Madison.
- [20] Föste, S., Limprecht, F., Tiedemann, N., Rockendorf, G., 2010. Heat losses of highly efficient flat plate collectors with a selectively coated double glazing. EUROSUN Graz, Austria.
- [21] Furbo S., Hot water tanks for solar heating systems, Kongens Lyngby: Department of Civil Engineering, DTU, 2004.
- [22] Furbo S., Varmelagre til solvarmeanlaeg, Institut for Bygninger or Energi, Technical University of Denmark, 1997, 22-23.
- [23] Garg H.P., Volume 2, Industrial Applications of Solar Energy, Advances in Solar Energy Technology, D. Reidel Publishing Company, 1987.
- [24] Gillies W., Example designs for Solar Hot Water Systems, 2007.
- [25] Gogl W., Jaworski A., Low mass flow rate in flat-plate liquid heating solar collectors, Biuletyn informacyjny instytutu techniki cieplnej politechniki warszawskiej, No 78, 1993.
- [26] Gomes D.G., N. Fico JR., Experimental study of energy loss in solar energy collectors, Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos, SP, Brazil, Journal of Solar Energy Engineering Volume 126, 1101-1105, 2004.
- [27] Govind N. Kulkarni, Shireesh B. Kedare, Santanu Bandyopadhyay, Determination of design space and optimization of solar water heating systems, Solar Energy, Vol.8 1, Issue 8, August 2007, Pages 958–968
- [28] Grahovac M., , Liedl P., Frisch J, Tzscheutschler P., Simplified solar collector model, hourly simulation of solar boundary condition for multi-energy optimization, 41<sup>st</sup> International Congress & Exhibition on Hiting, refrigeration and Air Conditioning, Beograd, 1-3. 12. 2010. grejanju, Privredna komora Srbije, Beograd, 2008.
- [29] H.A. Zondag, Flat-plate PV-Thermal collectors and systems: A review, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 12 (2008) 891–959.
- [30] Hahne, Monitoring and simulation of the thermal performance of solar heated outdoor swimming pools, Solar Energy, Volume 53, Issue 1, July 1994, Pages 9–19.

- [31] Hollands, K.G.T., A.P. Brunger, Optimum flow rates in solar water heating systems with a counterflow exchanger, *Solar Energy*, Vol. 48, No. 1, 1992, 15-19.
- [32] Ho-Ming, Y., Chii-Dong, H., Chun-Hung C., The Effect of Collector Aspect Ratio on the Collector Efficiency of Sheet-and- Tube Solar Fluid Heaters, *Tamkang Journal of Science and Engineering*, Vol.2, No.2, 1999, pp.61-68.
- [33] Ibrahim A., Othman M. Y. , Ruslan M.H., Mat S., Sopian K., Recent advances in flat plate photovoltaic/thermal (PV/T) solar collectors, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol 15 (2011) 352–365.
- [34] Jae-Mo Koo, Development of a flat-plate solar collector design program, Master of science (mechanical engineering)at the University of Wisconsin-Madison,1999.
- [35] Jamil M. Ahmad and Tiwari G.N., Optimization of Tilt Angle for Solar Collector to Receive Maximum, Radiation, *The Open Renewable Energy Journal*, 2009, 2, 19-24 19.
- [36] Janjai S., Eper A., Mühlbauer W, Mühlbauer W., Plastic solar, Modelling the performance of a large area plastic solar, *Renewable energy*, Volume 21, Issues 3–4,2000, Pages 363–376.
- [37] Janjai S., Esper A.and W. Mühlbauer, Modelling the performance of a large area plastic solar collector, Volume 21, 363-376, 2000. Ong K.S., Experimental comparative performance testing of solar water heaters, *International Journal Low-Carbon Technology*, First published online, July 6, 2011.
- [38] Javadi F.S., Saidur R., Kamalisarvestani M., Investigating performance improvement of solar collectors, by using nanofluids, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 28 (2013) 232–245.
- [39] Jones, A. D. , Underwood, C. P. A thermal model for photovoltaic systems, Module temperature model, School of the Built Environment, University of Northumbria, 1999.
- [40] Kaushika, N.D., Sumathy, K., 2003. Solar transparent insulation materials: a review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 7 (4), 317-351.
- [41] Khalifa Abdul-Jabbar N., Forced versus natural circulation solar water heaters, A comparative performance study, *Renewable Energy*, Vol. 14, No 1–4, 1998, s 77–82.
- [42] Klein, S. A., The effects of thermal capacitance upon the performance of flat – plate solar collector, M.S. Thesis, Univ. of Wisconsin, 1973.
- [43] Kojić, N., Pad energetske efikasnosti prijemnika sunčeve energije tokom vremena, magistarski rad, Zrenjanin, 1997.
- [44] Kreider, J. F. M. and Kreith, F., *Solar energy handbook*, Mc Graw – Hill Book Comp., New York, 1985.
- [45] Kreith F., Kreider J. F., *Principles of solar engineering*, Mc Graw-Hill Book Comp., New York, 1979.

