

# Tehnološko-ekonomska analiza mogućnosti primjene solarnih rashladnih sustava na području Jadrana

---

**Pajić, Marin**

**Master's thesis / Diplomski rad**

**2017**

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

*Permanent link / Trajna poveznica:* <https://urn.nsk.hr/urn:nbn:hr:235:010551>

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

*Download date / Datum preuzimanja:* **2024-07-23**

*Repository / Repozitorij:*

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



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

# **DIPLOMSKI RAD**

**Marin Pajić**

Zagreb, 2017 godina.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

## **DIPLOMSKI RAD**

Tehnološko-ekonomska analiza mogućnosti  
primjene solarnih rashladnih sustava na  
području Jadrana

Mentori:

Dr. sc. Damir Dović, dipl. ing.

Student:

Marin Pajić

Zagreb, 2017 godina.

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

Zahvaljujem se svojoj obitelji, ocu Nenadu, majci Brankici i sestri Nikolini na pruženoj potpori i razumijevanju. Zahvaljujem se firmi INOVAPRO d.o.o. na stručnim savjetima i ukazanoj pomoći. Posljednje zahvaljujem se mentoru Dr. sc. Damiru Doviću, dipl. ing. na savjetima i strpljenju.

Marin Pajić



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU  
**FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE**



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

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje
Datum: 29-11-2017 Prilog
Klasa: 602-04/17-6/4
Ur. broj: 15-1703-17-4/4

## DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Marin Pajić** Mat. br.: 0035188286

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Tehnološko-ekonomska analiza mogućnosti primjene solarnih rashladnih sustava na području Jadrana**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Techno-economic analysis on applicability of solar cooling systems in Adriatic region**

Opis zadatka:

U sklopu diplomskog rada potrebno je istražiti mogućnosti primjene solarnog hlađenja s tehnološkog i ekonomskog aspekta za klimatsko područje Jadrana. U tu je svrhu potrebno izraditi računalni program za simulaciju rada solarnog rashladnog sustava za odabranu nestambenu zgradu.

Pri tome je potrebno analizirati:

- rad apsorpcijskog solarnog sustava
- rad adsorpcijskog solarnog sustava
- rad prethodno navedenih sustava s kombinaciji s pločastim i vakuumskim solarnim kolektorima
- ekonomsku isplativost kad sustav radi samo tijekom sezone hlađenja (hlađenje i priprema potrošne tople vode)
- ekonomsku isplativost kad sustav radi tijekom cijele godine (hlađenje, grijanje i priprema potrošne tople vode).

Koncept, dijelove, dimenzije i rashladni/toplinski kapacitet sustava prilagoditi veličini i energetskim potrebama zgrade.

Simulacije je potrebno provesti na satnoj razini za uprosječen dan u pojedinom mjesecu.

Pri tome koristiti meteorološke podatke za Split.

Koristiti podatke o komercijalno dostupnim rashladnim uređajima i solarnim kolektorima.

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

Zadatak zadani:

28. rujna 2017.

Datum predaje rada:

30. studenog 2017.

Predviđeni datum obrane:

6., 7. i 8. prosinca 2017.

Zadatak zadao:

Prof. dr. sc. Damir Dović

Predsjednica Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić

## SADRŽAJ

SADRŽAJ .....	I
POPIS SLIKA .....	III
POPIS TABLICA.....	VII
POPIS OZNAKA .....	VIII
SAŽETAK.....	X
SUMMARY .....	XI
1. UVOD.....	1
1.1. Apsorpcijski/Adsorpcijski rashladni sustav .....	1
1.1.1. Teorijski proces apsorpcijskog hlađenja .....	3
1.2. Rashladni sustav s desikantom.....	6
1.3. Mehanički rashladni sustav .....	8
2. MATEMATIČKI MODEL.....	9
2.1. Sunčevo zračenje.....	9
2.2. Optimalni nagib kolektora .....	14
2.3. Rezultati proračuna potrebne energije za grijanje i hlađenje prostora zgrade prema Algoritmu HRN EN ISO 13790 [4] .....	14
2.4. Proračun potrebne energije za pripremu PTV-a prema HRN EN 15316-3-1:2008 [6] .....	17
2.5. Efikasnost kolektora.....	18
2.6. Adsorpcijski rashladni uređaj [8] .....	20
2.7. Apsorpcijski rashladi uređaj [9] .....	22
2.8. Simulacija solarnog sustava .....	27
2.8.1. Solarni krug.....	29
2.8.2. Ogrjevni krug .....	30
2.8.3. Hladni krug .....	32
3. REZULTATI SIMULACIJE SOLARNOG SUSTAVA.....	35
3.1. Sezona hlađenja bez pripreme PTV-a .....	39
3.1.1. Adsorpcijski rashladni uređaj s pločastim kolektorima .....	39
3.1.2. Adsorpcijski rashladni uređaj s vakuumskim kolektorima .....	42
3.1.3. Apsorpcijski rashladni uređaj s pločastim kolektorima .....	45
3.1.4. Apsorpcijski rashladni uređaj s vakuumskim kolektorima .....	48
3.2. Sezona hlađenja s pripremom PTV-a.....	51
3.2.1. Adsorpcijski rashladni uređaj s pločastim kolektorima .....	51
3.2.2. Adsorpcijski rashladni uređaj s vakuumskim kolektorima .....	56
3.2.3. Apsorpcijski rashladni uređaj s pločastim kolektorima .....	61
3.2.4. Apsorpcijski rashladni uređaj s vakuumskim kolektorima .....	66
3.3. Cijela sezona grijanja i hlađenja uz pripremu PTV-a .....	71
3.3.1. Adsorpcijski rashladni uređaj s pločastim kolektorima .....	71
3.3.2. Adsorpcijski rashladni uređaj s vakuumskim kolektorima .....	76
3.3.3. Apsorpcijski rashladni uređaj s pločastim kolektorima .....	80
3.3.4. Apsorpcijski rashladni uređaj s vakuumskim kolektorima .....	84

---

4. ENERGETSKA I EKONOMSKA ANALIZA .....	88
4.1. Energetska analiza.....	88
4.1.1. Efikasnost solarnog toplinskog sustava $\eta_{STS}$ .....	95
4.2. Ekonomska analiza .....	97
5. ZAKLJUČAK.....	99
LITERATURA.....	100

**POPIS SLIKA**

Slika 1.1.	Jednostavna shema apsorpcijskog rashladnog sustava[1] .....	2
Slika 1.2.	Apsorpcijski rashladni sustav [2] .....	3
Slika 1.3.	Idealan proces LiBr/voda apsorpcijskog rashladnog sustava [2] .....	4
Slika 1.4.	Idealan proces amonijak/vode apsorpcijskog rashladnog sustava [2] .....	5
Slika 1.5.	Shema Dunkleovog sustava [2] .....	7
Slika 1.6.	Proces Dunkleovog sustava u h-x dijagramu .....	7
Slika 1.7.	Shema solarnog rashladnog Rankin-ovog sustava [2] .....	8
Slika 1.8.	Promjena efikasnosti kolektora i motora u ovisnosti o temperaturi [2] .....	8
Slika 2.1.	Intenzitet zračenja između Sunca i Zemlje [3] .....	10
Slika 2.2.	Definicija kutova za nagnutu plohu izloženu direktnom sunčevom zračenju [3] ..	11
Slika 2.3.	Definicija kutova za nagnutu plohu izloženu direktnom sunčevom zračenju [3] ..	12
Slika 2.4.	Mjesečno uprosječno sunčevo ozračenje u ovisnosti o nagibu kolektora .....	13
Slika 2.5.	Maksimalno uprosječno sunčevo ozračenje uz optimalni nagib kolektora .....	13
Slika 2.6.	3D model zgrade „Kuća palme“ [5] .....	14
Slika 2.7.	Popis građevnih dijelova zgrade „Kuća palme“ [5] .....	15
Slika 2.8.	Rezultati potrebne energije za grijanje i hlađenje zgrade „Kuća palme“ .....	16
Slika 2.9.	Profil potrošnje PTV-a .....	17
Slika 2.10.	Lijevo – pločasti kolektori auroTHERM VFK 145 V, Desno – vakuumski kolektori auroTHERM exclusiv VTK 1140/2 .....	19
Slika 2.11.	Rashladna snaga i efikasnost LTC-a 30 plus e u ovisnosti o temperaturi ogrjevnog vode i temperaturi rashladne vode[8] .....	20
Slika 2.12.	Rashladna snaga i efikasnost LTC-a 30 plus e u ovisnosti o temperaturi ogrjevnog vode .....	21
Slika 2.13.	LTC-a 30 plus e [8] .....	22
Slika 2.14.	Potrebna ogrjevnog snaga, učinkovitost i rashladna snaga Wegracal 15 u ovisnosti o izlaznoj temperaturi hladne vode i temperaturi ogrjevnog vode [9] .....	23
Slika 2.15.	Potrebna ogrjevnog snaga, rashladna snaga i efikasnost Wegracal 15 u ovisnosti o temperaturi ogrjevnog vode .....	25
Slika 2.16.	Wegracal 15 [9] .....	26
Slika 2.17.	Shema solarnog toplinskog sustava (STS) .....	28
Slika 2.18.	Energetska bilanca toplog spremnika .....	30
Slika 2.19.	Energetska bilanca hladnog spremnika .....	33
Slika 3.1.	Efikasnost pločastih kolektora $\eta_{kol}$ i efikasnost adsorpcijskog rashladnog uređaja LTC 30 plus e COP za sezonu hlađenja bez pripreme PTV-a .....	39
Slika 3.2.	SCPF adsorpcijskog rashladnog uređaja LTC 30 plus e u ovisnosti o broju pločastih kolektora za sezonu hlađenja bez pripreme PTV-a .....	40
Slika 3.3.	Odnos predane rashladne energije adsorpcijskog rashladnog uređaja LTC 30 plus e i energetske potrebe za hlađenjem prostora u ovisnosti o broju pločastih kolektora za sezonu hlađenja bez pripreme PTV-a .....	41
Slika 3.4.	Učinkovitost solarnog toplinskog sustava $\eta_{STS}$ u ovisnosti o broju pločastih kolektora za sezonu hlađenja bez pripreme PTV-a .....	41
Slika 3.5.	Efikasnost vakuumskih kolektora $\eta_{kol}$ i efikasnost adsorpcijskog rashladnog uređaja LTC 30 plus e COP za sezonu hlađenja bez pripreme PTV-a .....	42
Slika 3.6.	SCPF adsorpcijskog rashladnog uređaja LTC 30 plus e u ovisnosti o broju vakuumskih kolektora za sezonu hlađenja bez pripreme PTV-a .....	43



Slika 3.7.	Odnos predane rashladne energije adsorpcijskog rashladnog uređaja LTC 30 plus e i energetske potrebe za hlađenjem prostora u ovisnosti o broju vakuumskih kolektora za sezonu hlađenja bez pripreme PTV-a .....	44
Slika 3.8.	Učinkovitost solarnog toplinskog sustava $\eta_{STS}$ u ovisnosti o broju vakuumskih kolektora za sezonu hlađenja bez pripreme PTV-a .....	44
Slika 3.9.	Efikasnost pločastih kolektora $\eta_{kol}$ i efikasnost apsorpcijskog rashladnog uređaja Wegracal 15 COP za sezonu hlađenja bez pripreme PTV-a .....	45
Slika 3.10.	SCPF apsorpcijskog rashladnog uređaja Wegracal 15 u ovisnosti o broju pločastih kolektora za sezonu hlađenja bez pripreme PTV-a .....	46
Slika 3.11.	Odnos predane rashladne energije apsorpcijskog rashladnog uređaja Wegracal 15 i energetske potrebe za hlađenjem prostora u ovisnosti o broju pločastih kolektora za sezonu hlađenja bez pripreme PTV-a .....	47
Slika 3.12.	Učinkovitost solarnog toplinskog sustava $\eta_{STS}$ u ovisnosti o broju pločastih kolektora za sezonu hlađenja bez pripreme PTV-a .....	47
Slika 3.13.	Efikasnost vakuumskih kolektora $\eta_{kol}$ i efikasnost apsorpcijskog rashladnog uređaja Wegracal 15 COP za sezonu hlađenja bez pripreme PTV-a .....	48
Slika 3.14.	SCPF apsorpcijskog rashladnog uređaja Wegracal 15 u ovisnosti o broju vakuumskih kolektora za sezonu hlađenja bez pripreme PTV-a.....	49
Slika 3.15.	Odnos predane rashladne energije apsorpcijskog rashladnog uređaja Wegracal 15 i energetske potrebe za hlađenjem prostora u ovisnosti o broju vakuumskih kolektora za sezonu hlađenja bez pripreme PTV-a .....	50
Slika 3.16.	Učinkovitost solarnog toplinskog sustava $\eta_{STS}$ u ovisnosti o broju vakuumskih kolektora za sezonu hlađenja bez pripreme PTV-a .....	50
Slika 3.17.	Efikasnost pločastih kolektora $\eta_{kol}$ i efikasnost adsorpcijskog rashladnog uređaja LTC 30 plus e COP za sezonu hlađenja s pripremom PTV-a.....	51
Slika 3.18.	SCPF adsorpcijskog rashladnog uređaja LTC 30 plus e u ovisnosti o broju pločastih kolektora za sezonu hlađenja s pripremom PTV-a .....	52
Slika 3.19.	Odnos predane rashladne energije adsorpcijskog rashladnog uređaja LTC 30 plus e i energetske potrebe za hlađenjem prostora u ovisnosti o broju pločastih kolektora za sezonu hlađenja s pripremom PTV-a.....	53
Slika 3.20.	Učinkovitost solarnog toplinskog sustava $\eta_{STS}$ u ovisnosti o broju pločastih kolektora za sezonu hlađenja s pripremom PTV-a.....	53
Slika 3.21.	Ušteda, pogon i bačena rashladna energija STS-a za različit broj pločastih kolektora .....	54
Slika 3.22.	Investicija i trošak pogona OTS-a i STS-a za različit broj pločastih kolektora ....	55
Slika 3.23.	Efikasnost vakuumskih kolektora $\eta_{kol}$ i efikasnost adsorpcijskog rashladnog uređaja LTC 30 plus e COP za sezonu hlađenja s pripremom PTV-a .....	56
Slika 3.24.	SCPF adsorpcijskog rashladnog uređaja LTC 30 plus e u ovisnosti o broju vakuumskih kolektora za sezonu hlađenja s pripremom PTV-a .....	57
Slika 3.25.	Odnos predane rashladne energije adsorpcijskog rashladnog uređaja LTC 30 plus e i energetske potrebe za hlađenjem prostora u ovisnosti o broju vakuumskih kolektora za sezonu hlađenja s pripremom PTV-a.....	58
Slika 3.26.	Učinkovitost solarnog sustava u ovisnosti o broju vakuumskih kolektora za sezonu hlađenja s pripremom PTV-a .....	58
Slika 3.27.	Ušteda, pogon i bačena rashladna energija STS-a za različit broj vakuumskih kolektora .....	59
Slika 3.28.	Investicija i trošak pogona OTS-a i STS-a za različit broj vakuumskih kolektora	60
Slika 3.29.	Efikasnost pločastih kolektora $\eta_{kol}$ i efikasnost apsorpcijskog rashladnog uređaja Wegracal 15 COP za sezonu hlađenja s pripremom PTV-a.....	61

Slika 3.30. SCPF apsorpcijskog rashladnog uređaja Wegracal 15 u ovisnosti o broju pločastih kolektora za sezonu hlađenja s pripremom PTV-a.....	62
Slika 3.31. Odnos predane rashladne energije apsorpcijskog rashladnog uređaja Wegracal 15 i energetske potrebe za hlađenjem prostora u ovisnosti o broju pločastih kolektora za sezonu hlađenja s pripremom PTV-a.....	63
Slika 3.32. Učinkovitost solarnog sustava u ovisnosti o broju pločastih kolektora za sezonu hlađenja s pripremom PTV-a .....	63
Slika 3.33. Ušteda, pogon i bačena rashladna energija STS-a za različit broj pločastih kolektora.....	64
Slika 3.34. Investicija i trošak pogona OTS-a i STS-a za različit broj pločastih kolektora ....	65
Slika 3.35. Efikasnost vakuumskih kolektora $\eta_{kol}$ i efikasnost apsorpcijskog rashladnog uređaja Wegracal 15 COP za sezonu hlađenja s pripremom PTV-a.....	66
Slika 3.36. SCPF apsorpcijskog rashladnog uređaja Wegracal 15 u ovisnosti o broju vakuumskih kolektora za sezonu hlađenja s pripremom PTV-a .....	67
Slika 3.37. Odnos predane rashladne energije apsorpcijskog rashladnog uređaja Wegracal 15 i energetske potrebe za hlađenjem prostora u ovisnosti o broju vakuumskih kolektora za sezonu hlađenja s pripremom PTV-a.....	68
Slika 3.38. Učinkovitost solarnog sustava u ovisnosti o broju vakuumskih kolektora za sezonu hlađenja s pripremom PTV-a .....	68
Slika 3.39. Ušteda, pogon i bačena rashladna energija STS-a za različit broj vakuumskih kolektora.....	69
Slika 3.40. Investicija i trošak pogona OTS-a i STS-a za različit broj vakuumskih kolektora	70
Slika 3.41. Tijek pretvorbe 100% pogonske energije u korisnu energiju, rashladni učin i gubitke sustava .....	72
Slika 3.42. Efikasnost pločastih kolektora za različit broj kolektora po mjesecima .....	72
Slika 3.43. Efikasnost adsorpcijskog rashladnog uređaja LTC 30 plus e za različit broj pločastih kolektora po mjesecima .....	73
Slika 3.44. Učinkovitost solarnog sustava u ovisnosti o broju pločastih kolektora za cijelu sezonu.....	74
Slika 3.45. Ušteda, pogon i bačena rashladna energija STS-a za različit broj pločastih kolektora.....	75
Slika 3.46. Investicija i trošak pogona OTS-a i STS-a za različit broj pločastih kolektora ....	75
Slika 3.47. Tijek pretvorbe 100% pogonske energije u korisnu energiju, rashladni učin i gubitke sustava .....	76
Slika 3.48. Efikasnost vakuumskih kolektora za različit broj kolektora po mjesecima .....	77
Slika 3.49. Efikasnost adsorpcijskog rashladnog uređaja LTC 30 plus e za različit broj vakuumskih kolektora po mjesecima .....	77
Slika 3.50. Učinkovitost solarnog sustava u ovisnosti o broju vakuumskih kolektora za cijelu sezonu.....	78
Slika 3. 51. Ušteda, pogon i bačena rashladna energija STS-a za različit broj vakuumskih kolektora.....	79
Slika 3.52. Investicija i trošak pogona OTS-a i STS-a za različit broj vakuumskih kolektora	79
Slika 3.53. Tijek pretvorbe 100% pogonske energije u korisnu energiju, rashladni učin i gubitke sustava .....	80
Slika 3.54. Efikasnost pločastih kolektora za različit broj kolektora po mjesecima .....	81
Slika 3.55. Efikasnost apsorpcijskog rashladnog uređaja Wegracal 15 za različit broj pločastih kolektora po mjesecima .....	81
Slika 3.56. Učinkovitost solarnog sustava u ovisnosti o broju pločastih kolektora za cijelu sezonu.....	82

---

Slika 3.57. Ušteda, pogon i bačena rashladna energija STS-a za različit broj pločastih kolektora .....	83
Slika 3.58. Investicija i trošak pogona OTS-a i STS-a za različit broj pločastih kolektora ....	83
Slika 3.59. Tijek pretvorbe 100% pogonske energije u korisnu energiju, rashladni učin i gubitke sustava .....	84
Slika 3.60. Efikasnost vakuumskih kolektora za različit broj kolektora po mjesecima .....	85
Slika 3.61. Efikasnost apsorpcijskog rashladnog uređaja Wegracal 15 za različit broj vakuumskih kolektora po mjesecima .....	85
Slika 3.62. Učinkovitost solarnog sustava u ovisnosti o broju vakuumskih kolektora za cijelu sezonu .....	86
Slika 3.63. Ušteda, pogon i bačena rashladna energija STS-a za različit broj vakuumskih kolektora .....	87
Slika 3.64. Investicija i trošak pogona OTS-a i STS-a za različit broj vakuumskih kolektora	87
Slika 4.1. Rekapitulacija uprosječenih vrijednosti efikasnosti kolektora $\eta_{kol}$ (1.), efikasnosti rashladnog uređaja COP (2.) i SCPF-a (3.) za različite kombinacije STS-a za sezonu hlađenja bez pripreme PTV-a u ovisnosti o površini kolektora $A_k$ .....	91
Slika 4.2. Rekapitulacija uprosječenih vrijednosti efikasnosti kolektora $\eta_{kol}$ (1.), efikasnosti rashladnog uređaja COP (2.) i SCPF-a (3.) za različite kombinacije STS-a za sezonu hlađenja s pripremom PTV-a u ovisnosti o površini kolektora $A_k$ .....	94
Slika 4.3. Efikasnost solarnog toplinskog sustava $\eta_{STS}$ za različite kombinacije STS-a za sezonu hlađenja bez pripreme PTV-a (1.), sezonu hlađenja s pripremom PTV-a (2.) i cijelu sezonu (3.) u ovisnosti o površini kolektora $A_k$ .....	96
Slika 4.4. Period povrata investicije za različite kombinacije STS-a za sezonu hlađenja s pripremom PTV-a (1.) i cijelu sezonu (2.) u ovisnosti o površini kolektora $A_k$ ...	98

---

**POPIS TABLICA**

Tablica 2.1. Ulazni podaci za Algoritam HRN EN ISO 13790[4] .....	16
Tablica 2.2. Odabir dnevne potrošnje PTV-a prema vrsti aktivnosti [6].....	17
Tablica 2.3. Koeficijenti polinoma efikasnosti [7] .....	19
Tablica 3.1. $\Delta\vartheta_{T.sprem}$ u ovisnosti o volumenu toplog spremnika.....	38
Tablica 3.2. $\Delta\vartheta_{H.sprem}$ u ovisnosti o volumenu hladnog spremnika.....	38
Tablica 4.1. Najkraći period povrata investicije .....	97

**POPIS OZNAKA**

<b>Oznaka</b>	<b>Jedinica</b>	<b>Opis</b>
$\Delta Q_{H.sprem}$	kWh	Razlika toplinske energije hladnog spremnika
$\Delta Q_{T.sprem}$	kWh	Razlika toplinske energije toplog spremnika
$\Delta \vartheta_{H.sprem}$	°C	Temperaturna razlika hladnog spremnika
$\Delta \vartheta_{T.sprem}$	°C	Temperaturna razlika toplog spremnika
$\Delta \vartheta_{kol}$	°C	Temperaturna razlika radnog medija prolaskom kroz seriju kolektora
$A_f$	m <sup>2</sup>	Bruto podna površina
$A_k$	m <sup>2</sup>	Korisna površina
$C_m$	MJ/K	Efektivni toplinski kapacitet grijanog dijela zgrade
COP	-	Odnos topline isparivača i topline generatora
f	-	Udio ploštine prozora
$G_s$	W/m <sup>2</sup>	Sunčeva konstanta
$I_b$	Wh/m <sup>2</sup>	Direktno zračenje na horizontalnu plohu
$I_d$	Wh/m <sup>2</sup>	Difuzno zračenje na horizontalnu plohu
$I_T$	Wh/m <sup>2</sup>	Sunčevo zračenje na nagnutu plohu
$k_t$	-	Indeks prozračnosti atmosfere
n	1/h	Broj izmjena zraka
p	-	Godišnja stopa povećanja cijene goriva
$Q_{C,nd}$	kWh	Toplinsko opterećenje sustava
$Q_{H,nd}$	kWh	Toplinska potreba sustava
$Q_{PTV}$	kWh	Potrebna energija za pripremu PTV-a
$q_{spec}$	W/m <sup>2</sup>	Specifični unutrašnji dobici
$R_b$	-	Odnos između direktnog zračenja na nagnutu plohu i horizontalnu plohu
$T_{en,OTS}$	kn/god	Ukupni godišnji trošak korištenja osnovnog termotehničkog sustava
$T_{en,STS}$	kn/god	Ukupni godišnji trošak korištenja solarnog toplinskog sustava
V	m <sup>3</sup>	Neto volumen
$V_e$	m <sup>3</sup>	Volumen grijanog prostora
$\alpha_s$	°	Kut između sunčevih zraka i horizontale
$\beta$	°	Optimalni kut nagiba kolektora
$\gamma$	°	Otklon plohe od smjera juga
$\gamma_s$	°	Otklon projekcije sunčevih zraka na horizontalnu ravninu od smjera juga
$\theta$	°	Kut između sunčevih zraka i normalne nagnute plohe
$\vartheta_e$	°C	Vanjska temperatura zraka
$\vartheta_{int}$	°C	Unutarnja proračunska temperatura
$\vartheta_{PTV}$	°C	Temperatura PTV-a