- [46] Kreith, F., Kreider, Jan F., Solar energy handbook, Mc Graw-Hill Book Comp., New York, 1981.
- [47] Lalović, B., Uvodno izlaganje na savetovanju, Pasivna solarna arhitektura, RU «Đ. Đaković», Sarajevo.
- [48] Lambić M. i dr., Degradacija stupnja delovanja sunčevog kolektora usled dejstva efekta disanja, Suneva energija, Vol. 9, No. 1, 1989. c. 1-6.
- [49] Lambić M., Pekez J., Uporedne karakteristike cevnog i panelnog vakuum kolektora, Energetske tehnologije, Vol. 1. No. 2 (2004), ISSN 1451-9070, 42-45.
- [50] Lambić M., Solarna tehnika, Tehnička knjiga, Beograd, 1987.
- [51] Lambić M., Supplement to the characteristics analysis of plan plate collectors, Proc., «3<sup>rd</sup> International Congress on the New Energy Sourcess», Istambul, 1984.
- [52] Lambić, M., Solarni uređaji, Tehnička knjiga, Beograd, 1987.
- [53] Lambić, M. i dr., Degradacija transparentne karakteristike plastične pokrivke prijemnika suneve energije, DIT Br. 8-9 (1997.), c. 15-24.
- [54] Lambić, M. i dr., Energetska efikasnost, Srbija solar, Zrenjanin, 2004.
- [55] Lambić, M. i dr., Neke uporedne karakteristike ravnih prijemnika sunčevog zračenja sa cevno – pločastim i dvoslojno pločastim apsorberom, Zbornik radova jugoslovenskog simpozijuma o praktičnim iskustvima u primeni solarne energije, Zrenjanin, 1984.c. 66-79.
- [56] Lambić, M. i dr., Pad energetske karakteristika solarnih prijemnika primenjenih u poljoprivredi, PTEP, Br.3 (1997.), c. 19-23.
- [57] Lambić, M. i dr., Prilog analizi karakteristika ravnih pločastih kolektora, Sunčeva energija, Vol. 3, No. 1-2, 1981.
- [58] Lambić, M. i dr., Promena faktora  $F'$  tokom vremena rada prijemnika sunčeve energije, Zbornik radova međunarodnog simpozijuma o energiji i energetske tehnologijama, 76-85, Novi Sad, 1995.
- [59] Lambić, M. Pavlović T., Tolmač D., Pavlović M., Prvulović S., Pavlović N., Pekez J., Studija o proceni ukupnog solarnog potencijala – Solarni atlas i mogućnosti “proizvodnje” i korišćenja solarne energije na teritoriji AP Vojvodine, Pokrajinski sekretarijat za energetiku i mineralne sirovine, Novi Sad, 2011.
- [60] Lambić, M., Energetika, Tehnički fakultet «Mihajlo Pupin», Zrenjanin, 2003.
- [61] Lambić, M., Energetski bilans najpovoljnijih tipova prijemnika sunčevog zračenja za grejanje kuća, Zbornik Matice srpske za prirodne nauke, br. 72 (1987), str. 185-202.
- [62] Lambić, M., Priručnik za solarno grejanje, Naučna knjiga, Beograd, 1992.
- [63] Lambić, M., Samogradnja solarnih uređaja, Tehnička knjiga, Beograd, 1990.
- [64] Lambić, M., Termoenergetika prijemnika sunčeve energije, Tehnička knjiga, Beograd, 1991.
- [65] Lambić, M., Termotehnika sa energetikom, Tehnički fakultet «Mihajlo Pupin», Zrenjanin, 1999.

- [66] Lambić, M., Total energy balance of solar collector applied with the heated object, Sump. Proc. International Symposium on Solar Energy, Istambul, 1989., p. 10.1-10.6.
- [67] Majed B. A., Mohsen B. A., Maher C., A dynamic model of hybrid photovoltaic/thermal panel, International Renewable Energy Congress November 5-7, 2009 - Sousse Tunisia.
- [68] Malhotra, A. Et. Al., Minimizing convective heat losses in flat plate solar collectors, Solar Energy, Vol. 25, pp. 521-526, »Pergamon Press«, 1980.
- [69] Massaguer E., Montoro L., Massaguer A., Deltell A. and Lorenz S., Study of the influence of hot water consumption pattern on SHW systems under solar Spanish regulation compliance using TRNSYS, International Conference on Renewable Energies and Power Quality (ICREPQ'14), Cordoba (Spain), ISSN 2172-038 X, 8th to 10th April, 2014.
- [70] Matuska T., Zmrhal V., A mathematical model and design tool KOLEKTOR 2.2, reference handbook (3rd draft, 01-2009), Czech Technical University in Prague.
- [71] Miloradović N., Petković M., Mogućnost primene solarne enregije u daljinskom
- [72] Morrison, G. L., n.d. Solar Collectors, Sydney: University of New South Wales.
- [73] Myrna D., High performance in low-flow solar domestic hot water Systems, Master science thesis, University of Wisconsin, Medison, 1997.
- [74] Opačić B., Čočkala D., Pekez J., Summary of the using solar energy on the global level and in the republic of Serbia, Acta technica corviniensis – Bulletin of Engineering, Tome VII, 2014, Fascicule 3, pp 59-64, ISSN 2067-3809.
- [75] Pekez J., Increase of solar receiver energy efficiency by the working fluid mass flow regulation, 41 st Congress Exhibition on Heating Refrigeration and Air Conditioning, 1-3. XII 2010., Beograd.
- [76] Pekez J., Radovanovic Lj., Desnica E., Lambic M. , Increase of exploitability of renewable energy sources, DOI 10.1080/15567249.2011.580318, Manuscript ID, 580318, Energy Sources, Part B, Economics, Planning, and Policy, Print ISSN 1556-7249, Online ISSN 1556-7257, Laramie, USA.
- [77] Pekez, J., Lambić, M., Grbić N., Uporedni pokazatelji uticajnih parametara na energetske efikasnost solarnih kolektora, Energetske tehnologije, Vol 3, No 1-2, 2006, 6-8, ISSN 1451-9070
- [78] Pekez, J., Lambić, M., Stojadinović, S., Energy Characteristics Degradation of Polymer Transparents Cover, Metalurgia International, ISSN 1582-2214 , Vol. 17, No 6, 47-49, 2012.
- [79] Pekez, J., Lambić, M., Stojadinović, S., Materials for Flat Plat Solar Colectors, Metalurgia International, ISSN 1582-2214 , Vol. 18, No 2, 77-80, 2013.
- [80] Pekez, J., Lambić, M., Tasić I., Povećanje energetske efikasnosti solarnih kolektora regulacijom masenog protoka radnog fluida, Energetske tehnologije, Vol 2, No 3, 2005, 49-51, ISSN 1451-9070.