$\theta_s$	°	Kut između sunčevih zraka i vertikale
$\vartheta_{svj}$	°C	Temperatura svježe vode
$\vartheta_G$	°C	Ogrjevna temperatura
$A_k^*$	m <sup>2</sup>	korisna površina kolektora
$C_{el}$	kn/kWh	Cijena struje po kWh
$C_{plina}$	kn/kWh	Cijena plina po kWh
$G_{sun}$	kWh	Dozračena energija sunca
$I_{STS,n}$	kn	Dodatni trošak investicije solarnog toplinskog sustava
$PPI$	god	Period povrata investicije
$Q_{ls}$	kWh	Toplinski gubici
$Q_A$	kWh	Toplina apsorbera
$Q_{AUX,H}$	kWh	Toplina pomoćnog izvora energije
$Q_{AUX,T}$	kWh	Toplina pomoćnog izvora energije
$Q_C$	kWh	Toplina kondenzatora
$Q_G$	kWh	Toplina generatora
$Q_{kol}$	kWh	Prikupljena toplinska energija na kolektorima
$Q_o$	kWh	Toplina isparivača
$SCPF$	-	Solar cooling preformance factor
$V_{H,sprem}$	m <sup>3</sup>	Volumen hladnog spremnika
$V_{T,sprem}$	m <sup>3</sup>	Volumen toplog spremnika
$V_{W,f,day}$	lit/f/dan	dnevna potrošnja PTV-a po jedinici pri temperaturi $\vartheta_{PTV}$
$c_w$	kJ/kgK	Specifični toplinski kapacitet
$q_{m,PTV}$	kg/s	Maseni protok PTV-a
$\delta$	rad	Kut nagiba Zemljine osi prema ravnini orbite
$\eta_{STS}$	-	Efikasnost solarnog toplinskog sustava
$\rho_g$	-	Faktor refleksije tla
$\varphi_{opt}$	-	Faktor opterećenja potrošnje PTV-a
$\vartheta_{H1}$	°C	Temperatura hladnog spremnika na početku sata
$\vartheta_{H2}$	°C	Temperatura hladnog spremnika na kraju sata
$\vartheta_{PodGr}$	°C	Temperatura radnog medija podnog grijanja
$\vartheta_{fl,sr}$	°C	Srednja temperatura radnog medija solarnog kruga
$\vartheta_{s1}$	°C	Temperatura toplog spremnika na početku sata
$\vartheta_{s2}$	°C	Temperatura toplog spremnika na kraju sata
$\phi_G$	kW	Ogrjevna snaga
$\phi_o$	kW	Rashladna snaga

**SAŽETAK**

Tema rada je istražiti mogućnosti primjene, primarno sustava solarnog hlađenja, a sekundarno sustava solarnog grijanja i pripreme PTV-a za klimatsko područje Jadrana. Napravljen je računalni program za simulaciju rada solarnog toplinskog sustava, a sustav je dimenzioniran za nestambenu zgradu naziva „Kuća Palme“ u gradu Splitu. Solarni toplinski sustav koristi kao glavnu komponentu stvaranja rashladnog učina adsorpcijski rashladni uređaj (LTC 30 proizvođača Invensor) ili apsorpcijski rashladni uređaj (Wegracal 15 proizvođača EAW), dok se dozračeno sunčevo zračenje tretira koristeći pločaste (auroTHERM VFK 145 V) ili vakuumske (auroTHERM exclusiv VTK 1140/2) kolektore proizvođača Valliant. Međusobnim uparivanjem navedenih komponenti STS-a dobivaju se 4 varijante koje se zatim energetska i ekonomska analiziraju, kako za sezonu hlađenja tako i za cijelu sezonu grijanja i hlađenja u svrhu postizanja što kraćeg perioda povrata investicije i prikaza energetske efikasnosti STS-a. Ovim zadatkom se dobiva uvid u ekonomsku isplativost STS-a i mogućnosti dobivanja rashladnog učina adsorpcijskog/apsorpcijskog rashladnog uređaja u odnosu na dozračeno sunčevo zračenje.

Ključne riječi: Solarno hlađenje, Adsorpcijski rashladni uređaj, Apsorpcijski rashladni uređaj, Pločasti kolektori, Vakuumski kolektori, Energetska i ekonomska analiza

---

**SUMMARY**

Theme of this thesis is to explore the possibilities of, primary solar cooling system and secondary solar heating and cooling system with preparation of domestic hot water in climate area of Jadran. Computer program for solar system simulation has been made and dimensioned for unpopulated building called “Kuća Palme” in town Split. Solar system uses, as main component for production of cooling effect, adsorption cooling machine (LTC 30 manufactured by Invensor) or absorption cooling machine (Wegracal 15 manufactured by EAW), while solar radiation is treated with plate (auroTHERM VFK 145 V) or vacuum (auroTHERM exclusiv VTK 1140/2) collectors manufactured by Valliant. There are 4 combinations by pairing after mentioned solar system components which are analyzed energetically and economically, for cooling season and also heating and cooling season in purpose of achieving shortest investment return period and for visualization of system’s energy efficiency. With this thesis one can get insight into economic profitability of solar cooling systems and possibility of achieving cooling effect with adsorption/absorption cooling machine in comparison to solar radiation.

Key words: Solar cooling, Adsorption cooling machine, Absorption cooling machine, plate collectors, Vacuum collectors, Energetic and economic analysis



## 1. UVOD

Danas je najveći broj solarnih rashladnih sustava u funkciji hlađenja prostora i čuvanja hrane. Zbog niske efikasnosti i visokih investicijskih troškova, primjena ovih sustava je obično u udaljenim područjima bez pristupa električnoj energiji ili kada je na raspolaganju veća količina otpadne topline. Za razliku od solarnog grijanja, u slučaju solarnog hlađenja potreba za hlađenjem raste kroz godinu kako raste i količina sunčevog zračenja.

Većina solarnih sustava za grijanje je predimenzionirana obzirom na smanjene potrebe za toplinom u ljetnim mjesecima što uzrokuje probleme s pregrijavanjem radnog medija i vode u spremnicima. Kombiniranje tih sustava s rashladnim, može povećati ukupnu efikasnost sustava na godišnjoj razini.

Problemi nastaju zbog tehnoloških razloga, jer je efikasnost procesa temperaturno ograničena zbog kolektora.

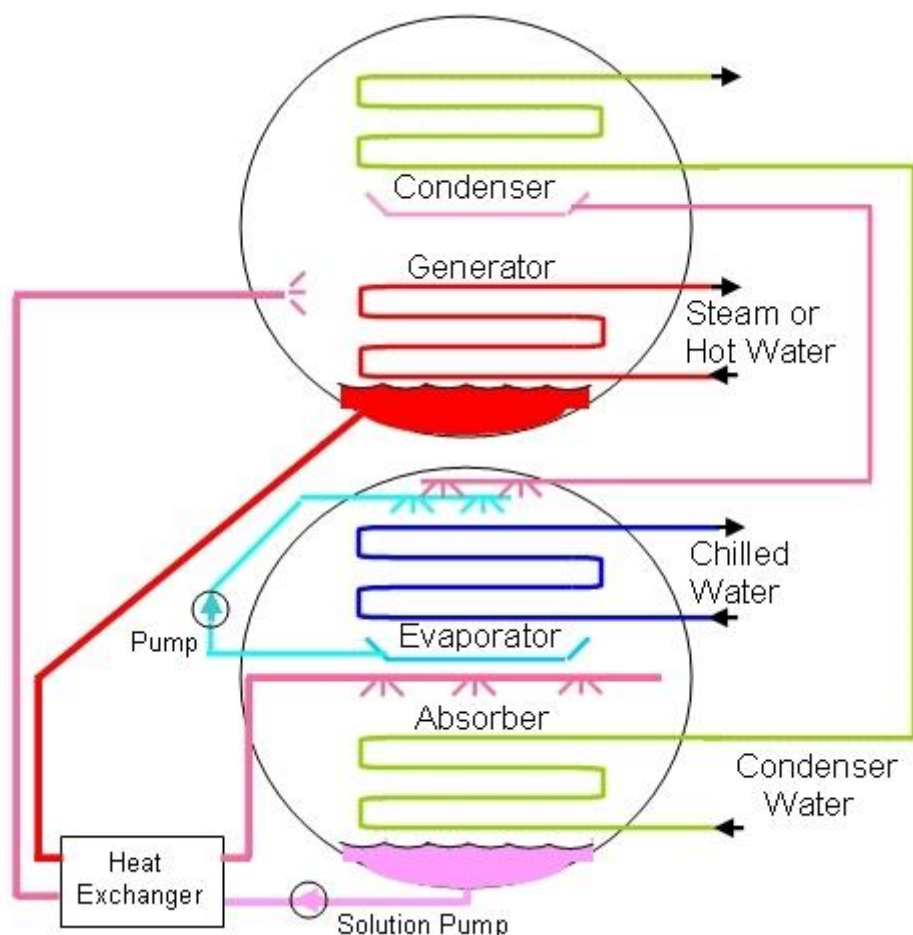
Solarno hlađenje se može podijeliti na 3 sustava:

- Apsorpcijski/Adsorpcijski rashladni sustav
- Rashladni sustav s desikantom
- Mehanički rashladni sustav

### 1.1. Apsorpcijski/Adsorpcijski rashladni sustav

U klasičnom rashladnom sustavu koristi se kompresor kao pogonski element sustava za kompresiju radnog medija uz osnovne elemente kao što su kondenzator, isparivač i prigušni ventil, dok u apsorpcijskom/adsorpcijskom rashladnom sustavu se stapni ili vijčani kompresor mijenja s toplinskim kompresorom, a ostatak elemenata ostaje isti. Na slici 1.1. je prikazan apsorpcijski rashladni sustav koji se sastoji od kondenzatora, isparivača, prigušnog ventila i toplinskog kompresora. Toplinski kompresor čine generator, apsorber, pumpa i prigušni ventil. Pogonska energija je toplinska energija dovedena generatoru gdje isparuje jedan član smjese radne tvari. Objašnjenja radi, zadana je radna tvar amonijak/voda. U tom slučaju u generatoru isparava amonijak i osiromašuje smjesu radne tvari amonijak/voda. Ispareni amonijak nastavlja do kondenzatora gdje kondenzira pomoću rashladne vode dovedene s rashladnog tornja. Zatim se prigušuje na niži tlak i šalje u isparivač, gdje se ostvaruje rashladni učin. Osiromašena otopina s područja višeg tlaka, iz generatora, se prigušuje prigušnim ventilom i šalje u apsorber

gdje se osiromašena smjesa radne tvari miješa s amonijakom dovedenog iz isparivača. Smjesa se obogaćuje miješanjem, ali zbog svojih termodinamičkih karakteristika dolazi do povećanja temperature obogaćene smjese. Iz tog razloga je apsorber potrebno hladiti rashladnom vodom. Obogaćena smjesa se pumpom šalje s nižeg tlaka na viši tlak natrag u generator i time je završen jedan ciklus. Više o teorijskom procesu će biti objašnjeno u poglavlju 1.1.1.



**Slika 1.1. Jednostavna shema apsorpcijskog rashladnog sustava[1]**

Apsorpcijski rashladni sustavi su najzastupljeniji na tržištu i oni operiraju na radnim temperaturama u rasponu od  $70\div 90^{\circ}\text{C}$ . Radni mediji su LiBr/voda ili amonijak/voda. Toplina koja se dovodi generatoru osiguravaju pločasti ili vakuumske kolektori. Ako je u određenim razdobljima ta toplina nedostatna, ugrađuje se dodatni izvor toplote (kotao/grijač) kako temperatura s kojom medij ulazi u generator ne bi pala ispod potrebne.

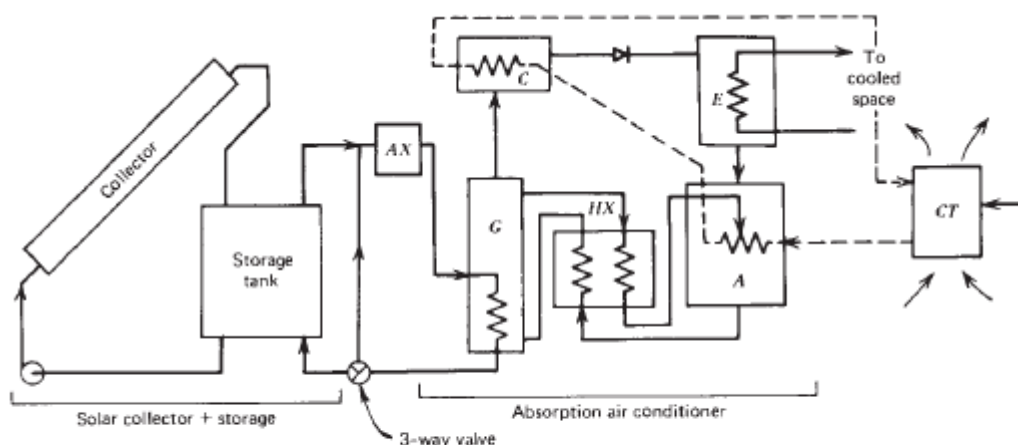
Adsorpcijski rashladni sustavi imaju niže radne temperature koje mogu biti čak i niskih 45°C. Prednost je što će pri nižim temperaturama efikasnost kolektora biti veća, samim time i efikasnost cijelog sustava, dok je nedostatak mogućnost upotrebe radnog medija toliko niskog temperaturnog razreda. Radni mediji za adsorpcijske rashladne sustave su voda i adsorbent koji je klasificiran u 3 razreda. Adsorbent može biti fizikalni, kemijski ili složeni kompozit. Najčešće korišten je fizikalni adsorbent koji je npr. silika gel, aktivni ugljen ili zeolit [1].

Kondenzator i apsorber navedenih rashladnih sustava su hlađeni zrakom ili vodom. Najčešće su hlađeni vodom tj. rashladnim tornjem, iz razloga što je na taj način moguće postići niže temperature rashladne vode kojom su djelomično radne točke procesa određene.

Toplinski COP (definiran kao omjer toplina isparivača i generatora) se kreće između 0,6 i 0,8. Zbog visokih temperatura radnog medija u kolektoru, omjer topline isparivača preuzete iz prostora i dozračene energije sunca na kolektor SCPF (solar cooling performance factor) iznosi niskih 0,1÷0,15 [2].

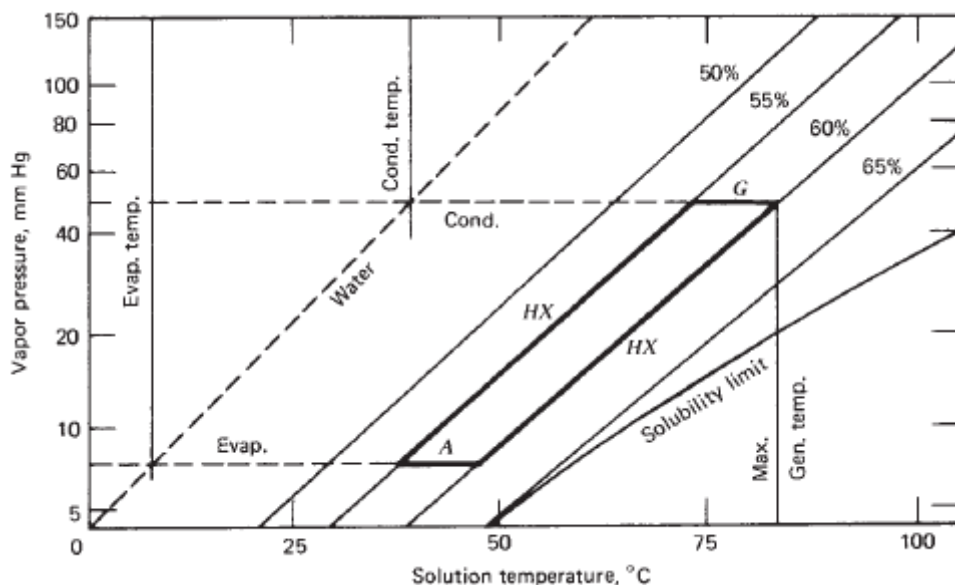
### 1.1.1. Teorijski proces apsorpcijskog hlađenja

Apsorpcijsko hlađenje predstavlja najopćenitiji pristup solarnom hlađenju, a za objašnjenje će se koristiti apsorpcijski rashladni sustav s vodom hlađenim kondenzatorom i apsorberom, a radnim medijem LiBr/voda. Tlak u kondenzatoru i generatoru je određen temperaturom fluida koji hladi kondenzator, a tlak u apsorberu i isparivaču je određen preko temperature fluida koji hladi apsorber. Tipičan primjer sustava je prikazan na slici 1.2. a idealan proces takvog sustava je prikazan na slici 1.3.



**Figure 15.2.1** Schematic of a solar-operated absorption air conditioner. The essential components of the cooler are: A, absorber; B, generator; C, condenser; E, evaporator; HX, heat exchanger to recover sensible heat; CT, cooling tower. AX is auxiliary energy source.

### Slika 1.2. Apsorpcijski rashladni sustav [2]



**Slika 1.3. Idealan proces LiBr/voda apsorpcijskog rashladnog sustava [2]**

Na dijagramu na slici 1.3. se može vidjeti kako se koncentracija u otopini LiBr/voda kreće od 60% do 55% u generatoru gdje sveukupna temperatura otopine raste od 72°C do 82°C pri konstantnom tlaku kondenzacije. U apsorberu se koncentracija kreće od 55% do 60% pri padu temperature od 48°C do 38°C pri konstantnom tlaku isparavanja. U realnom procesu će se pojaviti transmisijski gubici u generatoru i apsorberu ovisno o učinkovitosti izmjenjivača topline. Također će se pojaviti promjene tlaka zbog hidrostatske glave u generatoru kao i temperaturne promjene preko svih izmjenjivača topline.

Maksimalna temperatura otopine je prikazana na dijagramu na slici 1.3. što znači da minimalna temperatura s kojom fluid iz kruga kolektora mora ući u generator, mora biti veća od nje. Stoga kritični faktori prilikom konstruiranja sustava su:

- Radni parametri otopine (koncentracija, max. temperatura otopine, radna temperatura kolektora...)
- Efikasnost izmjenjivača topline
- Temperatura medija koji hladi apsorber i kondenzator

Energetska bilanca sustava kaže da toplina predana generatoru i isparivaču mora biti jednaka toplini odvedene od kondenzatora i apsorbera plus gubici prema okolini:

$$Q_G + Q_o = Q_A + Q_C + Q_{Losses}, \quad [\text{kW}] \quad (1.1.)$$

Toplinski COP je definiran preko odnosa topline isparivača i topline generatora:

$$COP = \frac{Q_o}{Q_G}, \quad [-] \quad (1.2.)$$

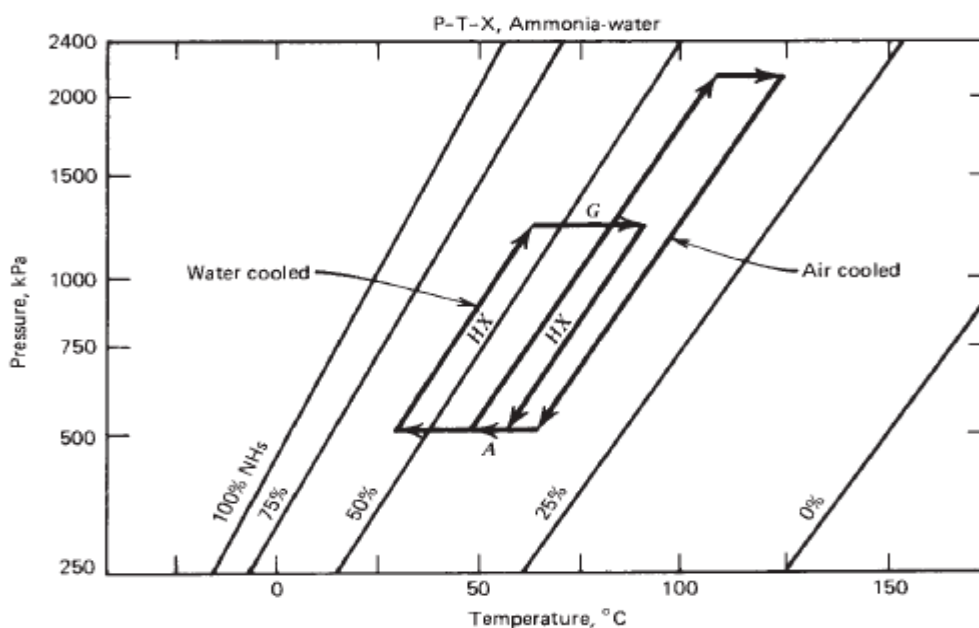
Toplinski COP je jako koristan koeficijent jer preko njega indirektno određujemo cijenu kolektora. Mnogi LiBr/voda apsorpcijski uređaji imaju skoro konstantan toplinski COP sve dok je temperatura medija dovedena u generator iznad minimalne.

Drugi COP definiran preko Mitchell, 1986 je  $COP_e$  koji daje odnos rashladnog učinka i uložene električne energije:

$$COP_e = \frac{Q_o}{\text{električna energija}}, \quad [-] \quad (1.3.)$$

S vodom hlađenim apsorberom i kondenzatorom, temperature generatora se kreću od 60°C do 90°C. Temperatura medija koji se dovodi u generator mora biti veća od njih što znači da postoji mali temperaturni raspon unutar kojeg spremnik vode koji nije pod tlakom može raditi. Kritična radna temperatura pločastih kolektora je 100°C. Kao dodatak potrebni su rashladni tornjevi. To su najveći nedostaci ovakvog tipa solarnog hlađenja.

Kod promatranja otopine amonijak/voda kao radnog medija uočavaju se problemi kao što su visoki tlakovi i jako visoke temperature. Na slici 1.4. su prikazana dva idealna procesa koji prikazuju i vodom i zrakom hlađene kondenzator i apsorber. Zbog velikih razlika tlakova između apsorbera i generatora potrebna je mehanička pumpa koja u nekim slučajevima kod LiBr/vode nije bila potrebna. Kod zrakom hlađenih sustava temperatura u generatoru je u rasponu od 125°C do 170°C, dok u vodom hlađenim sustavima je u rasponu od 95°C do 120°C.