- [81] Prasana U. R., Modeling, optimization and design of a solar thermal energy transport system for hybrid cooking application, Doctoral thesis, Bangalore, India, 2010.
- [82] Rabl A., Active Solar Collectors and Their Applications. Oxford University Press, New York, 1985.
- [83] Radovanovic, Lj., Pekez, J., Đuricic, N., Stanisavljev, S., Menadžment održavanja energetskih postrojenja, Naučno-stručni skup Menadžment, inovacije i razvoj, 2009, sa tematskom konferencijom, Ekologija, informatičke tehnologije, tehnički sistemi u zdravstvu, Vrnjačka Banja, 03.-04. april, 2009, Društvo za menadžment, inovacije i razvoj "Srbija invent", Zrenjanin, e-Zbornik radova, ISBN978-8686677-07-5.
- [84] Rhushi P. Prasad, Experiment Analysis of Flat Plate Collector and Comparison of Performance with Tracking Collector, European Journal of Scientific Research, ISSN 1450-216X, Vol.40 No.1 (2010), pp.144 -155.
- [85] Rommel, M., Wagner, A., 1992. Application of transparent insulation materials in improved flatplate collectors and integrated collector storages. Solar Energy 49 (5), 371–380.
- [86] Shariah, A. M., Rousan, A., Rousan, K. K. & Ahmad, A. A., Effect of thermal conductivity of absorber plate on the performance of a solar water heater, Jordan: Pergamon, 1999.
- [87] Sonne, Wind and Warme, Austrian Development Cooperation, 2009.
- [88] Sopian K., Syahri M., Abdullah S., Othman M. Y. and B. Yatim, Performance of a nonmetallic unglazed solar water heater with integrated storage system, Volume 29, 14211430, 2004.
- [89] SRCC Document RM-1, Methodology for Determining the Thermal Performance Rating for Solar Collectors, Solar Rating and Certification Corporation, Florida, 1994.
- [90] Thevenard D. Haddad K., and J. Purdy, Development of a new solar collector model in ESP-R, Canadian Solar Buildings Conference, Montreal, August 20-24, 2004.
- [91] Todorović M., Energetska efikasnost sistema grejanja i klimatizacije, Beograd, 2010.
- [92] Tomson T., Tamm G., Performance of flat-plate collectors with two-positional active tracking, Pro. Estonian Academic Science Engineering, Vol 13, No. 1, 2007, 26–36.
- [93] Trier D. Solar district heating guidelines, Fact sheet 7.1, Solar district heating, 2012.
- [94] US Army Corps of Engineers, Central Solar Hot Water Systems Design Guide, 2011.
- [95] Vestlund J. Gas-filled, flat plate solar collectors, Doctoral thesis, Gothenburg, Sweden 2012.
- [96] Weitbrecht V., Lehmann D. and Richter A., Flow distribution in solar collectors with laminar flow conditions Solar Energy Vol. 73, 433–441, 2002.

- [97] Yousef B. A. A., Adam NM., Analysis for flat plate collector with and without porous media. *Journal of Energy in Southern Africa*, Vol 19 No 4, 2009.
- [98] Zambolin E., Theoretical and experimental study of solar thermal collector systems and components, doctoral dissertation, Padova, Italia.
- [99] Zhang, H. and Lavan, Z., Thermal Performance of a Serpentine Absorber Plate, *Solar Energy*, vol. 34, p.175-177, 1985.
- [100] Zrnić, S.; Ćulum, Ž. *Grejanje i klimatizacija Naučna knjiga*, Beograd 1984.

#### Linkovi

- [1] PVGIS, <http://re.jrc.ec.europa.eu/pvgis/apps3/pvest.php>, 22.12. 2013.