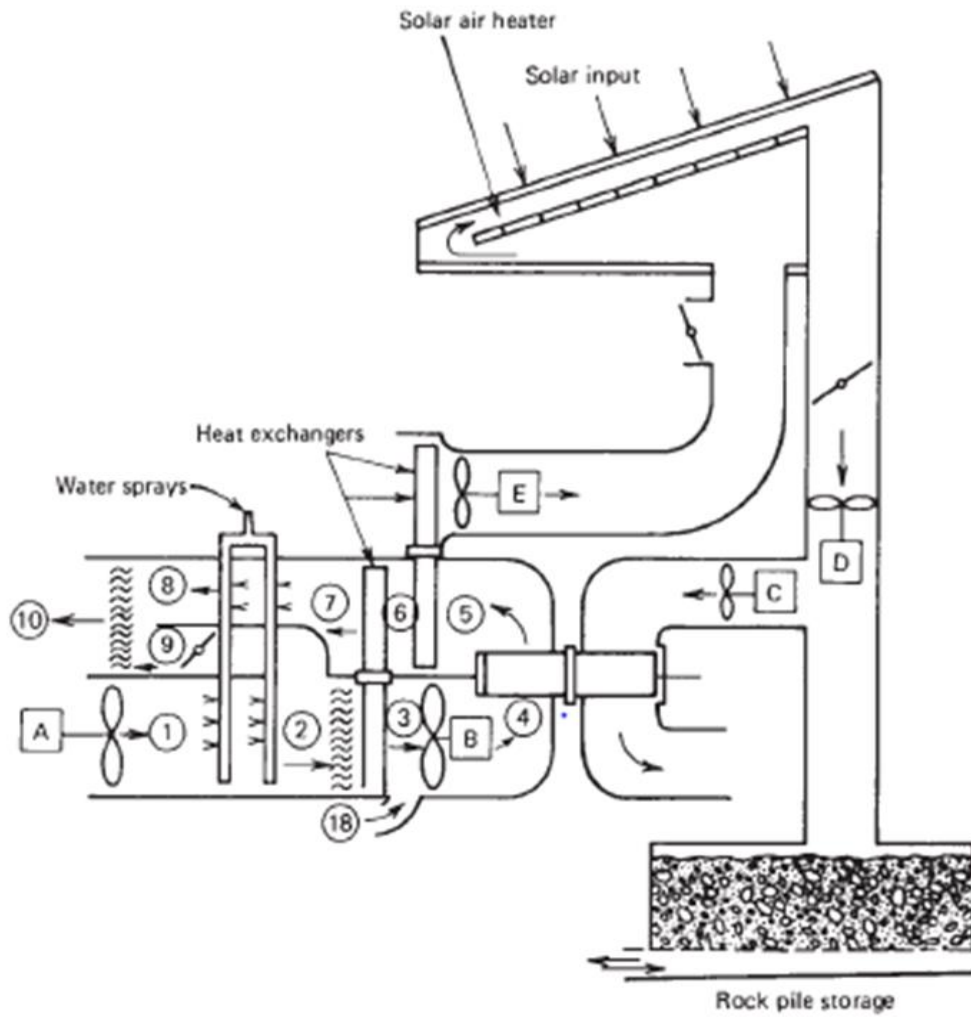
Slika 1.4. Idealan proces amonijak/vode apsorpcijskog rashladnog sustava [2]

## **1.2. Rashladni sustav s desikantom**

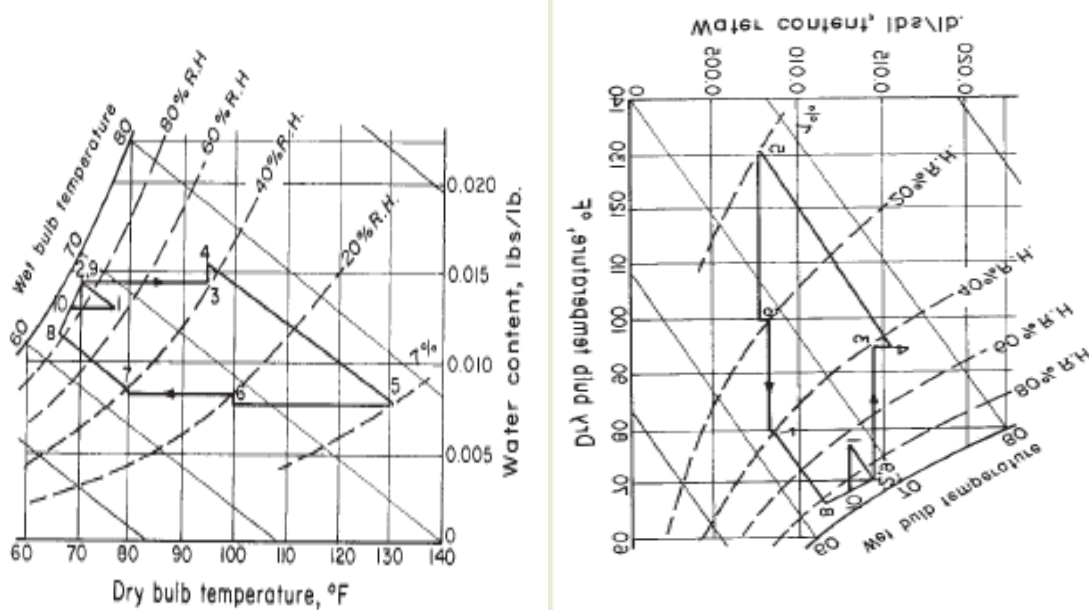
Solarni rashladni sustavi s desikantom koriste sunčevu energiju za regeneraciju desikanta putem zagrijanog zraka (desikanti poput silika gela imaju u rashladnom procesu ulogu odvlaživanja okolišnjeg zraka).

Niske temperature zraka koje se postižu u kolektorima predstavljaju problem sa stajališta efikasnog prijenosa topline i mase u slojevima desikanta. Takvi su sustavi već testirani u vlažnim tropskim i suptropskim područjima, ali su njihovo korištenje i ekonomska opravdanost još uvijek predmet istraživanja.

Primjer jednog takvog sustava je prikazao Dunkle (1965) namijenjen za kondicioniranje zraka vlažnih tropskih i suptropskih područja. Desikant je regeneriran solarno zagrijanim zrakom, a dodatno je osiguranje šljunčani krevet koji služi kao spremnik energije koji se koristi u slučajevima kada je sunčevo zračenje nedostavno. Na slici 1.5. je prikazana shema solarnog rashladnog sustava s desikantom, a na dijagramu na slici 1.6. je prikazan proces u h-x dijagramu. Na slici 1.6. dijagram na desnoj strani je zrcaljen i zaokrenut radi lakšeg uočavanja procesa iz nama "standardnih" h-x dijagrama.



Slika 1.5. Shema Dunkleovog sustava [2]

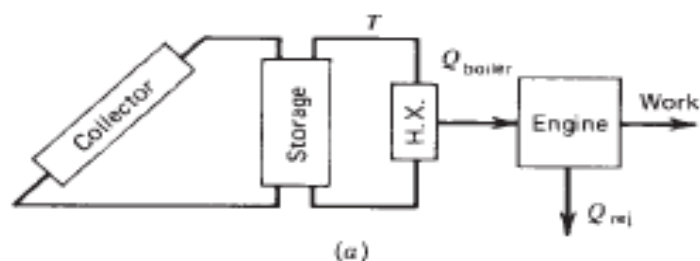


Slika 1.6. Proces Dunkleovog sustava u h-x dijagramu

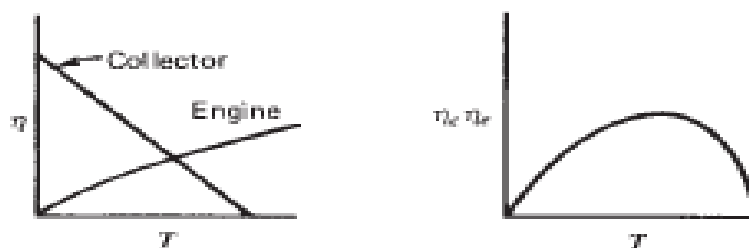
### 1.3. Mehanički rashladni sustav

Rankin-ov proces pokretan sunčevom energijom koristi se za proizvodnju električne energije potrebne za pogon kompresora u klasičnom rashladnom sustavu. Takvi sustavi imaju nizak stupanj djelovanja uslijed relativno niskih temperatura koje se mogu postići koncentrirajućim kolektorima što snižava korisnost Rankin-ovog procesa. Pregrijavanje pare se izbjegava zbog posljedično niskog koeficijenta prijelaza topline u kolektorima, tako da se problemi s erozijom turbinskih lopatica rješavaju korištenjem radnih tvari poput freona umjesto vode.

Shema tipičnog Rankin-ovog procesa je prikazan na slici 1.7., a na slici 1.8. se može vidjeti promjena efikasnosti kolektora i motora u ovisnosti o temperaturi. Efikasnost kolektora pada povećanjem temperature, dok efikasnost motora raste povećanjem temperature, stoga je potrebno pronaći optimalnu temperaturu tijekom rada sustava.



Slika 1.7. Shema solarnog rashladnog Rankin-ovog sustava [2]



Slika 1.8. Promjena efikasnosti kolektora i motora u ovisnosti o temperaturi [2]



## 2. MATEMATIČKI MODEL

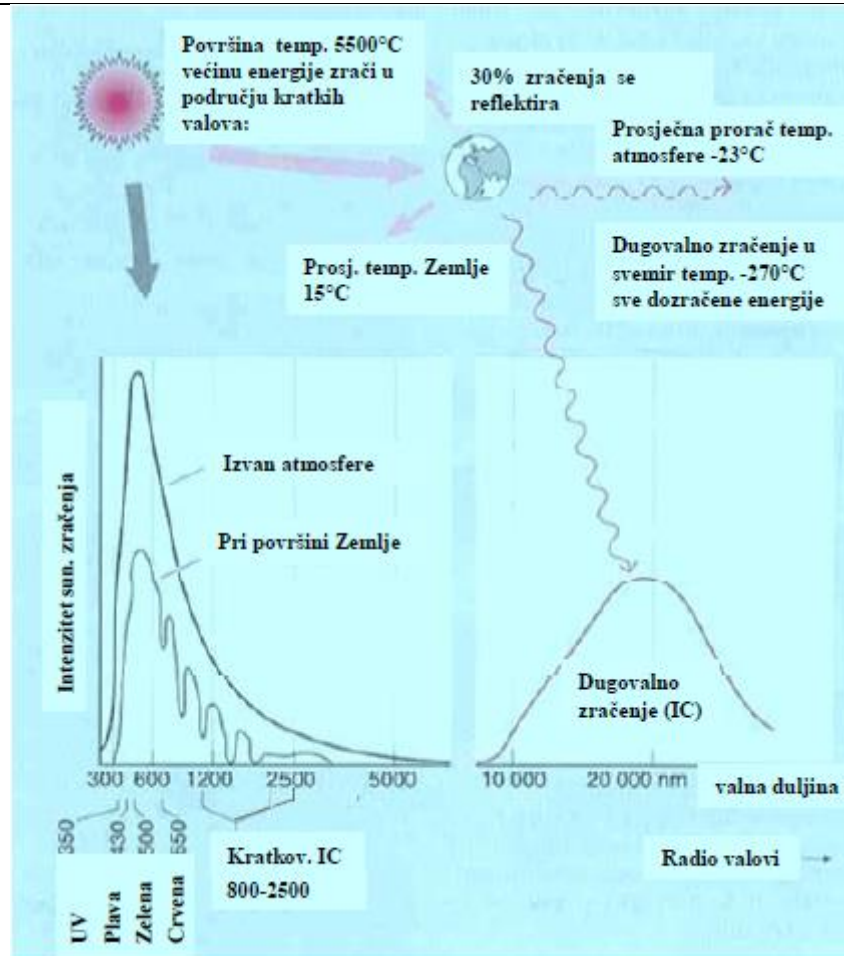
Računalni program za simulaciju rada solarnog rashladnog sustava je napravljen programskim alatom MS Excel. Ovim poglavljem obuhvatit će se obrada svih ulaznih podataka potrebnih za pokretanje simulacije te iskorištene formule i njihova ograničenja.

Ulazni podaci potrebni za simulaciju rada solarnog rashladnog sustava su:

- Sunčevo zračenje na nagnutu plohu  $I_T$  [Wh/m<sup>2</sup>]
- Optimalni kut nagiba kolektora  $\beta$  [°]
- Vanjska temperatura zraka  $\vartheta_e$  [°C]
- Toplinska potreba sustava  $Q_{H,nd}$  [kWh]
- Toplinsko opterećenje sustava  $Q_{C,nd}$  [kWh]
- Potrebna energija za pripremu PTV-a  $Q_{PTV}$  [kWh]
- Efikasnost rashladnog uređaja COP [%]

### 2.1. Sunčevo zračenje

Prosječna temperatura površine Sunca iznosi 5777 K i prema Planckovom zakonu raspodijele njezina spektralna raspodjela intenziteta zračenja je slična crnom tijelu iste temperature. Prema Stefan-Boltzmannovom zakonu površina ispod krivulje spektralne razdiobe intenziteta zračenja iznosi 1367 W/m<sup>2</sup> te taj iznos predstavlja ekstraterestičko sunčevo ozračenje na granici zemljine atmosfere i naziva se „Sunčevom konstantom“. Putem elektromagnetskih valova na Zemlju dozrači 173 000 TW, od čega se ≈70% apsorbira, a ostatak reflektira natrag u svemir. Preostali dio sunčevog zračenja iznosi ≈1000 W/m<sup>2</sup> i djelomično se apsorbira u atmosferi, a djelomično u zemljinoj površini u obliku direktnog i difuznog zračenja. Zemlja se nalazi u toplinskoj ravnoteži sa svemirom te energija koja dozrači na Zemlju treba biti u jednakosti s energijom koja se od nje odvede, što je prikazano na slici 2.1. Sunce zrači pretežito u području kratkovalnog zračenja ( $\lambda=0,02\div 2,5\mu\text{m}$ ) i ono se djelomično apsorbira u zemljinoj atmosferi najprije u stakleničkim plinovima (CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, metan...), a zatim se djelomično emitira u Svemir, a dio natrag prema Zemljinoj površini.



Slika 2.1. Intenzitet zračenja između Sunca i Zemlje [3]

Kako Zemlja nema oblik savršene kugle i ponaša se kao zvrk prilikom rotacije oko svoje osi, potrebno je definirati prilikom izračuna sunčevog zračenja poziciju kolektora pomoću zemljopisne širinu  $\phi$ , dužine  $\psi$  i deklinacije  $\delta$  što je kut nagiba Zemljine osi prema ravnini orbite (ekliptike). Deklinacija  $\delta$  se mijenja od  $\delta = -23,45^\circ$  zimi do  $\delta = 23,45^\circ$  ljeti prema izrazu:

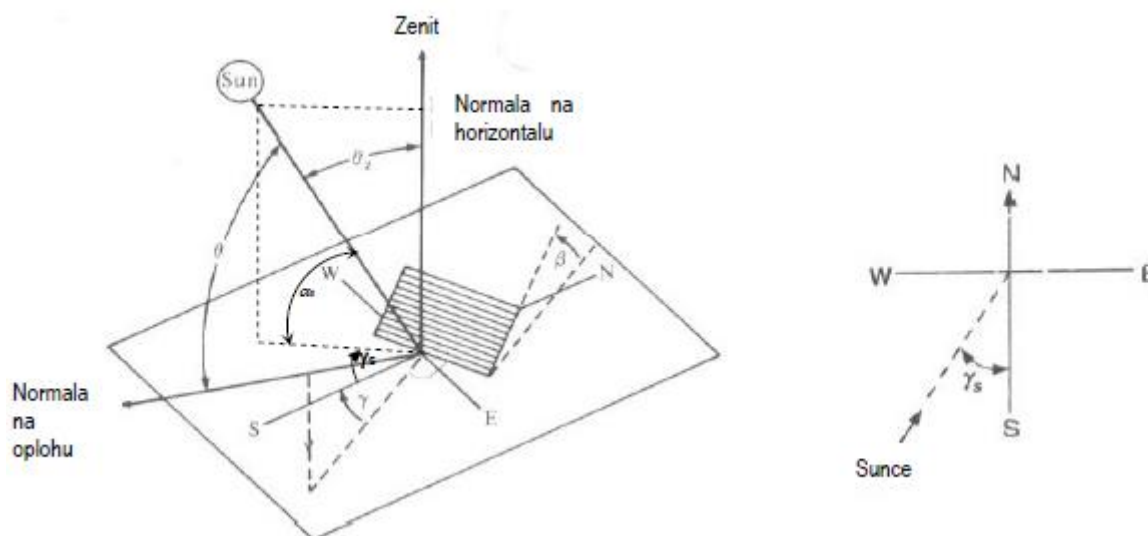
$$\delta = 23,45 \sin[360^\circ(284 + n)/365], \quad [\text{rad}] \quad (2.1.)$$

gdje  $n$  predstavlja redni broj dana u godini ( $n=1$  za 1. siječnja).

Na slici 2.2. su prikazane sve veličine potrebne za definiranje sunčevog zračenja na nagnutu plohu a one su redom:

- Nagib plohe  $\beta$ , kut između horizontalne ravnine i nagnute plohe
- Azimut plohe  $\gamma$ , odklon plohe od smjera juga
- Azimut sunca  $\gamma_s$ , odklon projekcije sunčevih zraka na horizontalnu ravninu od smjera juga
- Upadni kut  $\theta$ , kut između sunčevih zraka i normalne nagnute plohe

- Zenitni kut  $\theta_z$ , kut između sunčevih zraka i vertikale
- Kut visine Sunca  $\alpha_s$ , kut između sunčevih zraka i horizontale



**Slika 2.2. Definicija kutova za nagnutu plohu izloženu direktnom sunčevom zračenju [3]**

Odnos između kutova je definiran izrazom:

$$\cos\theta = \sin\delta\sin\phi\cos\beta - \sin\delta\cos\phi\sin\beta\cos\gamma + \cos\delta\cos\phi\cos\beta\cos\omega + \cos\delta\sin\phi\sin\beta\cos\gamma\cos\omega + \cos\delta\sin\beta\sin\gamma\sin\omega \quad [\text{rad}] \quad (2.2.)$$

Kroz cijelu simulaciju će  $\gamma=0^\circ$  što znači da će svi kolektori biti okrenuti prema jugu.

Za izračun sunčevog zračenja na nagnutu plohu će se koristiti izotropni difuzni model prema Liu i Jordanu:

$$I_T = I_b R_b + I_d \frac{(1+\cos\beta)}{2} + I\rho_g \frac{(1-\cos\beta)}{2}, \quad [\text{Wh/m}^2] \quad (2.3.)$$

Prvi član na desnoj strani jednadžbe predstavlja direktno zračenje, drugi difuzno zračenje, a treći reflektirano zračenje od tla na nagnutu plohu:

$$I = I_b + I_d \quad - \text{ukupno zračenje na horizontalnu plohu} \quad [\text{Wh/m}^2]$$

$$I_b \quad - \text{direktno zračenje na horizontalnu plohu} \quad [\text{Wh/m}^2]$$

$$I_d \quad - \text{difuzno zračenje na horizontalnu plohu} \quad [\text{Wh/m}^2]$$

$$\rho_g \quad - \text{faktor refleksije tla} \quad [-]$$

$R_b$  je odnos između direktnog zračenja na nagnutu plohu i horizontalnu plohu:

$$R_b = \frac{\cos\theta}{\cos\theta_z}, \quad [-] \quad (2.4.)$$

Iznos difuzne komponente zračenja određuje se pomoću indeksa prozračnosti atmosfere  $k_t$  koji daje odnos između ukupnog i ekstraterestičkog zračenja

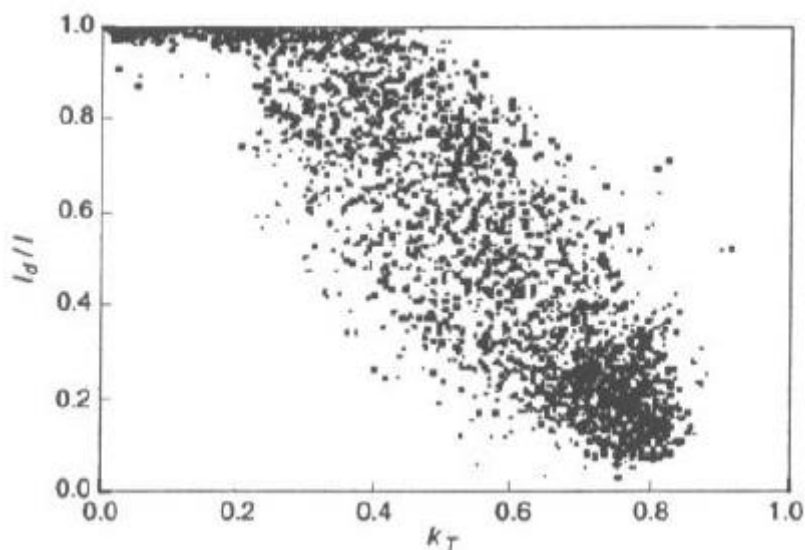
$$k_t = \frac{I}{I_o}, \quad (2.5.)$$

gdje se ekstraterestičko račenje računa prema

$$I_o = G_s \left( 1 + 0,033 \frac{\cos 360n}{365} \right) \cos \theta_z, \quad [\text{Wh/m}^2] \quad (2.6.)$$

$G_s = 1367 \text{ W/m}^2$  - Sunčeva konstanta

$1 \leq n \leq 365$  - redni broj dana u godini



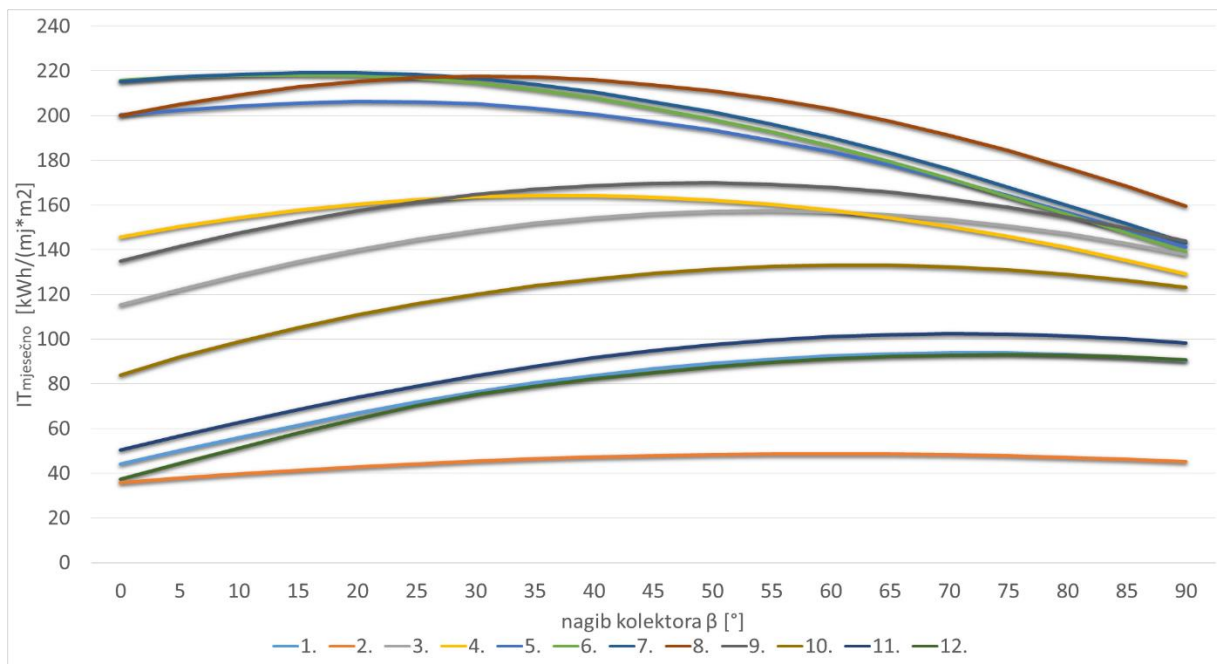
**Slika 2.3. Definicija kutova za nagnutu plohu izloženu direktnom sunčevom zračenju [3]**

Zbog velikog raspršivanja mjernih podataka što je vidljivo na dijagramu na slici 2.3. postoji određen postotak pogreške pri određivanju difuzne komponente zračenja. Unatoč tome moguće je uspostaviti funkcijsku vezu između satnih vrijednosti difuznog zračenja i indeksa prozračnosti za područje Europe i SAD-a:

$$\frac{I_d}{I} = \begin{cases} 1 - 0.249k_T; & k_T \leq 0.35 \\ 1.557 - 1.84k_T; & 0.35 < k_T \leq 0.75 \\ 0.177; & k_T > 0.75 \end{cases}, \quad [-] \quad (2.7.)$$

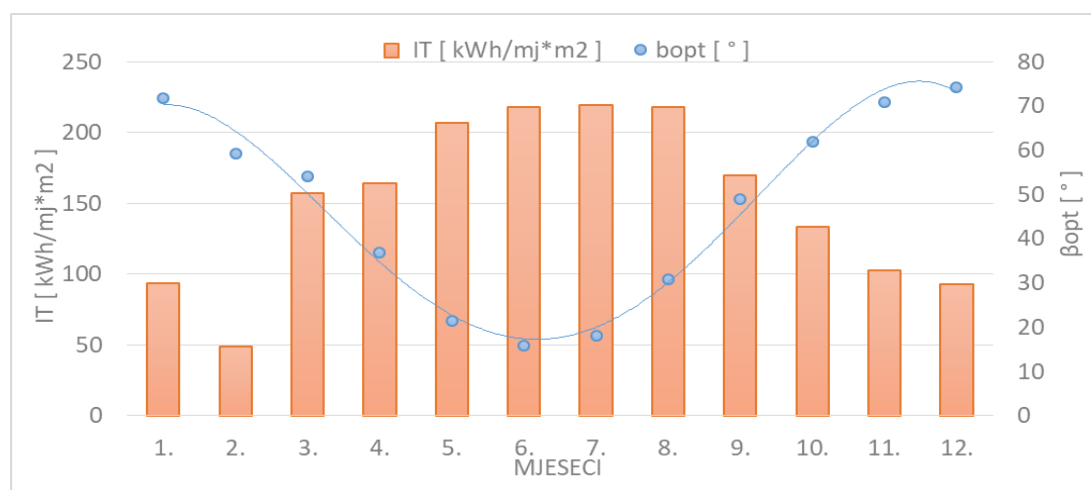
Pomoću izraza od (2.1. do 2.7.) moguće je izračunati satne vrijednosti ozračenosti proizvoljno orijentirane plohe nagnute pod kutom  $\beta$  u bilo kojem periodu godine, koristeći pri tome satne podatke o ukupnoj ozračenosti horizontalne plohe  $I$  dane za pojedinu lokaciju.

Nestambena zgrada prema kojoj će solarni sustav biti dimenzioniran nalazi se u gradu Splitu. Podaci satne ozračenosti horizontalne plohe u gradu Splitu su dostupni na stranici Državnog hidrometeorološkog zavoda, DHMZ-a. Obradom tih podataka dobiva se dijagram prikazan na slici 2.4. na kojoj je prikazano koliko ozračenosti dopije na nagnutu plohu u ovisnosti o promjenjivom kutu nagiba plohe kroz svih 12. mjeseci.



**Slika 2.4. Mjesečno uprosječeno sunčevo ozračenje u ovisnosti o nagibu kolektora**

Potrebno je primijetiti kako u upadni kut sunca  $\theta$ , nije isti u ljetnom i zimskom razdoblju nego je položeniji u zimskom razdoblju, a viši u ljetnom. Razlog tome je nesavršena rotacija Zemlje oko svoje osi uz Zemljinu rotaciju oko Sunca. Posljedica toga je promjena optimalnog kuta nagiba kolektora što je prikazano na dijagramu na slici 2.5.



**Slika 2.5. Maksimalno uprosječeno sunčevo ozračenje uz optimalni nagib kolektora**

Važno je napomenuti da su podaci dobiveni satnom metodom za svaki dan u godini. Nakon toga su na mjesečnoj razini svi podaci uprosječeni kako bi se mogli iskoristiti za potrebe simulacije.

## 2.2. Optimalni nagib kolektora

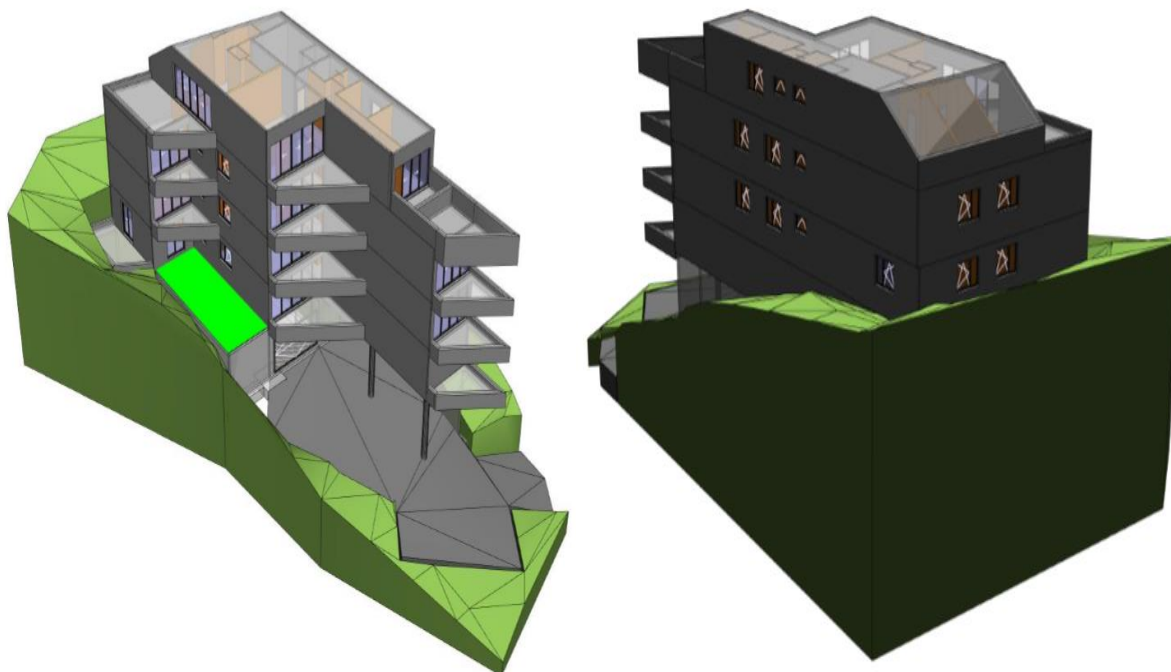
Simulacija solarnog sustava će pratiti sezonu hlađenja gdje će se energija sunca iskoristiti za stvaranje rashladnog učina i pripremu PTV-a. Sezona hlađenja će se odvijati od travnja od listopada i optimalni nagib kolektora za to razdoblje će iznositi  $\beta = 31,6^\circ$ .

Tijekom cijele sezone, simulacija solarnog sustava će energiju sunca iskoristiti za grijanje i pripremu PTV-a kao i stvaranje rashladnog učina. Optimalni nagib kolektora za cijelu sezonu će iznositi  $\beta = 41,9^\circ$ .

Navedeni nagibi kolektora će se mijenjati ovisno za koju sezonu grijanja ili hlađenja je simulacija napravljena kako bi se cijeli sustav optimizirao.

## 2.3. Rezultati proračuna potrebne energije za grijanje i hlađenje prostora zgrade prema Algoritmu HRN EN ISO 13790 [4]

Odabrana je proizvoljna nestambena zgrada za svrhu dobivanja realnog profila toplinskog opterećenja kroz godinu. Na slici 2.6. je prikazan 3D model zgrade.



Slika 2.6. 3D model zgrade „Kuća palme“ [5]



Zgrada „Kuća Palme“ je novogradnja te se nalazi u gradu Splitu, a građena je strogo prateći smjernice tehničkog propisa o racionalnoj upotrebi energije što se vidi i na slici 2.7. gdje su prikazani koeficijenti prolaza topline  $U$  [ $W/(m^2K)$ ] za pojedine građevne elemente.

### Vanjski zidovi

#### ✓ V1-vanjski zid pročelja, $U=0,35 W/m^2K$

- 1 3.03 - vapneno-cementna žbuka (1800),  $d=1(cm)$ ,  $\lambda=1 (W/mK)$ ,  $r=0,35 (m)$ ,  $m'=18 (kg/m^2)$
- 2 2.01 - armirani beton (2500),  $d=20(cm)$ ,  $\lambda=2,6 (W/mK)$ ,  $r=26 (m)$ ,  $m'=500 (kg/m^2)$
- 3 Građevinsko ljepilo,  $d=0,5(cm)$ ,  $\lambda=1 (W/mK)$ ,  $r=0,25 (m)$ ,  $m'=8 (kg/m^2)$
- 4 STIROPOR EPS F (prema HRN EN 13163),  $d=10(cm)$ ,  $\lambda=0,039 (W/mK)$ ,  $r=4 (m)$ ,  $m'=1,5 (kg/m^2)$
- 5 Građevinsko ljepilo,  $d=0,5(cm)$ ,  $\lambda=1 (W/mK)$ ,  $r=0,25 (m)$ ,  $m'=8 (kg/m^2)$
- 6 Plemenita fasadna žbuka,  $d=0,3(cm)$ ,  $\lambda=0,7 (W/mK)$ ,  $r=0,045 (m)$ ,  $m'=5,55 (kg/m^2)$

### Prozori

#### ✓ metalni prekinuti toplinski most 2,4 - low E 4+16+4, $U=1,36 W/m^2K$

### Krovni prozori

#### ✓ Krovni prozori, $U=1,36 W/m^2K$

### Ravni i kosi krov iznad grijanog prostora

#### ✓ H3.5-Kosi krov nagiba, $U=0,15 W/m^2K$

- 1 gipskartonske dvostruke ploče,  $d=2,5(cm)$ ,  $\lambda=0,25 (W/mK)$ ,  $r=0,2 (m)$ ,  $m'=22,5 (kg/m^2)$
- 2 parna brana - bitum. traka s Al folijom 0.1 mm,  $d=0,4(cm)$ ,  $\lambda=0,19 (W/mK)$ ,  $r=12,8 (m)$ ,  $m'=3,6 (kg/m^2)$
- 3 mineralna vuna (MW) kamena ili staklena  $\lambda=0,035$ ,  $d=20(cm)$ ,  $\lambda=0,035 (W/mK)$ ,  $r=0,24 (m)$ ,  $m'=6 (kg/m^2)$
- 4 Neprovjetravani sloj zraka - toplinski tok uvis  $d=25mm$ ,  $d=2,5(cm)$ ,  $\lambda=0,156 (W/mK)$ ,  $r=0,025 (m)$ ,  $m'=0,025 (kg/m^2)$
- 5 daske - drvo cmogonica,  $d=2,4(cm)$ ,  $\lambda=0,15 (W/mK)$ ,  $r=1,68 (m)$ ,  $m'=13,2 (kg/m^2)$
- 6 filc, poliesterski filc, geotekstil,  $d=1(cm)$ ,  $\lambda=0,04 (W/mK)$ ,  $r=0,012 (m)$ ,  $m'=0,5 (kg/m^2)$
- 7 5.02 - bitumenska traka s uloškom staklene tkanine,  $d=1,5(cm)$ ,  $\lambda=0,23 (W/mK)$ ,  $r=750 (m)$ ,  $m'=16,5 (kg/m^2)$

### Zidovi prema negrijanim prostorijama i negrijanom stubištu temperature više od 0°C

#### ✓ V3-zid stubišta prema grijanom dijelu, $U=0,52 W/m^2K$

- 1 3.03 - vapneno-cementna žbuka (1800),  $d=1(cm)$ ,  $\lambda=1 (W/mK)$ ,  $r=0,35 (m)$ ,  $m'=18 (kg/m^2)$
- 2 armirani beton,  $d=25(cm)$ ,  $\lambda=2,5 (W/mK)$ ,  $r=32,5 (m)$ ,  $m'=625 (kg/m^2)$
- 3 Građevinsko ljepilo,  $d=0,5(cm)$ ,  $\lambda=1 (W/mK)$ ,  $r=0,25 (m)$ ,  $m'=8 (kg/m^2)$
- 4 STIROPOR EPS F (prema HRN EN 13163),  $d=6(cm)$ ,  $\lambda=0,039 (W/mK)$ ,  $r=2,4 (m)$ ,  $m'=0,9 (kg/m^2)$
- 5 Građevinsko ljepilo,  $d=0,5(cm)$ ,  $\lambda=1 (W/mK)$ ,  $r=0,25 (m)$ ,  $m'=8 (kg/m^2)$
- 6 Plemenita fasadna žbuka,  $d=0,3(cm)$ ,  $\lambda=0,7 (W/mK)$ ,  $r=0,045 (m)$ ,  $m'=5,55 (kg/m^2)$

### Stropovi između stanova

#### ✓ MK1-međukatna konstrukcija parket, $U=0,53 W/m^2K$

- 1 Parket,  $d=2,4(cm)$ ,  $\lambda=0,21 (W/mK)$ ,  $r=0,36 (m)$ ,  $m'=16,8 (kg/m^2)$
- 2 3.19 - cementni estrih (2000),  $d=7(cm)$ ,  $\lambda=1,6 (W/mK)$ ,  $r=3,5 (m)$ ,  $m'=140 (kg/m^2)$
- 3 PE folija 0,2 mm,  $d=0,02(cm)$ ,  $\lambda=0,5 (W/mK)$ ,  $r=2 (m)$ ,  $m'=0,196 (kg/m^2)$
- 4 7.02 - ekspanzirani polistiren (EPS) prema HRN EN 13163,  $d=2(cm)$ ,  $\lambda=0,035 (W/mK)$ ,  $r=1,2 (m)$ ,  $m'=0,3 (kg/m^2)$
- 5 elastičirani ekspanzirani polistiren (EPS) za plivajuće podne obloge,  $d=2(cm)$ ,  $\lambda=0,035 (W/mK)$ ,  $r=1,2 (m)$ ,  $m'=0,3 (kg/m^2)$
- 6 armirani beton,  $d=25(cm)$ ,  $\lambda=2,5 (W/mK)$ ,  $r=32,5 (m)$ ,  $m'=625 (kg/m^2)$
- 7 Neprovjetravani sloj zraka - toplinski tok uvis  $d=100mm$ ,  $d=10(cm)$ ,  $\lambda=0,625 (W/mK)$ ,  $r=0,1 (m)$ ,  $m'=0,1 (kg/m^2)$
- 8 gipskartonske ploče,  $d=1,25(cm)$ ,  $\lambda=0,25 (W/mK)$ ,  $r=0,1 (m)$ ,  $m'=11,25 (kg/m^2)$

### Neprozirni građevni dijelovi u negrijanom prostoru

#### ✓ V1-vanjski zid pročelja stubišta, $U=0,35 W/m^2K$

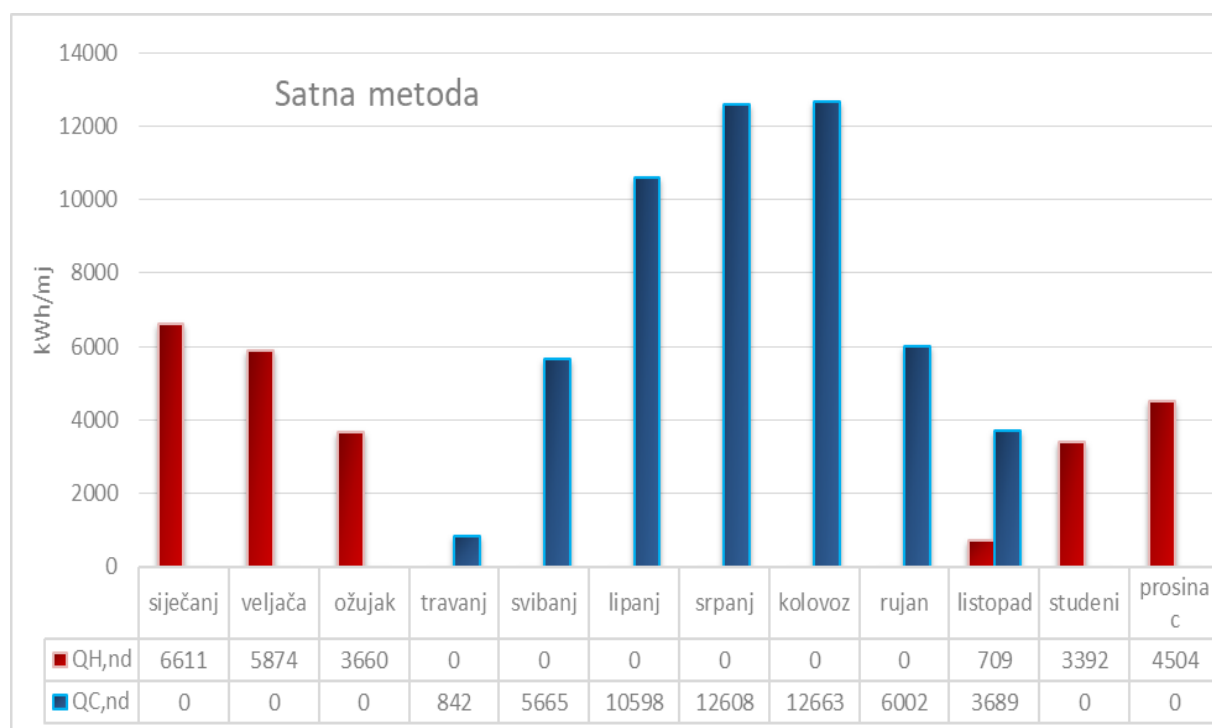
- 1 3.03 - vapneno-cementna žbuka (1800),  $d=1(cm)$ ,  $\lambda=1 (W/mK)$ ,  $r=0,35 (m)$ ,  $m'=18 (kg/m^2)$
- 2 2.01 - armirani beton (2500),  $d=20(cm)$ ,  $\lambda=2,6 (W/mK)$ ,  $r=26 (m)$ ,  $m'=500 (kg/m^2)$
- 3 Građevinsko ljepilo,  $d=0,5(cm)$ ,  $\lambda=1 (W/mK)$ ,  $r=0,25 (m)$ ,  $m'=8 (kg/m^2)$
- 4 STIROPOR EPS F (prema HRN EN 13163),  $d=10(cm)$ ,  $\lambda=0,039 (W/mK)$ ,  $r=4 (m)$ ,  $m'=1,5 (kg/m^2)$
- 5 Građevinsko ljepilo,  $d=0,5(cm)$ ,  $\lambda=1 (W/mK)$ ,  $r=0,25 (m)$ ,  $m'=8 (kg/m^2)$
- 6 Plemenita fasadna žbuka,  $d=0,3(cm)$ ,  $\lambda=0,7 (W/mK)$ ,  $r=0,045 (m)$ ,  $m'=5,55 (kg/m^2)$

Slika 2.7. Popis građevnih dijelova zgrade „Kuća palme“ [5]

Kako su podaci o sunčevom ozračenju dobiveni satnom metodom, isto tako je proračun potrebne energije za grijanje i hlađenje prostora zgrade napravljen koristeći satnu metodu [4]. Važni podaci s kojima se započeo proračun su prikazani u tablici 2.1., a na dijagramu na slici 2.8. su prikazani rezultati potrebne energije za grijanje i hlađenje prostora prema HRN EN ISO 13790.

**Tablica 2.1. Ulazni podaci za Algoritam HRN EN ISO 13790[4]**

$A_f$	bruto podna površina	786,7	m <sup>2</sup>
$A_k$	korisna površina	834,3	m <sup>2</sup>
$V$	neto volumen	2085,8	m <sup>3</sup>
$V_e$	volumen grijanog prostora	2607,3	m <sup>3</sup>
$f$	udio ploštine prozora	0,84	-
$\vartheta_{int}$	unutarnja proračunska temperatura sezona grijanja	20,0	°C
	unutarnja proračunska temperatura sezona hlađenja	26,0	°C
$q_{spec}$	specifični unutrašnji dobici	6,0	W/m <sup>2</sup>
$n$	broj izmjena zraka	0,98	1/h
$C_m$	efektivni toplinski kapacitet grijanog dijela zgrade	129,8	MJ/K



**Slika 2.8. Rezultati potrebne energije za grijanje i hlađenje zgrade „Kuća palme“**



## 2.4. Proračun potrebne energije za pripremu PTV-a prema HRN EN 15316-3-1:2008 [6]

Potreba PTV-a je dobivena prateći proračun za nestambene zgrade prema HRN EN 15316-3-1:2008 [6] a ona se dobije pomoću izraza:

$$Q_W = 4,182 \cdot V_{W,f,day} \cdot f \cdot (\theta_{W,del} - \theta_{W,0}) \cdot d / 3600, \quad [\text{kWh}] \quad (2.8.)$$

$V_{W,f,day}$  -dnevna potrošnja PTV-a po jedinici pri temperaturi  $\theta_{W,del}$  [lit/f/dan]

$f$  -broj jedinica (kreveta) [-]

$\theta_{W,del} = 45^\circ\text{C}$  -temperatura PTV-a

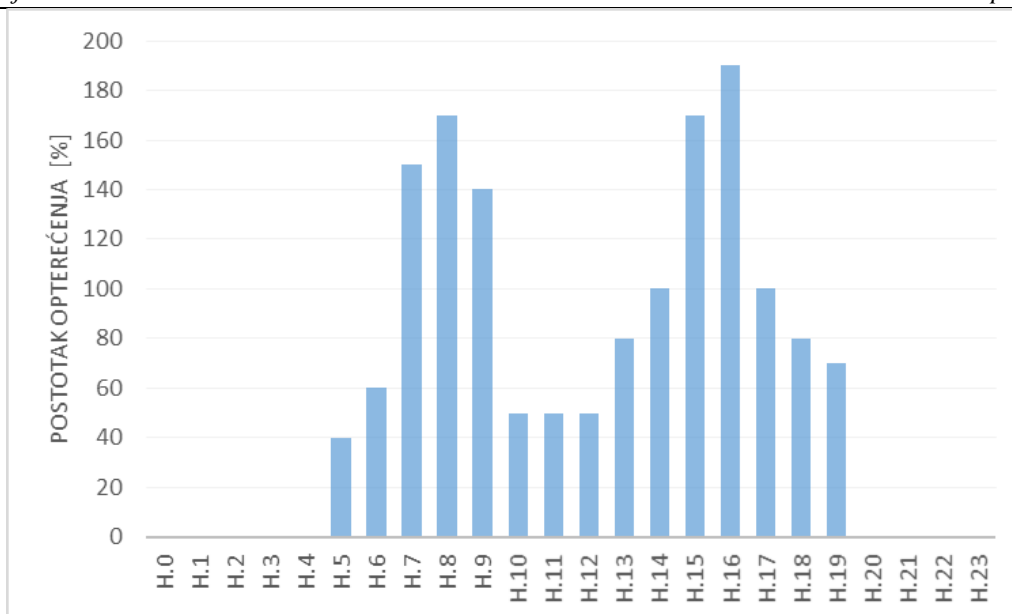
$\theta_{W,0} = 13,5^\circ\text{C}$  -temperatura svježje vode

$d = 1$  -broj dana u promatranom periodu [-]

**Tablica 2.2. Odabir dnevne potrošnje PTV-a prema vrsti aktivnosti [6]**

Vrsta aktivnosti	$V_{W,f,day}$ [lit/jedinici/dan]	$f$ [-]
Hotel, 1-zvjezdica, bez praonice rublja	56	Broj kreveta
Hotel, 1-zvjezdica, s praonicom rublja	70	Broj kreveta
Hotel, 2-zvjezdice, bez praonice rublja	76	Broj kreveta
Hotel, 2-zvjezdice, s praonicom rublja	90	Broj kreveta
Hotel, 3-zvjezdice, bez praonice rublja	97	Broj kreveta
Hotel, 3-zvjezdice, s praonicom rublja	111	Broj kreveta
Hotel, 4-zvjezdice, bez praonice rublja	118	Broj kreveta
Hotel, 4-zvjezdice, s praonicom rublja	132	Broj kreveta
Spotski objekti	101	Broj tuševa
Skladištenje	Potrošnja PTV-a se ne uzima u obzir	
Industrija		
Transport		
Ostalo		

Odabrana zgrada je promatrana kao hotel s 3-zvjezdice s praonicom rublja, stoga  $V_{W,f,day} = 111$  L/f/dan. Zgrada ima 20 kreveta ( $f = 20$ ). S odabranim vrijednostima je dobivena dnevna energetska potreba za PTV-om koja iznosi  $Q_W = 80,5$  kWh/dan. Potrošnja PTV-a nije konstantna kroz cijeli dan, stoga je pretpostavljen profil korištenja PTV-a kroz cijeli dan na način da ukupna energetska potrošnja PTV-a iznosi 80,5 kWh. Na slici 2.9. je prikazan profil potrošnje PTV-a na kojem se vidi pretpostavka od maksimalne potrošnje PTV-a tijekom jutarnjih sati od 7 do 9 h i tijekom popodneva od 15 do 16 h, kao i manja potrošnja PTV-a od nazivne vrijednosti kroz ostale sate.



Slika 2.9. Profil potrošnje PTV-a

## 2.5. Efikasnost kolektora

Efikasnost kolektora je jedan od presudnih parametara koji imaju velik utjecaj na rad cijelog sustava. Podatke o efikasnosti kolektora proizvođači daju u sklopu izvješća o ispitivanju kolektora obavljenom od strane akreditiranog laboratorija. Efikasnost kolektora je definirana kao udio sunčeve toplinske energije predane vodi i energije upadnog sunčevog zračenja  $G_{\text{sun}}$  na plohu kolektora površine  $A_k$ .

$$\eta_{kol} = \frac{P_{kol}}{G_{\text{sun}} \cdot A_{kol}}, \quad [-] \quad (2.9.)$$

Efikasnost kolektora se najčešće prikazuje kao polinom koji iskazuje ovisnost o razlici srednje temperature radnog fluida  $\vartheta_{f, sr}$  u kolektoru i temperature vanjskog zraka  $\vartheta_e$  te upadnom sunčevom ozračenju  $G_{\text{sun}}$  na ravninu kolektora:

$$\eta_{kol} = \eta_0 - a_1 \frac{(\vartheta_{f, sr} - \vartheta_e)}{G_{\text{sun}}} - a_2 \frac{(\vartheta_{f, sr} - \vartheta_e)^2}{G_{\text{sun}}}, \quad [-] \quad (2.10.)$$

Koeficijenti polinoma  $\eta_0$ ,  $a_1$ ,  $a_2$  su isporučeni od strane proizvođača. Za simulaciju kako je već prije navedeno koriste se pločasti i vakuumski kolektori proizvođača Valliant (slika 2.10.), a u tablici 2.3. su navedeni koeficijenti polinoma. Iz njihovih vrijednosti se može odmah zaključiti da onoga trenutka kada je srednja temperatura fluida jednaka vanjskoj temperaturi, tj. kada nema toplinskih gubitaka kolektora, pločasti kolektor će imati veću efikasnost od vakuumskih. To je jedan specifičan slučaj, ali u većini slučajeva postoji konačna razlika između srednje temperature fluida i vanjske temperature te kako se povećava ta razlika toplinski gubici

rasu puno brže na pločastim nego gubici na vakuumskim kolektorima, čime je posljedično nagib funkcije efikasnosti pločastih kolektora veći od vakumskog nagiba funkcije efikasnosti. Iz tog razloga kada se promatraju adsorpcijski rashladni sustavi koji mogu raditi na nižim temperaturama (45-60°C), pločasti kolektori će biti ekonomski isplativiji i energetski također promatrano do određene temperaturne razlike. Adsorpcijski rashladni uređaji rade na višim temperaturama (75-90°C) te se za njih odabiru vakuumski kolektori zbog velikih temperaturnih razlika srednje temperature fluida i vanjskog zraka, dok pločasti kolektori teško rade pri takvim uvjetima jer imaju malu ili gotovo zanemarivu efikasnost. U sljedećim poglavljima će biti napravljena detaljna energetska i ekonomska analiza koja će biti potkrijepljena točnim iznosima.

**Tablica 2.3. Koeficijenti polinoma efikasnosti [7]**

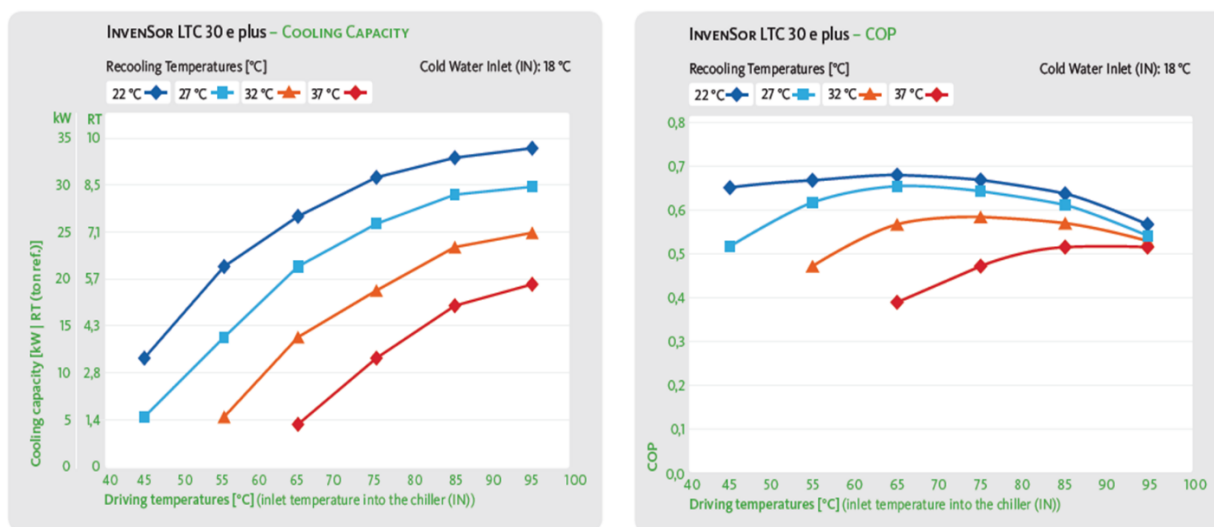
	Pločasti kolektor	Vakuumskikolektor	
	auroTHERM VFK 145 V	auroTHERM exclusiv VTK 1140/2	
$\eta_0$	0,791	0,642	-
$a_1$	2,410	0,885	W/m <sup>2</sup> K
$a_2$	0,049	0,001	W/m <sup>2</sup> K <sup>2</sup>



**Slika 2.10. Lijevo – pločasti kolektori auroTHERM VFK 145 V,  
Desno – vakuumski kolektori auroTHERM exclusiv VTK 1140/2**

## 2.6. Adsorpcijski rashladni uređaj [8]

Odabran je adsorpcijski rashladni uređaj LTC 30 e plus proizvođača InvenSor. Uređaj kao adsorbent koristi zeolit i raspolaže rashladnim snagom u rasponu od 10 do 35 kW. Na dijagramima na slici 2.11. je prikazana efikasnost i rashladna snaga uređaja LTC 30 e plus u ovisnosti o ulaznoj temperaturi ogrjevne, što će unutar simulacije predstavljati temperaturu spremnika, i ulaznoj temperaturi rashladne vode.



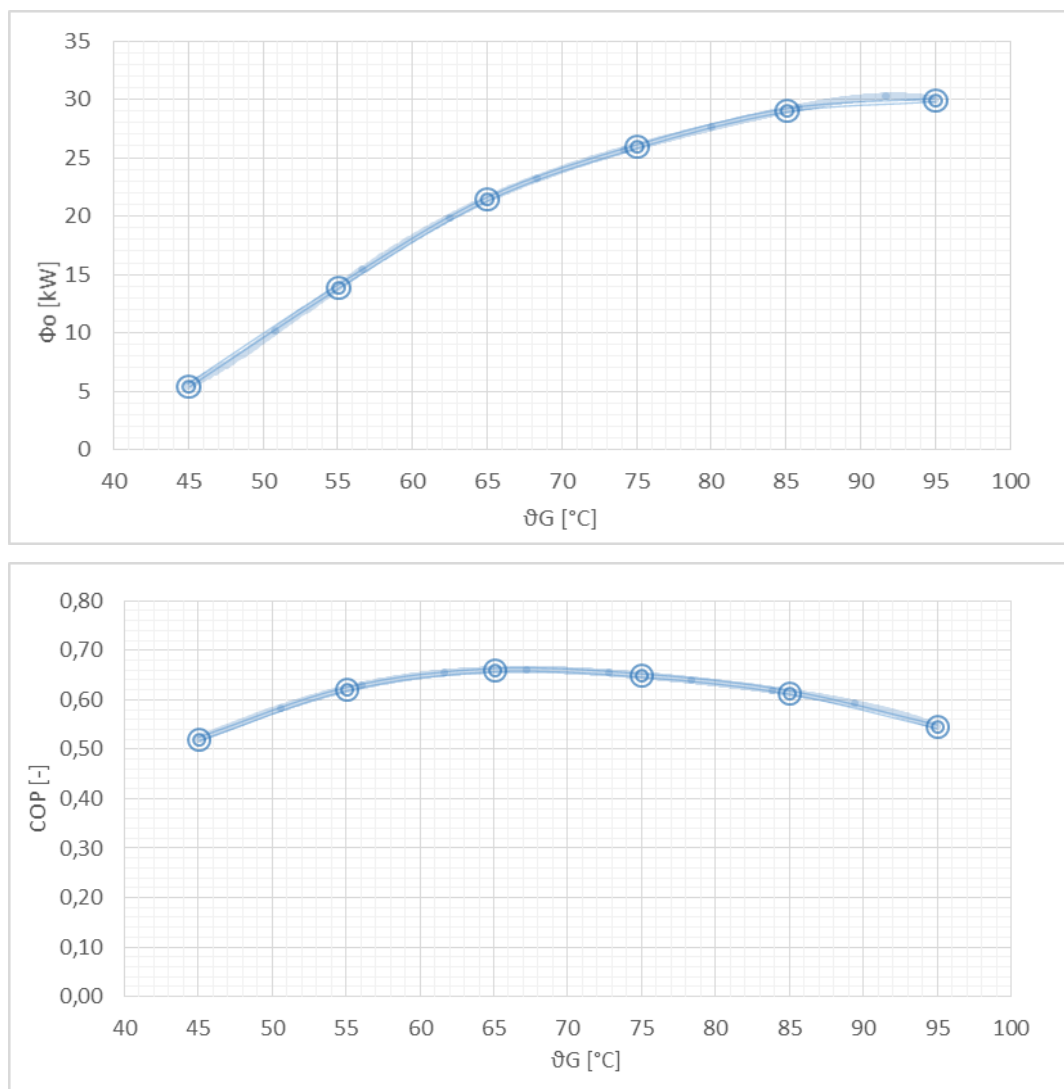
**Slika 2.11. Rashladna snaga i efikasnost LTC-a 30 plus e u ovisnosti o temperaturi ogrjevne vode i temperaturi rashladne vode[8]**

Za grad Split je pretpostavljeno da je moguće u svakom trenutku osigurati, pomoću rashladnog tornja, ulaznu temperaturu rashladne vode od 27°C, koja će se održavati konstantnom tijekom cijele simulacije. Ako je ulazna temperatura rashladne vode konstantna i iznosi 27°C, onda rashladni učin i COP ovise isključivo o ulaznoj temperaturi ogrjevne vode  $\vartheta_G$  što je prikazano na dijagramima na slici 2.12. Dijagrami su dobiveni prepisivanjem točaka sa slike 2.11., a zatim su u MS Excelu dobivene funkcije u obliku polinoma petog reda

$$\phi_o(\vartheta_G) = -0,000000516157309945336\vartheta_G^5 + 0,000183328011444769\vartheta_G^4 - 0,0256391666824667\vartheta_G^3 + 1,75308425758963\vartheta_G^2 - 1,75308425758963\vartheta_G + 29,931401775138, \quad [\text{kW}] \quad (2.11.)$$

$$COP(\vartheta_G) = -0,00000000440126004326753\vartheta_G^5 + 0,00000148888631628448\vartheta_G^4 - 0,000195683283538747\vartheta_G^3 + 0,0122471005253915\vartheta_G^2 - 0,353668854927031\vartheta_G + 4,17344792869071, \quad [-] \quad (2.12.)$$

koje se koriste unutar simulacija solarnog sustava i predstavljaju adsorpcijski rashladni uređaj.



**Slika 2.12. Rashladna snaga i efikasnost LTC-a 30 plus e u ovisnosti o temperaturi ogrjevne vode**

Maksimum funkcije (2.12.) iznosi  $COP = 0,66$  koji se postiže pri optimalnoj temperaturi ogrjevne vode od  $\theta_G = 66,85^\circ\text{C}$ . Na toj temperaturi uređaj LTC 30 plus e će biti najučinkovitiji, tj. omjer dobivenog rashladnog učina u odnosu na uloženu ogrjevnu energiju iz toplog spremnika će biti najveći. Uređaj funkcionira i pri temperaturama do  $45^\circ\text{C}$ , ali s manjim COP. Dobra karakteristika uređaja je mala promjena COP-a preko cijelog temperaturnog režima rada, gdje COP varira od minimalnih 52% do maksimalnih 66%.

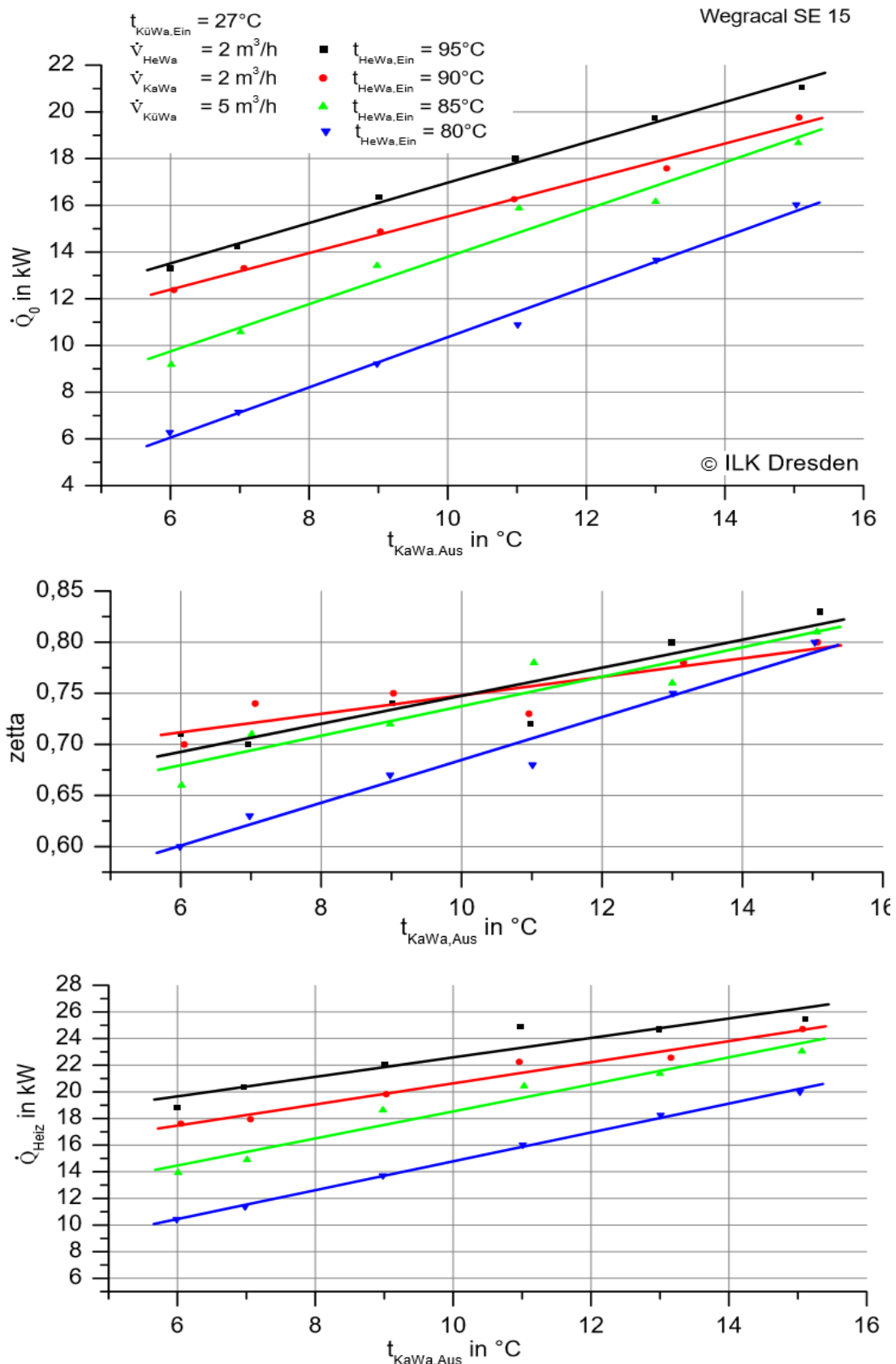
LTC 30 plus e je relativno malih dimenzija 1,56x1,845x0,8 m i teži 1200 kg, a izgledom je prikazan na slici 2.13.



**Slika 2.13. LTC-a 30 plus e [8]**

## **2.7. Apsorpcijski rashladi uređaj [9]**

Odabran je apsorpcijski rashladni uređaj Wegracal 15 proizvođača EAW. Uređaj koristi radni medij LiBr/H<sub>2</sub>O i raspolaže rashladnom snagom u rasponu od 6 do 20 kW. Snaga uređaja nije dovoljna za toplinsko opterećenje nametnuto građevinom „Kuća Palme“, pa će se koristiti dva apsorpcijska rashladna uređaja Wegracal 15. Proizvođač EAW ima na raspolaganju uređaj veće rashladne snage kao što je Wegracal 30 koji raspolaže rashladnom snagom u rasponu od 21 do 35 kW, ali zbog nedostatka podataka je odabran Wegracal 15. Na dijagramima na slici 2.14. je prikazana potrebna ogrjevna energija, učinkovitost i rashladni učin uređaja Wegracal 15 u ovisnosti o izlaznoj temperaturi hladne vode i ulaznoj temperaturi ogrjevne vode  $\vartheta_G$ .



**Slika 2.14.** Potrebna ogrjevna snaga, učinkovitost i rashladna snaga Wegracal 15 u ovisnosti o izlaznoj temperaturi hladne vode i temperaturi ogrjevnice vode [9]



Kao i u prethodnom poglavlju pretpostavljeno je da je moguće u svakom trenutku osigurati, pomoću rashladnog tornja, ulaznu temperaturu rashladne vode od 27°C, koja će se održavati konstantnom tijekom cijele simulacije.

Sljedeća pretpostavka je kako će rashladni apsorpcijski uređaj u svakom trenutku rashladiti izlaznu temperaturu hladne vode na 9°C.

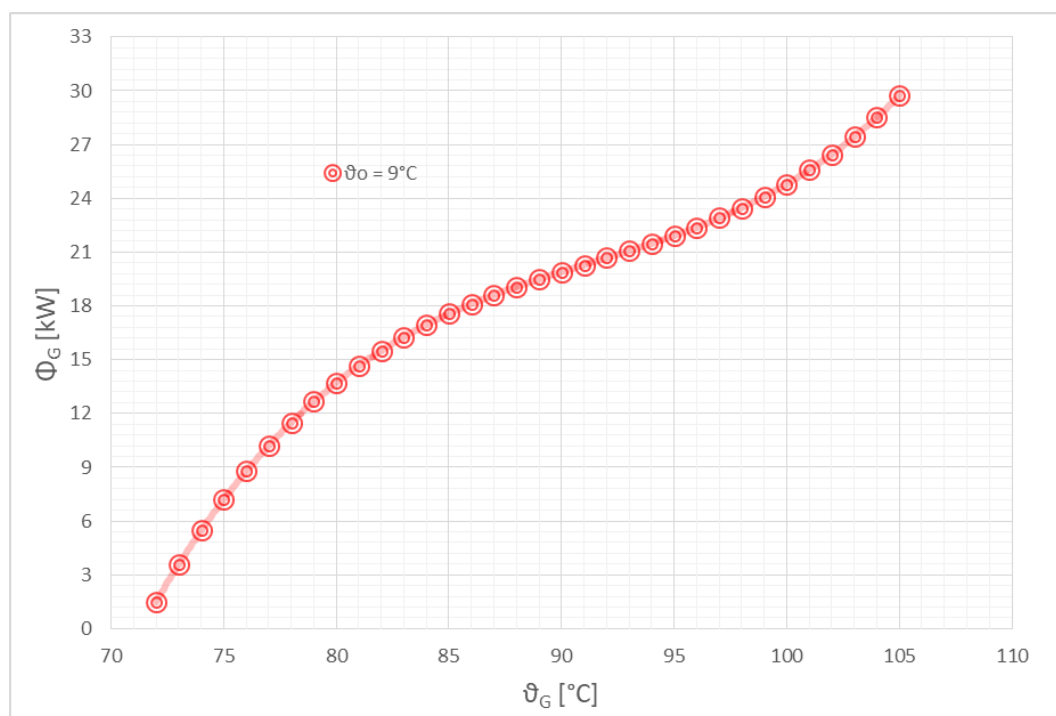
Uz prethodno navedene dvije pretpostavke moguće je dobiti funkcije rashladnog apsorpcijskog uređaja koje opisuju ogrjevnu snagu, rashladnu snagu i COP uređaja isključivo u ovisnosti o ulaznoj temperaturi ogrjevne vode  $\vartheta_G$  što je prikazano na dijagramima na slici 2.15. Dijagrami su dobiveni prepisivanjem točaka koje sijeku prikazani pravci na različitim temperaturama ogrjevne vode s okomitim pravcem koji prolazi kroz apscisu na izlaznoj temperaturi hladne vode pri 9°C. Zatim su u MS Excelu dobivene funkcije u obliku polinoma trećeg reda

$$\phi_o(\vartheta_G) = 0,00126891893135506\vartheta_G^3 - 0,354913483019796\vartheta_G^2 + 33,3479180887259\vartheta_G - 1036,79551061037, \quad [\text{kW}] \quad (2.13.)$$

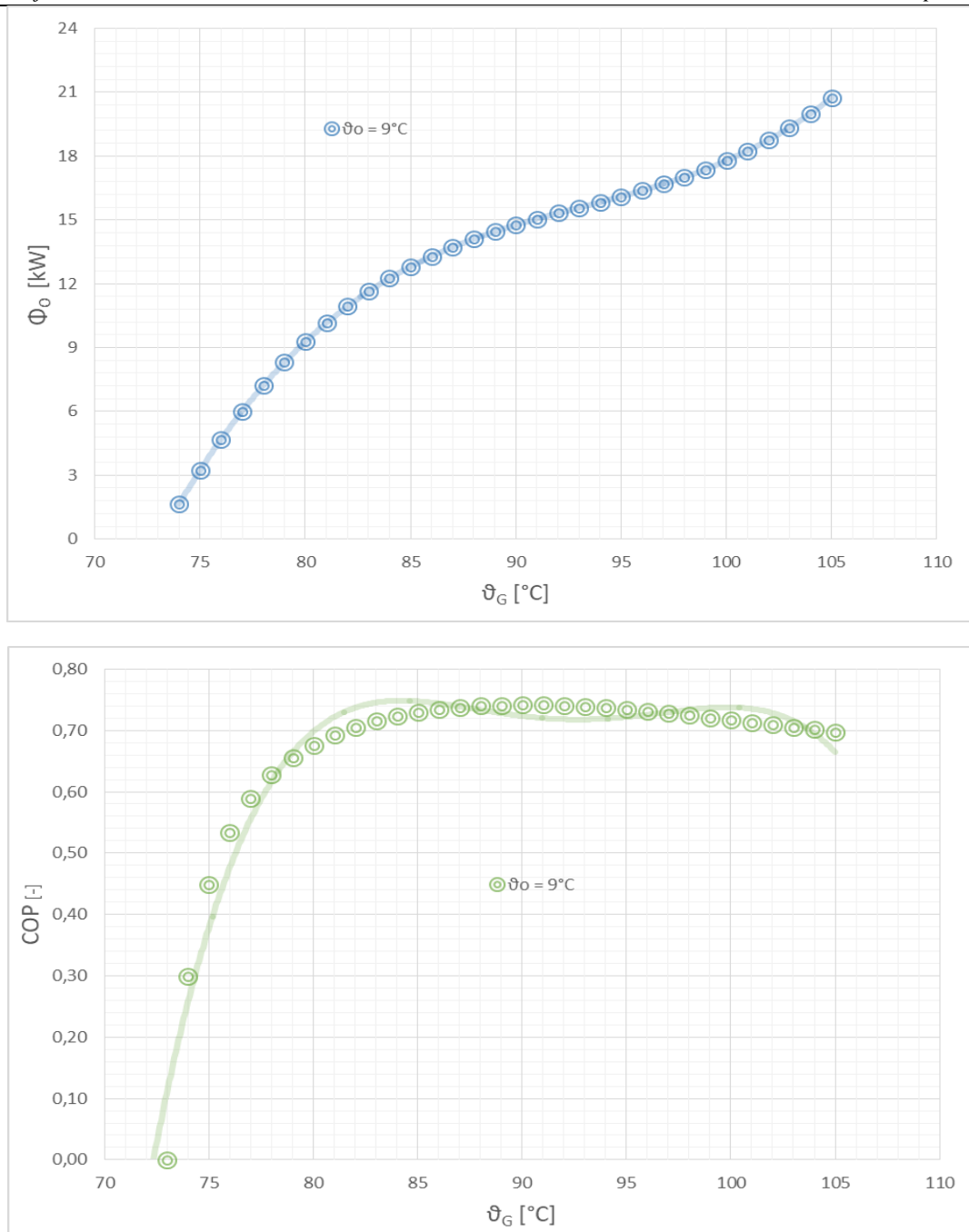
$$\phi_G(\vartheta_G) = 0,00157269460136\vartheta_G^3 - 0,431009185528286\vartheta_G^2 + 39,7620235111094\vartheta_G - 1214,00185089162, \quad [\text{kW}] \quad (2.14.)$$

$$COP(\vartheta_G) = \frac{\phi_o(\vartheta_G)}{\phi_G(\vartheta_G)}, \quad [-] \quad (2.15.)$$

koje se koriste unutar simulacija solarnog sustava i predstavljaju apsorpcijski rashladni uređaj.







**Slika 2.15. Potrebna ogrjevna snaga, rashladna snaga i efikasnost Wegracal 15 u ovisnosti o temperaturi ogrjevne vode**

Maksimum funkcije (2.15.) iznosi  $COP = 0,742$  koji se postiže pri optimalnoj temperaturi ogrjevne vode od  $\vartheta_G = 90,2^\circ\text{C}$ . Na toj temperaturi uređaj Wegracal 15 će biti najučinkovitiji, tj. omjer dobivenog rashladnog učina u odnosu na uloženu ogrjevnu energiju iz toplog spremnika će biti najveći. Uređaj ne proizvodi rashladnu snagu pri temperaturama ogrjevne vode nižim od  $73,06^\circ\text{C}$  što predstavlja problem ako se upotrebljavaju pločasti

kolektori jer im efikasnost drastično pada porastom ogrjevne temperature. Nakon što se postigne ulazna temperatura ogrjevne vode veća od 80°C, COP apsorpcijskog uređaja ima minimalne promjene sve od 67% do maksimalnih 74,2%. .Apsorpcijski uređaj ima veći COP od adsorpcijskog uređaja što znači da uz istu uloženu ogrjevnu energiju će proizvesti više rashladnog učina, ali zbog svojeg temperaturnog režima (75-90°C) predstavlja probleme pločastim kolektorima zbog previsoke radne temperature. Iz tog razloga energetske promatrano bi apsorpcijski rashladni uređaj trebao biti spojen s vakuumskim kolektorima, ali zbog izrazito visoke cijene vakuumskih kolektora naspram pločastih, takav spoj nije isplativ. Više o periodu povrata investicije će biti objašnjeno u poglavlju 4.2.

Wegracal 15 je relativno malih dimenzija 1,75x0,82x1,75 m i teži 1630 kg, a izgledom je prikazan na slici 2.16.



**Slika 2.16. Wegracal 15 [9]**

## 2.8. Simulacija solarnog sustava

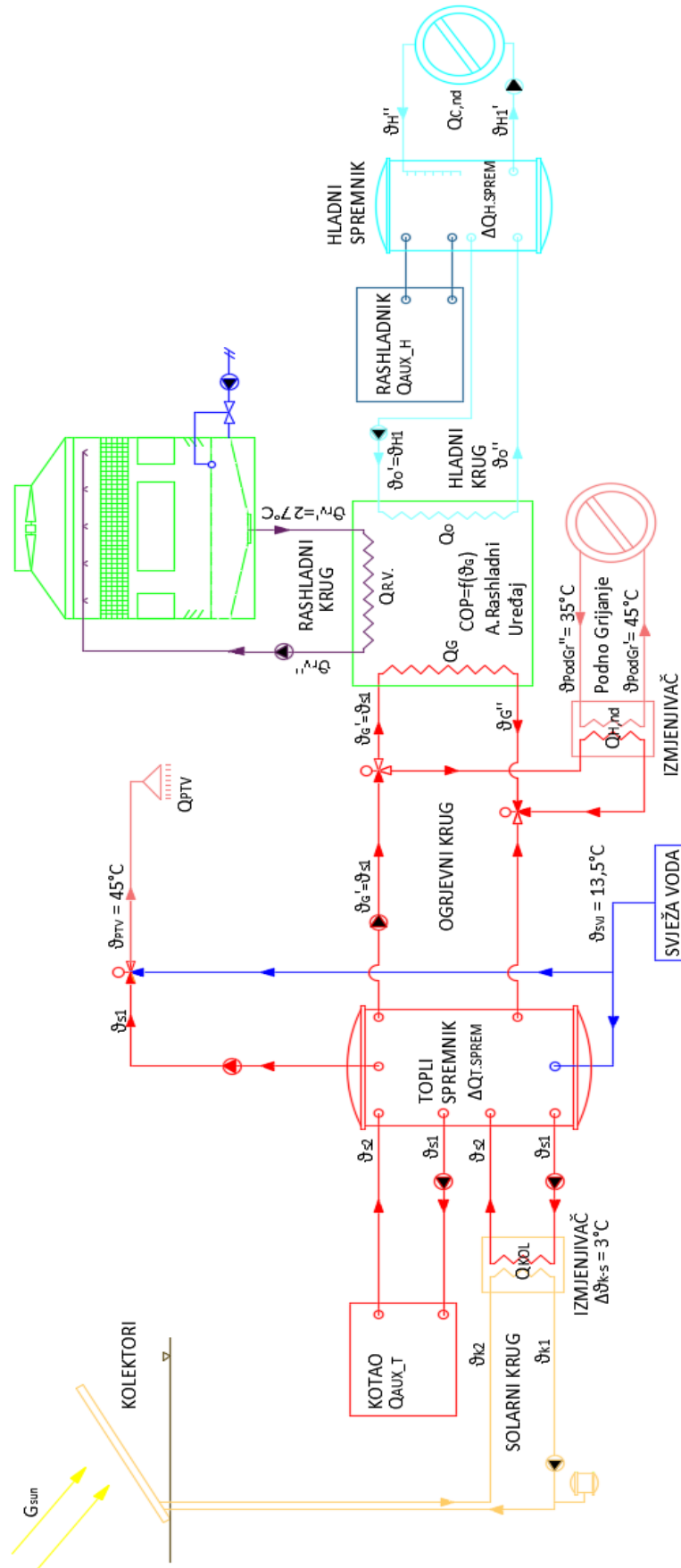
U prethodnim poglavljima od 2.1. do 2.7. su objašnjeni svi ulazni podaci pripremljeni za pokretanje simulacije (sunčevo ozračenje na nagnutu plohu, efikasnost kolektora, efikasnost rashladnog uređaja i dr.). Simulacija će se voditi kroz sezonu hlađenja koja traje od travnja do listopada (slika 2.8.) i kroz cijelu sezonu, što će predstavljati male promjene u matematičkom modelu simulacije (optimalni nagib kolektora, toplinsko opterećenje, dodatni toplinski izvor u toplom spremniku).

Jednostavna shema solarnog sustava je prikazana na slici 2.17. te će se u sljedećim potpoglavljima prikazati iskorištene jednadžbe zasebno za svaki krug:

- Solarni krug
- Ogrjevni krug
- Hladni krug

Poveznicu između ogrjevnog, rashladnog i hladnog kruga predstavljaju funkcije adsorpcijskog ili apsorpcijskog rashladnog uređaja (jednadžbe od (2.11.) do (2.15)) koje ovise isključivo o ulaznoj temperaturi ogrjevne vode koja je u jednakosti s temperaturom toplog spremnika  $\vartheta_{s1}$ .

Simulacija za vrijeme sezone hlađenja neće sadržavati drugi izmjenjivač, preko kojeg se predaje toplinska energija za zadovoljavanje potrebe grijanja  $Q_{H,nd-a}$ , dok za vrijeme sezone grijanja zbog relativno male potrebe za toplinskom energijom u odnosu na korisnu površinu građevine je predviđen dodatni sustav podnog grijanja. Predviđeno je podno grijanje koje grije prostor pri temperaturnom režimu radnog medija 35/45°C, što je važno jer taj temperaturni razred mogu zadovoljiti toplinski spremnici koji rade s oba rashladna uređaja (adsorpcijski rashladni uređaj  $\vartheta_s=45-60^\circ\text{C}$  i apsorpcijski rashladni uređaj  $\vartheta_s=73-90^\circ\text{C}$ ).



Slika 2.17. Shema solarnog toplinskog sustava (STS)

### 2.8.1. Solarni krug

Glavne komponente solarnog kruga su kolektori i izmjenjivač topline koji spaja solarni krug s ogrjevnim krugom. Svakih 10 kolektora se spaja u seriju, gdje se kao takvi zatim spajaju paralelno. Površina kolektora se određuje izrazom:

$$A_k = n \cdot A_k^*, \quad [\text{m}^2] \quad (2.16.)$$

$$n \quad - \text{ broj kolektora} \quad [\text{m}^2]$$

$$A_k^* \quad - \text{ korisna površina kolektora} \quad [\text{m}^2]$$

$$- \text{ pločasti kolektori} \quad A_k^* = 2,35 \text{m}^2 [7]$$

$$- \text{ vakuumski kolektori} \quad A_k^* = 2,00 \text{m}^2 [7]$$

Prikupljena sunčeva energija na kolektorima je određena jednadžbama (2.3.), (2.10.) i (2.16)

$$Q_{kol} = I_T \cdot A_k \cdot \eta_{kol}, \quad [\text{kWh}] \quad (2.17.)$$

Uz poznatu prikupljenu toplinsku energiju na kolektorima, pretpostavkom da je maseni protok radne tvari (vode) u cijevnom razvodu solarnog kruga  $q_{m,kol} = 0,02 \text{ kg/s}$  i već navedenom broju kolektora u seriji  $n_{kol\_serija} = 10$ , dobiva se temperaturna razlika radnog medija prolaskom kroz seriju kolektora

$$\Delta\vartheta_{kol} = \frac{Q_{kol}}{q_{m,kol} \cdot n_{kol\_serija} \cdot c_w} = \vartheta_{k2} - \vartheta_{k1}, \quad [^\circ\text{C}] \quad (2.18.)$$

Izmjenjivač topline koji spaja solarni krug s ogrjevnim ne radi savršeno te postoji pretpostavka da je temperatura radnog medija  $\vartheta_{k1}$  koji ulazi u kolektor, odnosno izlazi iz izmjenjivača uvećana za  $3^\circ\text{C}$  od temperature toplog spremnika na početku sata  $\vartheta_{s1}$ :

$$\Delta\vartheta_{izmj} = 3^\circ\text{C} = \vartheta_{s1} - \vartheta_{k1}, \quad [^\circ\text{C}] \quad (2.19.)$$

Zatim je potrebno izračunati srednju temperaturu radnog medija solarnog kruga

$$\vartheta_{fL,sr} = \vartheta_{k1} + 0,5\Delta\vartheta_{kol}, \quad [^\circ\text{C}] \quad (2.20.)$$

jer je ta veličina potrebna za iterativni izračun efikasnosti kolektora (2.10.).

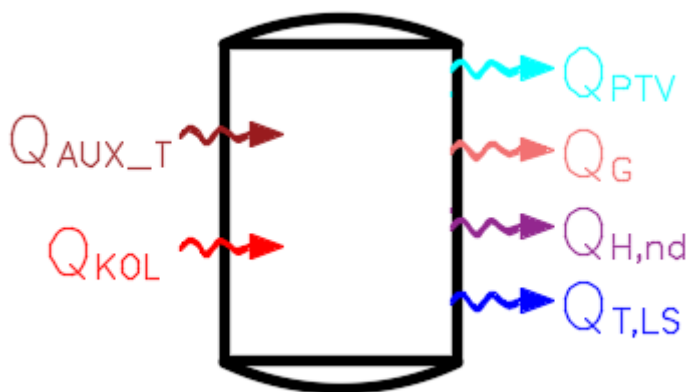
### 2.8.2. Ogrjevni krug

Glavne komponente ogrjevnog kruga su topli spremnik, izmjenjivač topline koji spaja solarni krug s ogrjevnim krugom, izmjenjivač topline koji spaja razvod podnog grijanja s ogrjevnim krugom, pomoćni izvor topline (kotao) i ogrjevna strana rashladnog uređaja.

Na slici 2.18. prikazana je energetska bilanca toplog spremnika gdje pozitivni predznak dobivaju topline koje prolaze kroz granicu sustava toplog spremnika kao što su toplina prikupljena na kolektorima  $Q_{kol}$  i toplina pomoćnog izvora energije  $Q_{AUX\_T}$ , dok negativni predznak dobivaju topline koje izlaze van granica sustava kao što su toplina potrebna za pripremu potrošne tople vode  $Q_{PTV}$ , ogrjevna toplina predana rashladnom uređaju  $Q_G$ , toplina potrebna za grijanje prostora  $Q_{H,nd}$  i toplinski gubici toplog spremnika  $Q_{t,ls}$ .

$$\Delta Q_{T.sprem} = \eta_{sus} Q_{kol} - Q_{PTV} + Q_{AUX\_T} - Q_{t,ls} - Q_G - Q_{H,nd}, \quad [\text{kWh}] \quad (2.21.)$$

$\eta_{sus} = 0,95$  -efikasnost sustava koja uzima u obzir gubitke cjevovoda i izmjenjivača



**Slika 2.18. Energetska bilanca toplog spremnika**

Potreba toplinske energije za pripremu potrošne tople vode je prikazana u poglavlju 2.4. koja na dnevnoj razini iznosi 80,5 kWh/dan. Pošto je simulacija rađena prema satnom koraku i pretpostavljeno je dnevno opterećenje potrebe PTV-a  $\varphi_{opt}$  (slika 2.8.), na satnoj razini formula se mijenja

$$Q_{PTV,h} = \frac{Q_{PTV,dan}}{24} \cdot \varphi_{opt}, \quad [\text{kWh}] \quad (2.22.)$$

Matematički princip pomoćnog izvora topline se temelji na toplinskoj potrebi za pripremu PTV-a. Nominalni maseni protok je onaj protok za koji se iskoristi potrebna toplina u iznosu  $Q_{PTV,h}$  za zagrijavanje svježije vode  $\vartheta_{svj} = 13,5^{\circ}\text{C}$  na  $\vartheta_{PTV} = 45^{\circ}\text{C}$ .

$$q_{m,PTV,NOM} = \frac{Q_{PTV,h}}{c_w \cdot (\vartheta_{PTV} - \vartheta_{svj})}, \quad [\text{kg/h}] \quad (2.23.)$$

Pošto je temperatura toplog spremnika  $\vartheta_{s1}$  promjenjiva i može biti manja ili veća od  $\vartheta_{PTV}$ , neće u svakom trenutku maseni protok PTV-a biti jednak nominalnom što se vidi iz jednadžbe (2.24.).

$$q_{m,PTV,stv} = q_{m,PTV,NOM} \frac{\vartheta_{PTV} - \vartheta_{svj}}{\vartheta_{s1} - \vartheta_{svj}}, \quad [\text{kg/h}] \quad (2.24.)$$

U slučaju da je  $\vartheta_{s1} > \vartheta_{PTV}$ , stvarni maseni protok  $q_{m,PTV,stv} < q_{m,PTV,NOM}$ , što znači da je potreban manji maseni protok vode iz toplog spremnika koji se miješa sa svježom vodom u svrhu postizanja temperature  $\vartheta_{PTV} = 45^{\circ}\text{C}$ . U tom slučaju pomoćni izvor energije ne radi i iznosi  $Q_{AUX,T} = 0$  kWh za promatrani sat.

U slučaju da je  $\vartheta_{s1} < \vartheta_{PTV}$ , stvarni maseni protok  $q_{m,PTV,stv} > q_{m,PTV,NOM}$ , što znači da je potreban veći maseni protok iz toplog spremnika kako bi se predala ista količina energije u iznosu  $Q_{PTV,h}$ . U tom slučaju se pali pomoćni izvor energije i iznosi

$$Q_{AUX,T} = q_{m,PTV,NOM} \cdot c_w \cdot (\vartheta_{PTV} - \vartheta_{s1})t, \quad [\text{kWh}] \quad (2.25.)$$

$t = 1$  h - vremenski korak

Toplinski gubici toplog spremnika su proračunati pomoću koeficijenta  $H_{ls} = 11,1$  W/K preuzetog iz [2], a jednadžba predstavlja toplinu toplog spremnika predanu prostoriji temperature  $\vartheta_{int}$  u kojoj se nalazi.

$$Q_{T,ls} = H_{ls} \cdot (\vartheta_{s,sr} - \vartheta_{int})t, \quad [\text{kWh}] \quad (2.26.)$$

$t = 1$  h - vremenski korak

Toplina predana rashladnom uređaju  $Q_G$  je određena jednadžbama (2.11.) do (2.15.) iterativnim postupkom. Jednadžbe (2.11.) do (2.15.) ovise o ulaznoj ogrjevnoj temperaturi  $\vartheta_G = \vartheta_{s1}$ , koja se iterativno određuje sve dok se ne postigne stacionarno stanje unutar toplog spremnika.

Tijekom sezone hlađenja se ne uzima u obzir potreba toplinske energije za grijanje prostora te je  $Q_{H,nd} = 0$ , dok je treba uzeti u obzir prilikom razmatranja cijele sezone. U tom slučaju je potrebno ojačati pomoćni izvor topline  $Q_{AUX,T}$  po istom principu kao što je napravljen za PTV. Proračun će zadržati isti oblik jednadžbi od (2.22.) do (2.25.), a analogni će biti sljedeći članovi:

- $Q_{PTV,h} = Q_{H,nd,h}$ ,
- $\vartheta_{PTV} = \vartheta_{PodGr} = 50^{\circ}\text{C}$
- $q_{m,PTV,NOM} = q_{m,PodGr,NOM}$
- $q_{m,PTV,stv} = q_{m,PodGr,stv}$

U tom slučaju će pomoćni izvor energije za potrebe PTV-a biti označen  $Q_{AUX,T1}$ , a pomoćni izvor energije za potrebe grijanja prostora  $Q_{AUX,T2}$ . 3 su uvjeta u kojima se pali ili gasi pomoćni izvor topline a to su:

- Ako je  $\vartheta_{s1} < \vartheta_{PTV} = 45^{\circ}\text{C}$ , onda je  $Q_{AUX,T} = Q_{AUX,T1} + Q_{AUX,T2}$
- Ako je  $\vartheta_{s1} < \vartheta_{PodGr} = 50^{\circ}\text{C}$ , onda je  $Q_{AUX,T} = Q_{AUX,T2}$
- Ako je  $\vartheta_{s1} > \vartheta_{PodGr} = 50^{\circ}\text{C}$ , onda je  $Q_{AUX,T} = 0$

Potrebno je također odrediti volumen toplog spremnika  $V_{T.sprem}$  kako bi se promjenom izraza jednadžbe (2.21.) dobila temperaturna razlika spremnika temperature na početku  $\vartheta_{s1}$  i kraju sata  $\vartheta_{s2}$ .

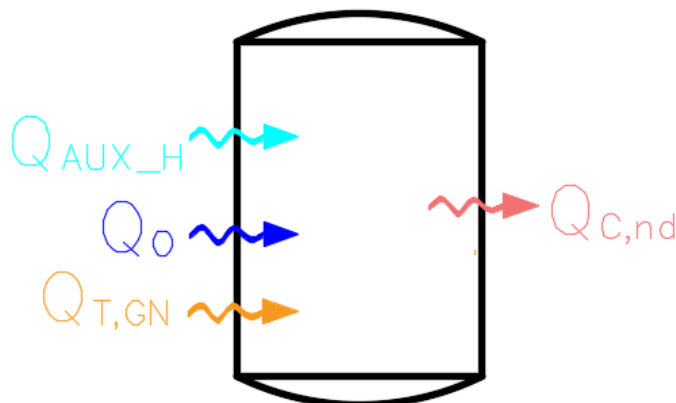
$$\Delta\vartheta_{T.sprem} = \frac{\Delta Q_{T.sprem}}{\rho \cdot V_{T.sprem} \cdot c_w} = \vartheta_{s2} - \vartheta_{s1}, \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (2.27.)$$

### 2.8.3. Hladni krug

Glavne komponente hladnog kruga su hladni spremnik, hladna strana rashladnog uređaja i rashladnik. Na slici 2.19. prikazana je energetska bilanca hladnog spremnika, gdje u jednadžbi (2.28.) rashladne energije koje ulaze kroz granicu sustava poprimaju pozitivni predznak kao energija pomoćnog rashladnog izvora  $Q_{AUX,H}$ , predana rashladna energija rashladnog uređaja  $Q_o$  i toplinski dobici hladnog spremnika, dok negativan predznak ima rashladna energija odvedena kroz granicu sustava hladnog spremnika, a to je potrebna energija za hlađenje prostora  $Q_{C,nd}$ .

$$\Delta Q_{H.sprem} = Q_o + Q_{AUX,H} + Q_{gn} - Q_{C,nd}, \quad [\text{kWh}] \quad (2.28.)$$





**Slika 2.19. Energetska bilanca hladnog spremnika**

Energija pomoćnog rashladnog izvora  $Q_{AUX,H}$  je oblikovana jednadžbom (2.29.)

$$Q_{AUX,H} = (Q_o - Q_{C,nd}), \quad [\text{kWh}] \quad (2.29.)$$

Pomoćni rashladni izvor  $Q_{AUX,H}$  unutar simulacije može davati pozitivne i negativne vrijednosti. Negativne vrijednosti se interpretiraju kao rashladna energija predana hladnom spremniku od strane rashladnika. Pozitivne vrijednosti pomoćnog rashladnog izvora  $Q_{AUX,H}$  se dobivaju kada je rashladni sustav predimenzioniran i potrebno je izbaciti taj isti iznos proizvedenog rashladnog učina izvan rashladnog sustava. Bačena rashladna energija je neizbježna za ovako koncipiran rashladni sustav.

Rashladni učin rashladnog uređaja  $Q_o$  je opisan jednadžbama (2.11.) ili (2.13.) ovisno da li se radi o adsorpcijskom ili apsorpcijskom rashladnom uređaju. Navedene jednadžbe su funkcije isključivo ovisne o ulaznoj temperaturi ogrjevne vode  $\vartheta_G$ .

Toplinski dobici hladnog spremnika su proračunati pomoću koeficijenta  $H_{gn} = 11,1$  W/K preuzetog iz [2], a jednadžba predstavlja izmjenu topline hladnog spremnika s prostorijom temperature  $\vartheta_{int}$  u kojoj se nalazi.

$$Q_{gn} = H_{gn} \cdot (\vartheta_{int} - \vartheta_{H,sr})t, \quad [\text{kWh}] \quad (2.30.)$$

$t = 1\text{h}$  - vremenski korak

Potrebna energija za hlađenje prostora  $Q_{c,nd}$  je dobivena prateći satnu metodu Algoritma za proračun potrebne energije za grijanje i hlađenje prostora zgrade prema HRN EN ISO 13790 [4] kako je već navedeno u poglavlju 2.3.

Potrebno je također odrediti volumen hladnog spremnika  $V_{H.sprem}$  kako bi se promjenom izraza jednadžbe (2.28.) dobila temperaturna razlika spremnika temperature na početku  $\vartheta_{H1}$  i kraju sata  $\vartheta_{H2}$ .

$$\Delta\vartheta_{H.sprem} = \frac{\Delta Q_{H.sprem}}{\rho \cdot V_{H.sprem} \cdot c_w} = \vartheta_{H2} - \vartheta_{H1}, \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (2.31.)$$

### 3. REZULTATI SIMULACIJE SOLARNOG SUSTAVA

Navedeni rezultati će biti promatrani s energetske i ekonomske aspekta. Energetski gledano promatrat će se faktori kao što su SCPF (solar cooling performance factor) koji će predstavljati odnos proizvedene rashladne energije  $Q_o$  na rashladnom uređaju naspram dozračene sunčeve energije  $G_{sun}$

$$SCPF = \frac{Q_o}{G_{sun}}, \quad [\%] \quad (3.1.)$$

Sljedeći faktori će biti efikasnost kolektora  $\eta_{kol}$  i efikasnost rashladnog uređaja COP koji se interpretira kao sposobnost pretvorbe ogrjevnog energije u rashladnu

$$COP = \frac{Q_o}{Q_G}, \quad [\%] \quad (3.2.)$$

Ocjena i usporedba efikasnosti svake varijante solarnog toplinskog sustava će biti moguća pomoću sljedeće jednadžbe

$$\eta_{STS} = \frac{(Q_{H,nd} + Q_{PTV} - Q_{aux,T}) + (Q_{C,nd} - Q_{aux,H})}{G_{sun}} \quad [\%] \quad (3.3.)$$

koja prikazuje razliku predane korisne energije sustava i energije pomoćnih izvora s tople i hladne strane u odnosu na dozračenu energiju sunca.

S ekonomske aspekta isplativost solarnih sustava će biti prikazana preko iznosa perioda povrata investicije promatranog kroz period od 40 godina i godišnju stopu povećanja cijene goriva koja iznosi  $p = 1,2\%$ . Period povrata investicije računat je prema jednadžbi (3.4.).

$$PPI = \frac{I_{STS,n}}{T_{en,OTS} - T_{en,STS}}, \quad [\text{god}] \quad (3.4.)$$

$I_{STS,n}$  - dodatni trošak investicije solarnog toplinskog sustava (STS) [kn]

$T_{en,OTS}$  - ukupni godišnji trošak korištenja osnovnog termotehničkog sustava (OTS) [kn/god]

$T_{en,STS}$  - ukupni godišnji trošak korištenja solarnog toplinskog sustava (STS) [kn/god]

Troškovi energije kroz period od n godina se mogu odrediti prema podacima o godišnjoj potrošnji energije koristeći izraz

$$T_{en}(ng.) = T_{en} + T_{en} \cdot \left(1 + \frac{p}{100}\right) + T_{en} \cdot \left(1 + \frac{p}{100}\right)^2 + \dots + T_{en} \cdot \left(1 + \frac{p}{100}\right)^n, \text{ [kn]} \quad (3.5.)$$

$T_{en}(ng.)$  - ukupni godišnji trošak energije kroz n godina [kn]

$T_{en}$  - trošak energije u jednoj godini [kn]

p - godišnja stopa povećanja cijene goriva [%]

$$T_{en}(40 \text{ god}) = T_{en} \cdot 52,67, \text{ [kn]} \quad (3.6.)$$

Potrebno je dodatno navesti formule i pretpostavke za izračun uštede, pogona i bačene rashladne energije. Osnovni termotehnički sustav (OTS) u sezoni hlađenja će se sastojati od hladnog spremnika, rashladnika, razvoda cijevne mreže i ostalih uređaja potrebnih za automatizaciju sustava, dok kroz cijelu sezonu će se još uzeti u obzir topli spremnik i kotao. EER rashladnika je uprosječen kroz sezonu hlađenja i iznosi [7]

$$EER = \frac{Q_o}{E_{el}} = 3, \text{ [-]} \quad (3.7.)$$

dok COP kotla kao pomoćnog toplinskog izvora energije iznosi

$$COP = \frac{Q_{aux.T}}{Q_{Topl.En.Plina}} = 0,98, \text{ [-]} \quad (3.8.)$$

Energenti za pogon energija pomoćnih izvora su električna energija  $E_{el}$  i plin  $Q_{Topl.En.Plina}$ . Cijene energenata su preuzete sa stranica HEP-a, a one su  $C_{el} = 0,89$  kn/kWh i  $C_{plina} = 0,3$  kn/kWh. Pomoću navedenih faktora  $EER$ ,  $COP$ ,  $C_{el}$ ,  $C_{plina}$ , prikazane u uštede, pogon OTS-a, pogon STS-a (solarnog toplinskog sustava) i odbačena rashladna energija u kunama.

$$Ušteta = \frac{(Q_{C,nd} - Q_{aux.H})C_{el}}{EER} + \frac{(Q_{H,nd} + Q_{PTV} - Q_{aux.H})C_{plina}}{COP}, \text{ [kn]} \quad (3.9.)$$

$$Pogon \ OTS = \frac{Q_{C,nd}C_{el}}{EER} + \frac{(Q_{H,nd} + Q_{PTV})C_{plina}}{COP}, \text{ [kn]} \quad (3.10.)$$

$$Pogon \ STS = Pogon \ OTS - Ušteta, \text{ [kn]} \quad (3.11.)$$

U poglavlju 2.8.3. jednadžbom (2.19.) opisan je rad pomoćnog rashladnog izvora  $Q_{AUX_H}$  i objašnjeno je kako on može poprimiti pozitivne i negativne vrijednosti te onog trenutka kada poprimi pozitivnu vrijednost on se smatra bačenom rashladnom energijom.

$$Bačena \ rasladna \ energija = \frac{Q_{aux.H}C_{el}}{EER}, \text{ [kn]} \quad (3.12.)$$

Najprije će se prikazati energetske rezultati solarnog toplinskog sustava, gdje će se prikupljena energija sunca koristiti isključivo za pogon rashladnog uređaja. Pomoću tih podataka je moguće jednostavno odrediti rashladni učin prema površini kolektora i dobiti uvid u efikasnost kolektora i COP-a rashladnog uređaja. Takav sustav imat će malu efikasnost cijelog sustava  $\eta_{STS}$ , stoga se za njega neće razmatrati ekonomska isplativost. Kombinacijom hlađenja i grijanja prostora uz pripremu PTV-a raste učinkovitost STS-a  $\eta_{STS}$  te su za različite kombinacije prikazani energetske i ekonomske rezultati simulacije. Razmatrane kombinacije su:

- Sezona hlađenja (hlađenje prostora uz pripremu PTV-a):
  - Adsorpcijski rashladni uređaj + pločasti kolektori
  - Adsorpcijski rashladni uređaj + vakuumski kolektori
  - Apsorpcijski rashladni uređaj + pločasti kolektori
  - Apsorpcijski rashladni uređaj + vakuumski kolektori
- Cijelu sezonu (grijanje i hlađenje prostora uz pripremu PTV-a):
  - Adsorpcijski rashladni uređaj + pločasti kolektori
  - Adsorpcijski rashladni uređaj + vakuumski kolektori
  - Apsorpcijski rashladni uređaj + pločasti kolektori
  - Apsorpcijski rashladni uređaj + vakuumski kolektori.

Vrijednosti dobivene simulacijom rada solarnog sustava za sezonu hlađenja su dobivene za razdoblje od travnja do listopada uz prilagođene ulazne podatke:

- Optimalni kut nagiba kolektora  $\beta_{opt} = 31,6^\circ$
- Toplinska potreba sustava  $Q_{H,nd} = 0 \text{ kWh}$
- Pomoćni izvor topline uključuje samo grijač (kotao) za potrebe PTV-a

$$Q_{AUX_T} = Q_{AUX_{T1}},$$

Vrijednosti dobivene simulacijom rada solarnog sustava za cijelu sezonu grijanja i hlađenja uz pripremu PTV-a su dobivene uz prilagođene ulazne podatke:

- Optimalni kut nagiba kolektora  $\beta_{opt} = 41,9^\circ$
- Pomoćni izvor topline, kotao za potrebe  $Q_{H,nd}$ -a i PTV-a

$$Q_{AUX_T} = Q_{AUX_{T1}} + Q_{AUX_{T2}},$$

Svi rezultati su dobiveni za volumen toplog spremnika  $V_{T.sprem} = 5 \text{ m}^3$  i volumen hladnog spremnika  $V_{H.sprem} = 1,5 \text{ m}^3$ . Volumeni spremnika su odabrani pomoću smjernica iz „Hands-on guidelines useful to help decision makers to adopt the solar cooling system“ [10]. Spremnici su početno dimenzionirani iskustvenim podatkom od 75 l/kW rashladne snage ili 55 l/m<sup>2</sup> površine kolektora.

Volumen toplog spremnika je malim dijelom poddimenzioniran radi ostvarivanja većih oscilacija temperatura spremnika iz razloga što je COP oba rashladna uređaja veći za veće temperature spremnika, a temperatura spremnika će biti najveća kada će postojati najveće toplinsko opterećenje, tj. najveća potreba za hlađenjem. Time se osigurava najveća efikasnost rashladnog uređaja kada je potreban najveći rashladni učin. U tablici 3.1. je prikazana temperaturna razlika između minimuma i maksimuma temperature spremnika u ovisnosti o volumenu spremnika promatranim za srpanj i kolovoz svake kombinacije solarnog sustava.

**Tablica 3.1.  $\Delta\theta_{T.sprem}$  u ovisnosti o volumenu toplog spremnika**

$V_{T.sprem}$	5 m <sup>3</sup>	7,5 m <sup>3</sup>	10 m <sup>3</sup>
$\Delta\theta_{T.sprem}$	≈ 5 °C	≈ 3,5 °C	≈ 3 °C

Volumen hladnog spremnika bi trebao malim dijelom biti predimenzioniran kako bi mogao akumulirati više rashladne energije i kako bi oscilacije temperature spremnika bile što manje. Unatoč tome je za svaku kombinaciju odabran volumen hladnog spremnika od 1,5 m<sup>3</sup> iz razloga što veća akumulirana energija većih hladnih spremnika nije dovoljno utjecala na smanjenje troškova pogona STS-a, a time i na period povrata investicije. U tablici 3.2. je prikazana temperaturna razlika između minimuma i maksimuma temperature spremnika u ovisnosti o volumenu spremnika promatranim za srpanj i kolovoz svake kombinacije solarnog sustava.

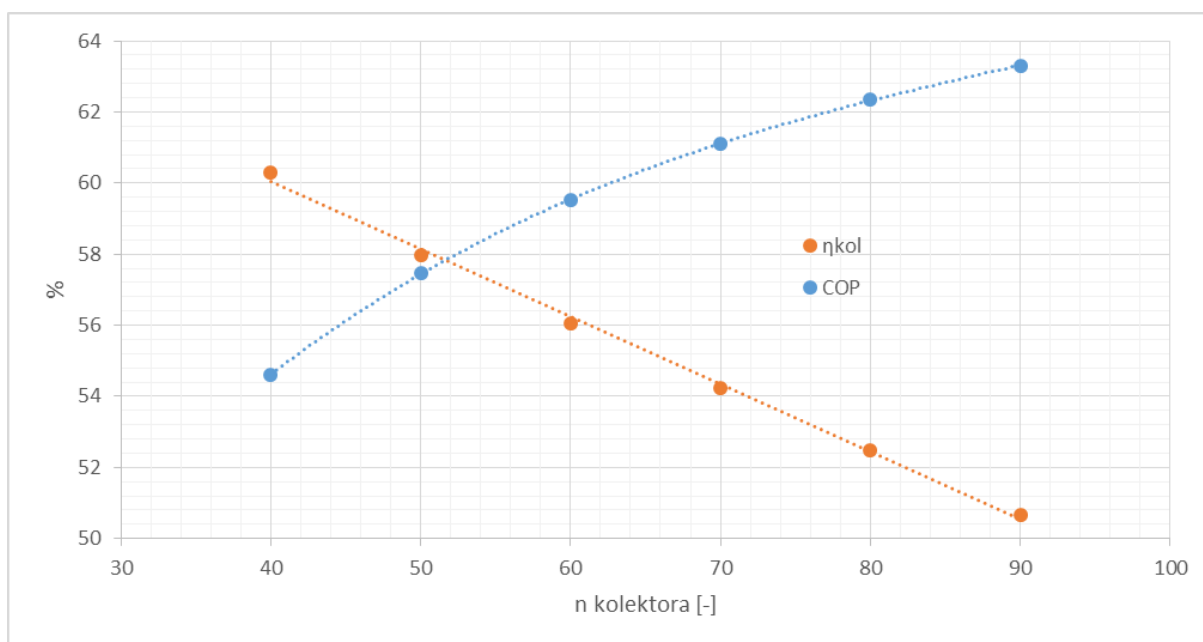
**Tablica 3.2.  $\Delta\theta_{H.sprem}$  u ovisnosti o volumenu hladnog spremnika**

$V_{H.sprem}$	1,5 m <sup>3</sup>	2 m <sup>3</sup>	2,5 m <sup>3</sup>
$\Delta\theta_{H.sprem}$	≈ 4 °C	≈ 3 °C	≈ 2,5 °C

### 3.1. Sezona hlađenja bez pripreme PTV-a

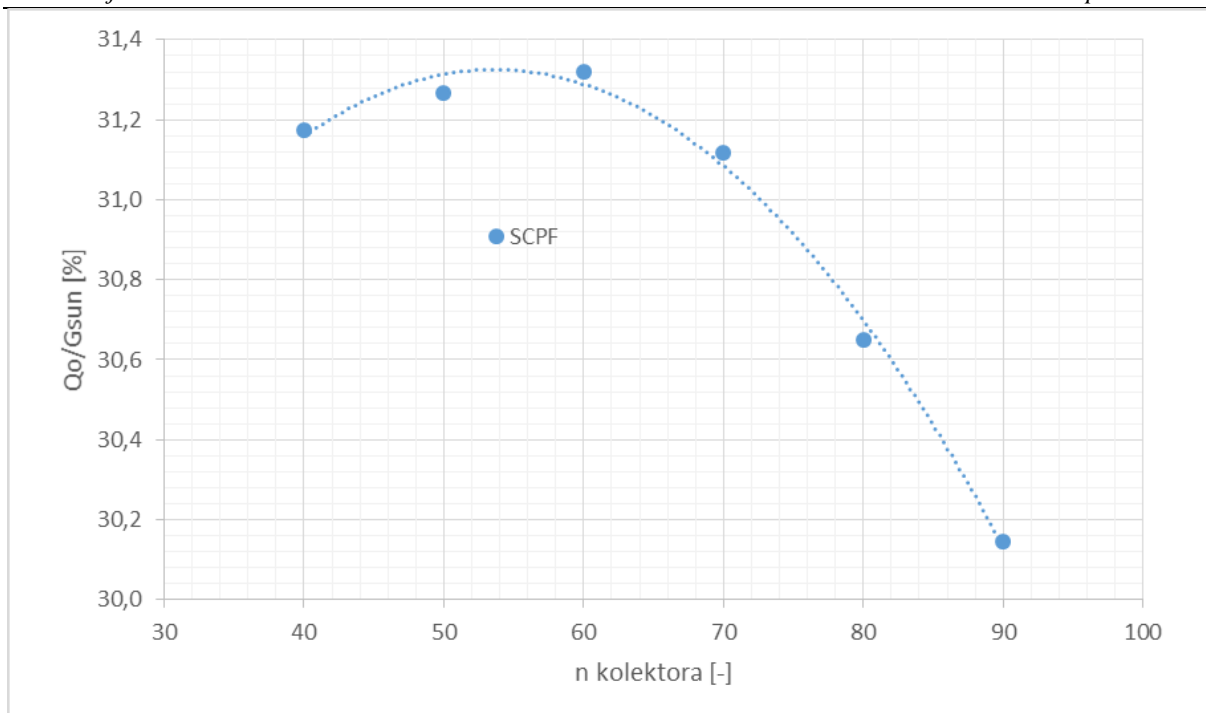
#### 3.1.1. Adsorpcijski rashladni uređaj s pločastim kolektorima

Na dijagramu na slici 3.1. prikazane su uprosječene vrijednosti efikasnosti pločastih kolektora  $\eta_{kol}$  i efikasnosti adsorpcijskog rashladnog uređaja COP u ovisnosti o broju kolektora za sezonu hlađenja bez pripreme PTV-a. Kako se prikupljena sunčeva energija povećava s brojem kolektora, temperatura u sustavu raste što se očituje promjenom  $\eta_{kol}$  i COP-a. Efikasnost pločastih kolektora je puno osjetljivija na promjenu temperature sustava, tj pada što je veća temperaturna razlika između temperature sustava i vanjske temperature (jednadžba (2.10.)), stoga efikasnost pločastih kolektora  $\eta_{kol}$  varira od 60,3 do 50,7%. S druge strane efikasnost adsorpcijskog rashladnog uređaja COP raste promjenom temperature sustava (jednadžba (2.12.)) od 54,6 do 63,3%.



**Slika 3.1. Efikasnost pločastih kolektora  $\eta_{kol}$  i efikasnost adsorpcijskog rashladnog uređaja LTC 30 plus e COP za sezonu hlađenja bez pripreme PTV-a**

Promjena SCPF-a u odnosu na broj pločastih kolektora je prikazana na dijagramu na slici 3.2. Maksimum SCPF-a iznosi 31,3% koji se postiže s 58 kolektora. Energetski promatrano sustav će s 58 kolektora stvarati najviše rashladnog učina u odnosu na dozračenu sunčevu energiju.

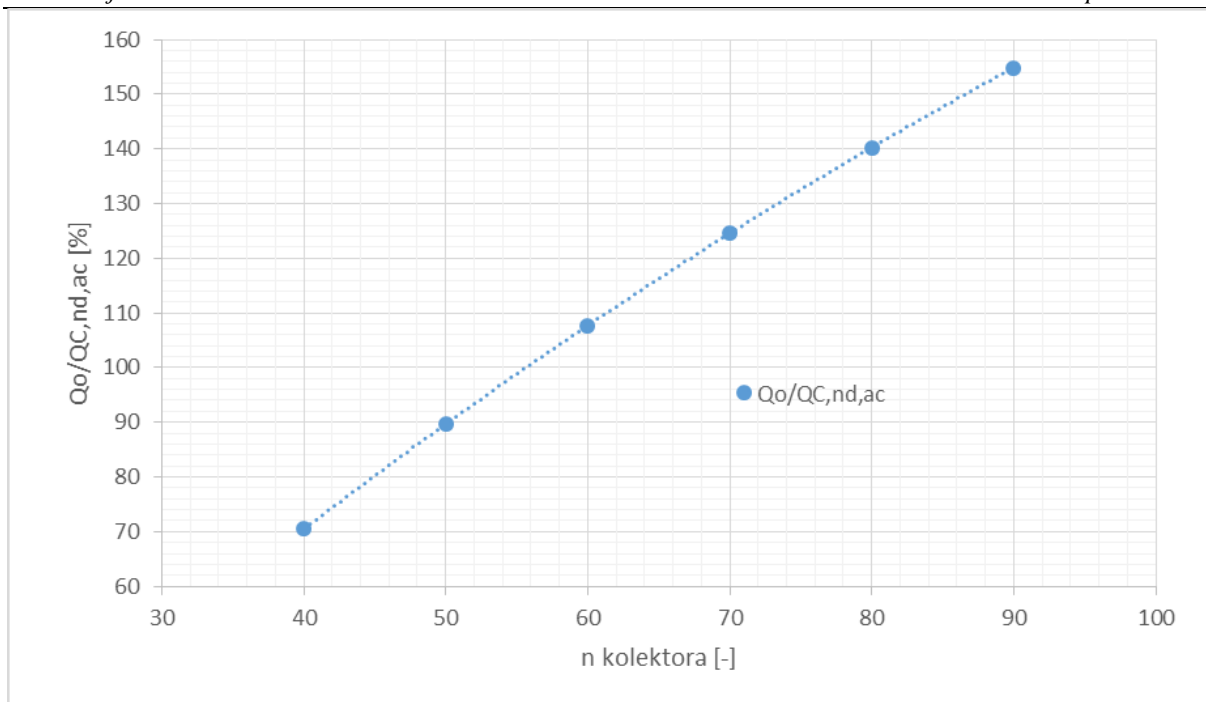


**Slika 3.2. SCPF adsorpcijskog rashladnog uređaja LTC 30 plus e u ovisnosti o broju pločastih kolektora za sezonu hlađenja bez pripreme PTV-a**

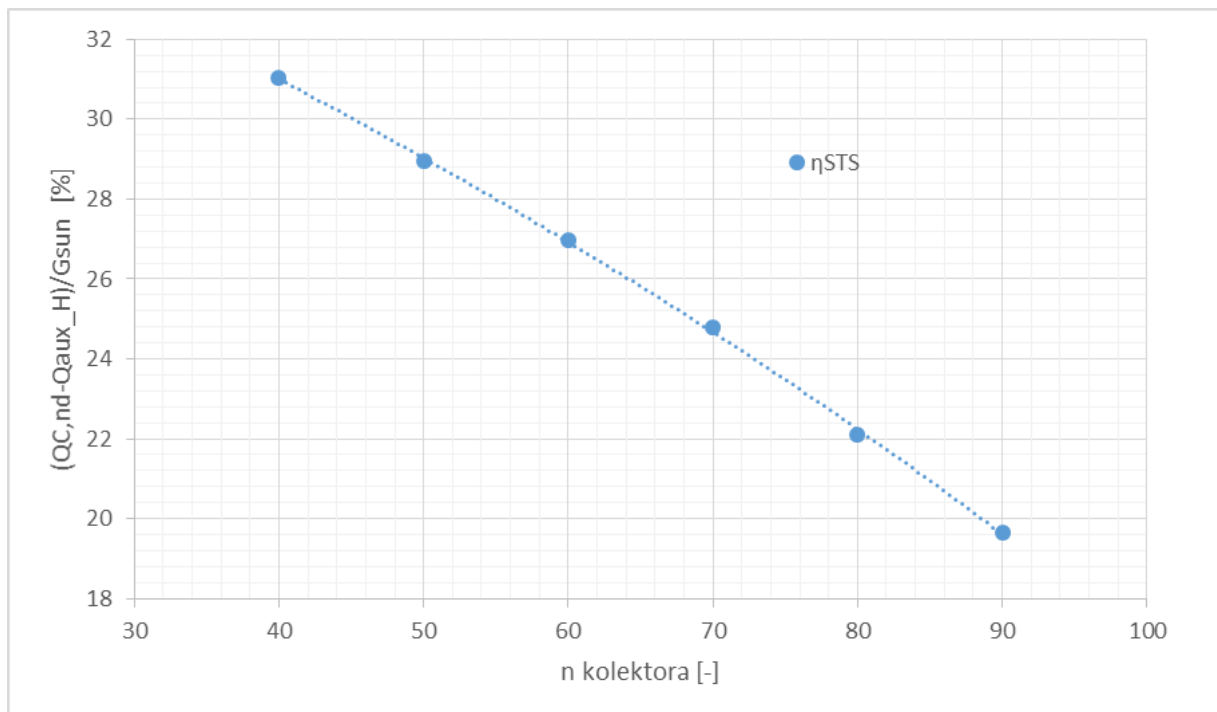
Kako je simulacija dimenzionirana toplinskim opterećenjem građevine „Kuća Palme“, dijagram na slici 3.3 prikazuje pri kojem broju kolektora će solarni sustav biti poddimenzioniran ili predimenzioniran. Granicu predstavlja 56 kolektora iznad kojih će solarni sustav biti predimenzioniran.

Učinkovitost solarnog sustava  $\eta_{STS}$  je prikazana na dijagramu na slici 3.4. koji ocjenjuje rad solarnog sustava i indirektno daje odnos iskorištene rashladne energije za energetske potrebe hlađenja prostora u odnosu na dozračenu energiju sunca. Kako se povećanjem broja kolektora također povećava pogonska energija na generatoru rashladnog uređaja  $Q_G$ , posljedica je veći rashladni učin, čime je sve manja potreba za energijom pomoćnog rashladnog izvora  $Q_{AUX\_H}$ . Na taj način brojnik jednadžbe (3.3.) se povećava sve dok  $Q_{AUX\_H}$  ne postigne vrijednost 0 kWh, a brojnik postigne najveću vrijednost. Problem je što za ovaj slučaj  $G_{sun}$  kao nazivnik ima preveliki utjecaj na jednadžbu (3.3.) za razliku od brojnika, zbog čega se ne postiže maksimum jednadžbe u rasponu od 40 do 90 kolektora, a kreće se od 31 do 19,6%.





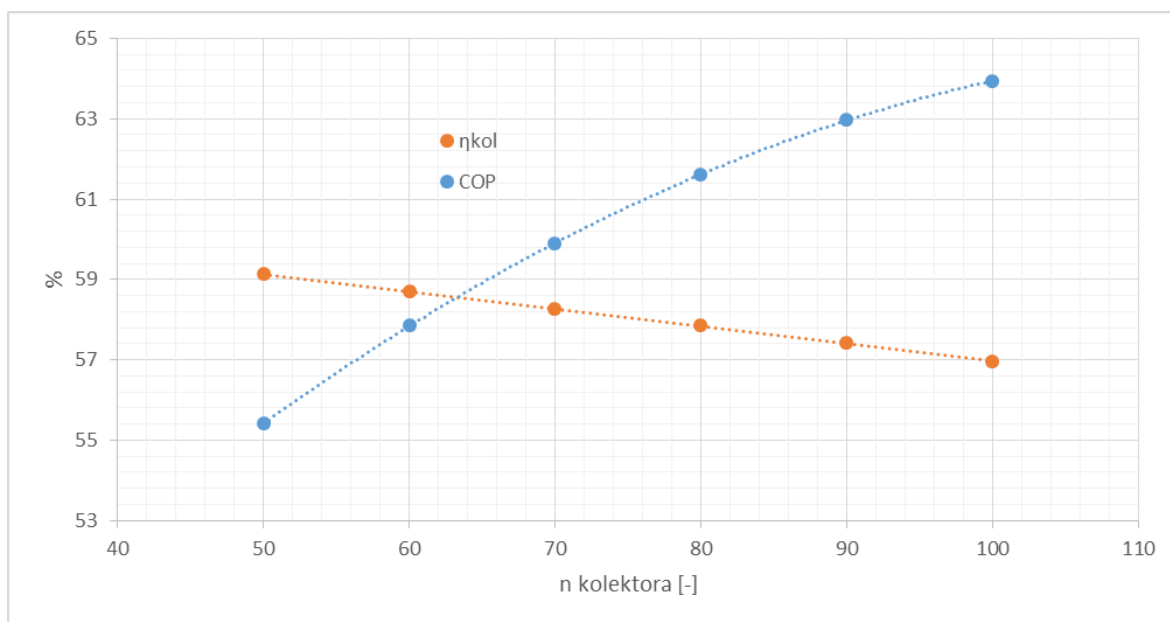
**Slika 3.3.** Odnos predane rashladne energije adsorpcijskog rashladnog uređaja LTC 30 plus e i energetske potrebe za hlađenjem prostora u ovisnosti o broju pločastih kolektora za sezonu hlađenja bez pripreme PTV-a



**Slika 3.4.** Učinkovitost solarnog toplinskog sustava  $\eta_{STS}$  u ovisnosti o broju pločastih kolektora za sezonu hlađenja bez pripreme PTV-a

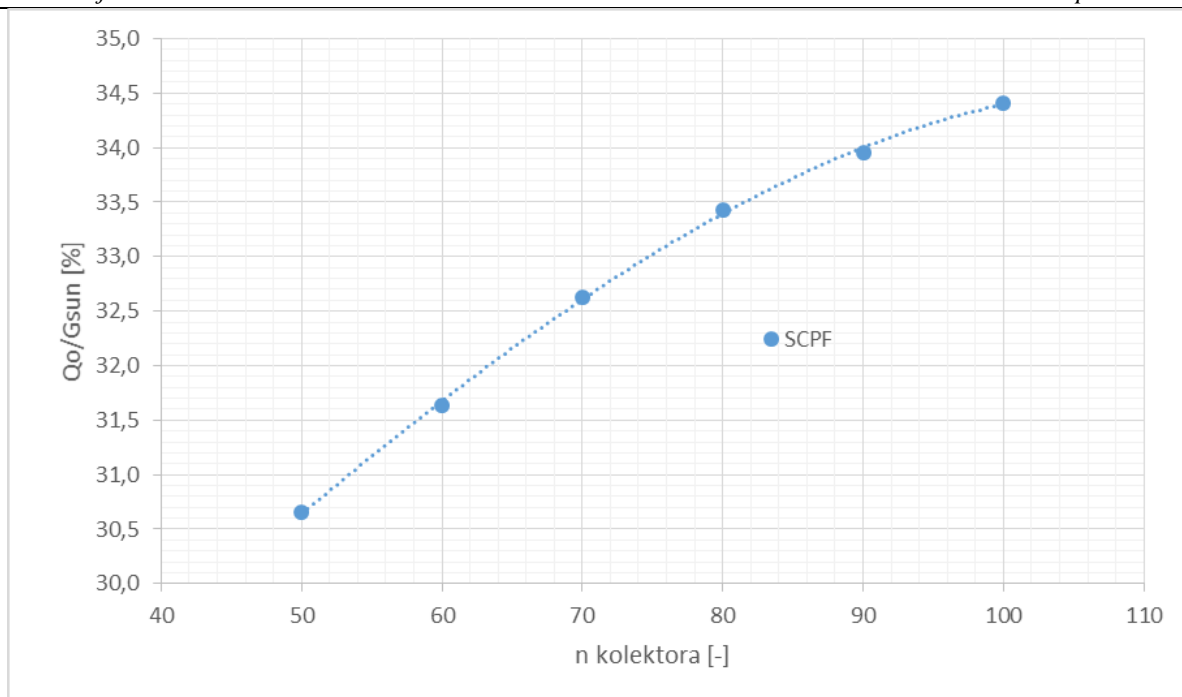
### 3.1.2. Adsorpcijski rashladni uređaj s vakuumskim kolektorima

Na dijagramu na slici 3.5. prikazane su uprosječene vrijednosti efikasnosti vakuumskih kolektora  $\eta_{kol}$  i efikasnosti adsorpcijskog rashladnog uređaja COP u ovisnosti o broju kolektora za sezonu hlađenja bez pripreme PTV-a. Kako se prikupljena sunčeva energija povećava s brojem kolektora, temperatura u sustavu raste što se očituje promjenom  $\eta_{kol}$  i COP-a. Efikasnost vakuumskih kolektora se ne mijenja drastično zbog promjene temperature sustava (jednadžba (2.10.)) za razliku od pločastih. Efikasnost vakuumskih kolektora varira od 59,1 do 57%. povećanjem broja kolektora Efikasnost adsorpcijskog rashladnog uređaja COP raste promjenom temperature sustava, odnosno povećanjem broja kolektora (jednadžba (2.12.)) od 55,4 do 64%.



**Slika 3.5. Efikasnost vakuumskih kolektora  $\eta_{kol}$  i efikasnost adsorpcijskog rashladnog uređaja LTC 30 plus e COP za sezonu hlađenja bez pripreme PTV-a**

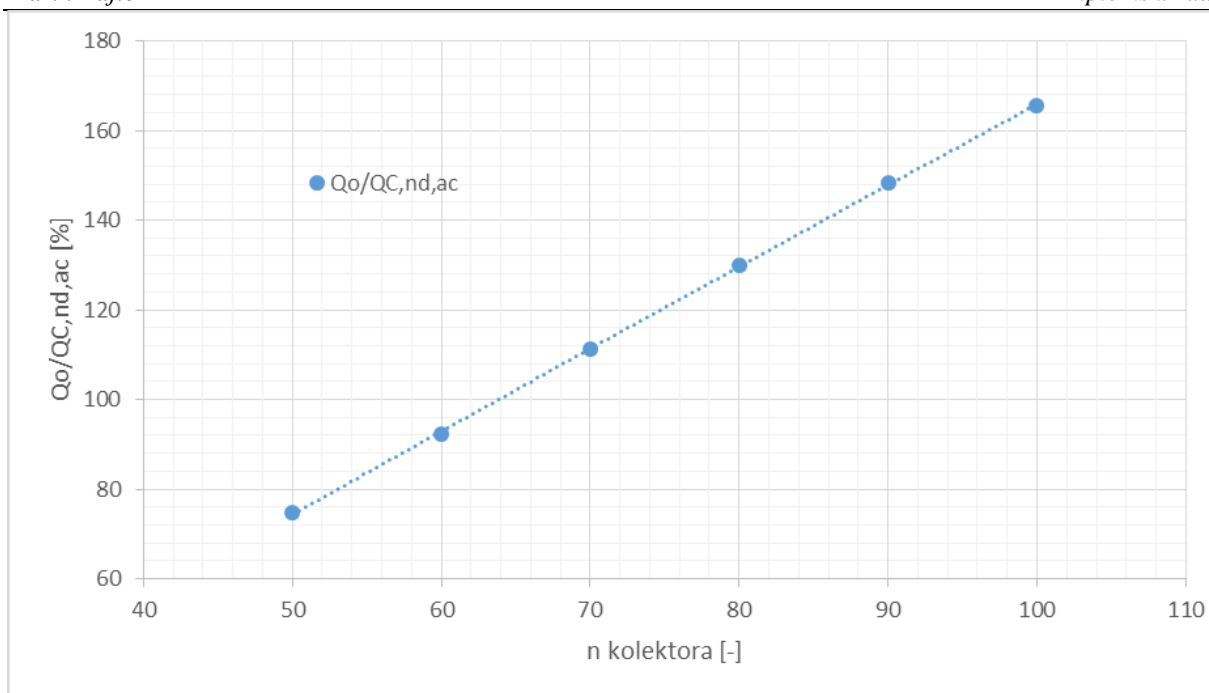
Promjena SCPF-a u odnosu na broj vakuumskih kolektora je prikazana na dijagramu na slici 3.6. Za ovaj slučaj zbog dobrih termodinamičkih karakteristika vakuumskih kolektora, SCPF konstantno raste i ne postiže svoj maksimum u rasponu od 60 do 100 kolektora, a kreće se od 30,6 do 34,4%.



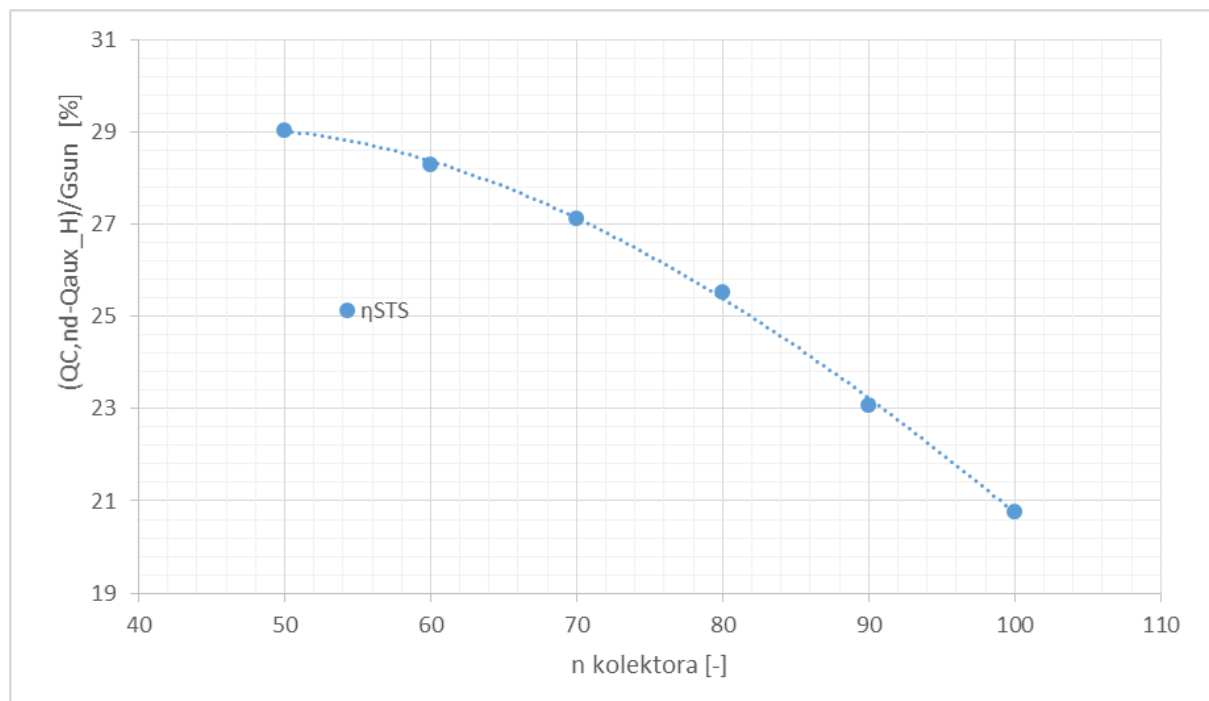
**Slika 3.6. SCPF adsorpcijskog rashladnog uređaja LTC 30 plus e u ovisnosti o broju vakuumskih kolektora za sezonu hlađenja bez pripreme PTV-a**

Dijagram na slici 3.7 prikazuje pri kojem broju kolektora će solarni sustav biti poddimenzioniran ili predimenzioniran. Granicu predstavlja 64 kolektora iznad kojih će solarni sustav biti predimenzioniran.

Učinkovitost solarnog sustava  $\eta_{STS}$  je prikazana na dijagramu na slici 3.8. koji ocjenjuje rad solarnog sustava i indirektno daje odnos iskorištene rashladne energije za energetske potrebe hlađenja prostora u odnosu na dozračenu energiju sunca. Kako se povećanjem broja kolektora također povećava pogonska energija na generatoru rashladnog uređaja  $Q_G$ , posljedica je veći rashladni učin, čime je sve manja potreba za energijom pomoćnog rashladnog izvora  $Q_{AUX\_H}$ . Na taj način brojnik jednadžbe (3.3.) se povećava sve dok  $Q_{AUX\_H}$  ne postigne vrijednost 0 kWh, a brojnik postigne najveću vrijednost. Problem je što za ovaj slučaj  $G_{sun}$  kao nazivnik ima preveliki utjecaj na jednadžbu (3.3.) za razliku od brojnika, zbog čega se ne postiže maksimum jednadžbe u rasponu od 60 do 100 kolektora, a kreće se od 29,1 do 20,8%.



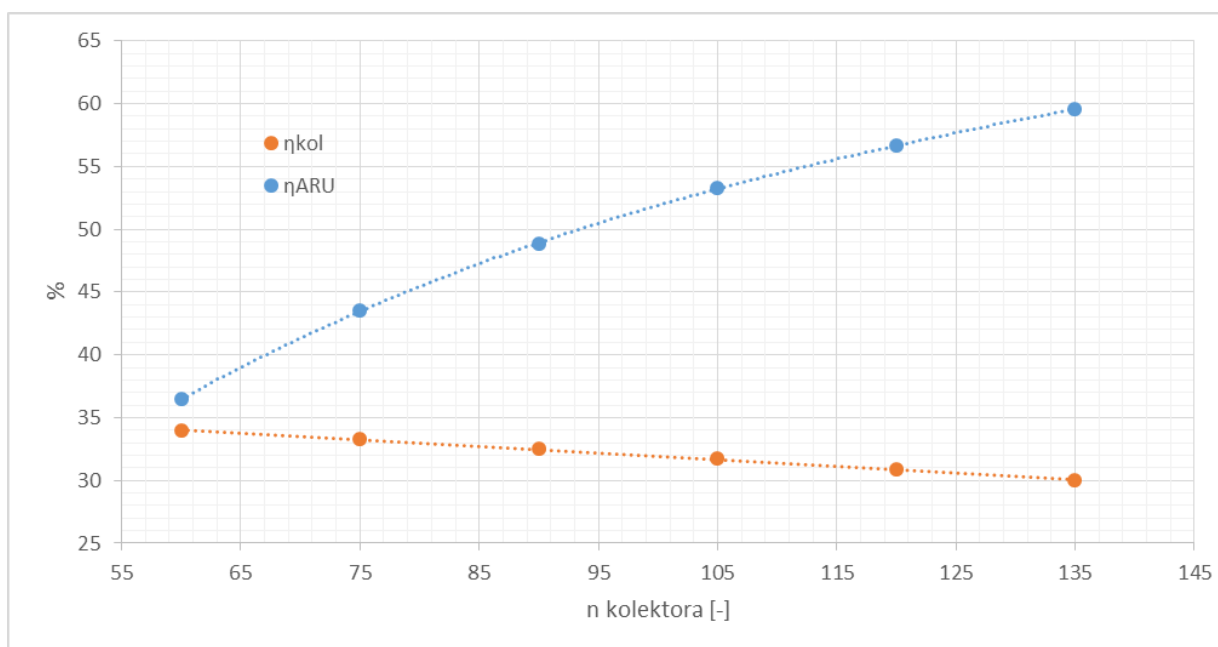
**Slika 3.7.** Odnos predane rashladne energije adsorpcijskog rashladnog uređaja LTC 30 plus e i energetske potrebe za hlađenjem prostora u ovisnosti o broju vakuumskih kolektora za sezonu hlađenja bez pripreme PTV-a



**Slika 3.8.** Učinkovitost solarnog toplinskog sustava  $\eta_{STS}$  u ovisnosti o broju vakuumskih kolektora za sezonu hlađenja bez pripreme PTV-a

### 3.1.3. Apsorpcijski rashladni uređaj s pločastim kolektorima

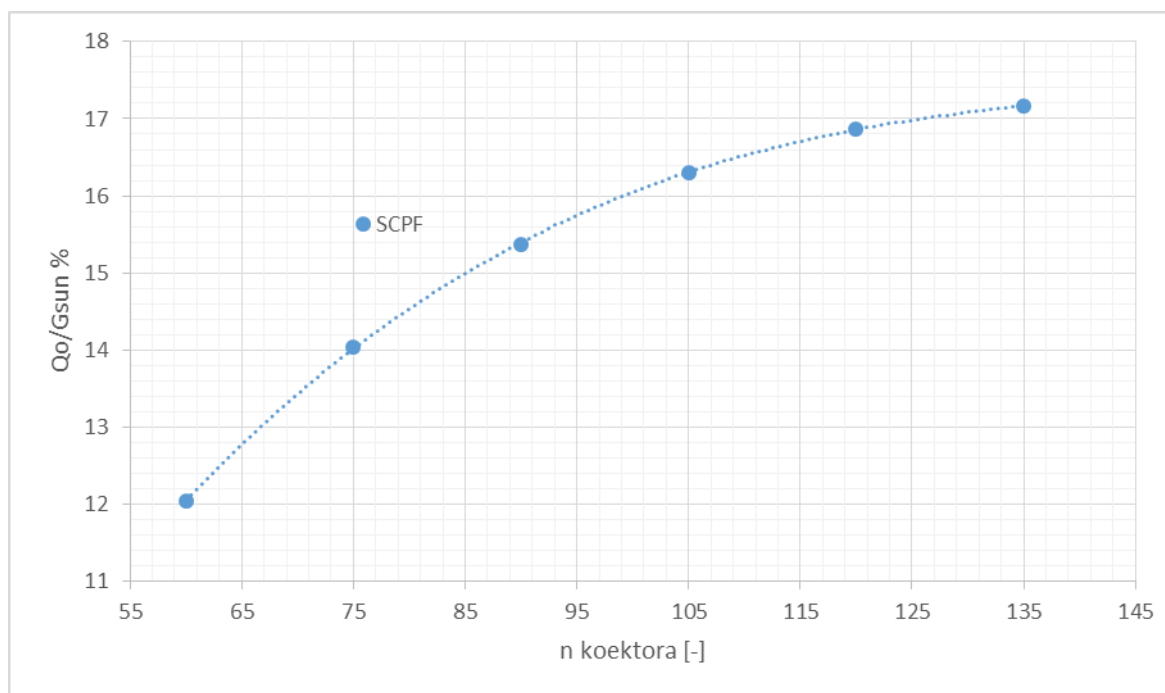
Na dijagramu na slici 3.9. prikazane su uprosječene vrijednosti efikasnosti pločastih kolektora  $\eta_{kol}$  i efikasnosti adsorpcijskog rashladnog uređaja COP u ovisnosti o broju kolektora za sezonu hlađenja. Kako se prikupljena sunčeva energija povećava s brojem kolektora, temperatura u sustavu raste što se očituje promjenom  $\eta_{kol}$  i COP-a. Pošto je radna temperatura apsorpcijskog rashladnog uređaja 70-90°C, efikasnost pločastih kolektora drastično pada i varira od 34 do 30%. S druge strane efikasnost apsorpcijskog rashladnog uređaja COP raste promjenom temperature sustava, odnosno povećanjem broja kolektora (jednadžba (2.15.)) od 36,5 do 59,6%.



**Slika 3.9. Efikasnost pločastih kolektora  $\eta_{kol}$  i efikasnost apsorpcijskog rashladnog uređaja Wegracal 15 COP za sezonu hlađenja bez pripreme PTV-a**

Promjena SCPF-a u odnosu na broj pločastih kolektora je prikazana na dijagramu na slici 3.10. Maksimum SCPF-a nije postignut u rasponu od 50 do 135 pločastih kolektora, a kreće se od 12,1 do 17,2%. Zbog izrazito male efikasnosti pločastih kolektora potreban je njihov što veći broj kako bi prikupljena energija sunca povećala radnu temperaturu sustava, čime bi se povećao rashladni učin apsorpcijskog rashladnog uređaja. Činjenica je da će se povećanjem radne temperature sustava, efikasnost pločastih kolektora još više sniziti, čime se uočava najveći problem ovakve koncepcije solarnog sustava, a to su slabe termodinamičke

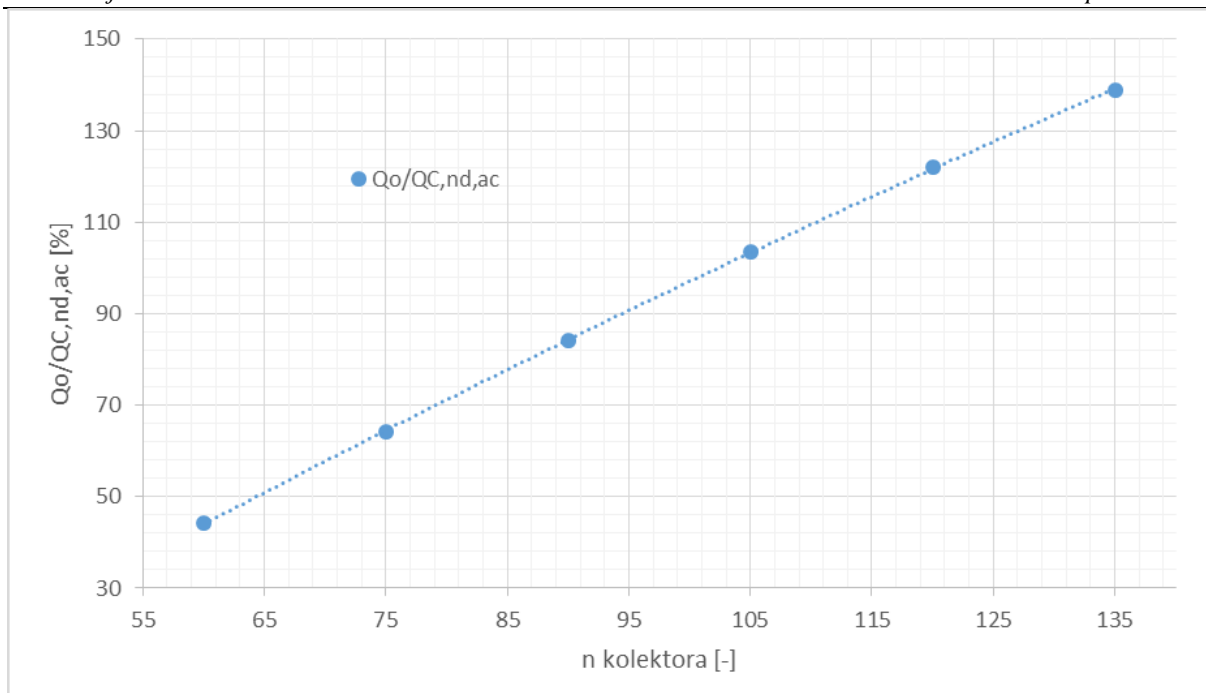
karakteristike pločastih kolektora uz visoke radne temperature apsorpcijskog rashladnog uređaja.



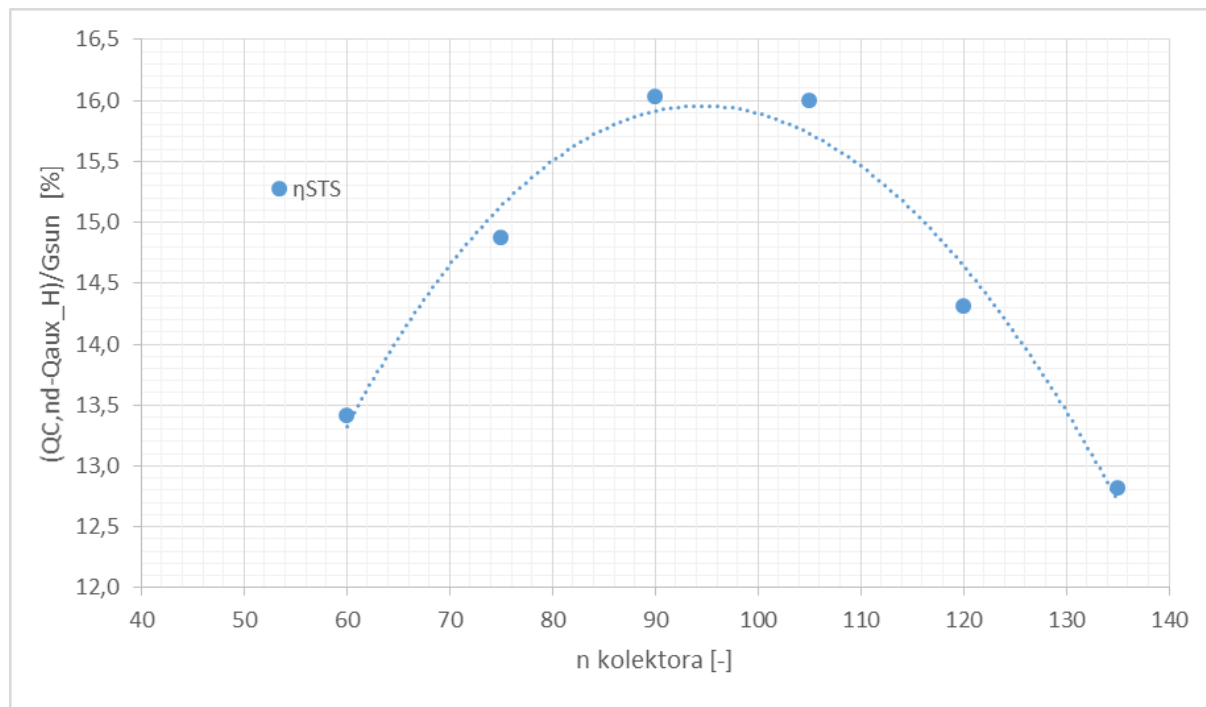
**Slika 3.10. SCPF apsorpcijskog rashladnog uređaja Wegracal 15 u ovisnosti o broju pločastih kolektora za sezonu hlađenja bez pripreme PTV-a**

Dijagram na slici 3.11 prikazuje pri kojem broju kolektora će sustav biti poddimenzioniran ili predimenzioniran. Granicu predstavlja 105 kolektora iznad kojih će solarni sustav biti predimenzioniran.

Učinkovitost solarnog sustava  $\eta_{STS}$  je prikazana na dijagramu na slici 3.12. koji ocjenjuje rad solarnog sustava i indirektno daje odnos iskorištene rashladne energije za energetske potrebe hlađenja prostora u odnosu na dozračenu energiju sunca. Maksimum učinkovitosti solarnog sustava se postiže s 94 kolektora koji u tom slučaju iznosi  $\eta_{STS} = 16\%$ .



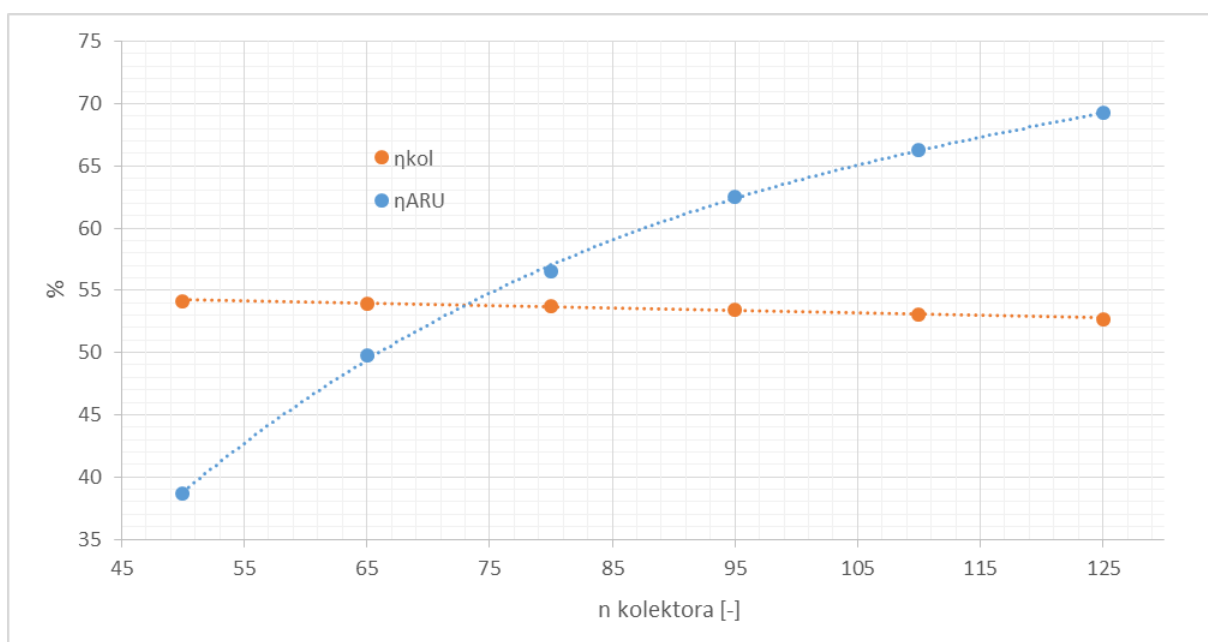
**Slika 3.11. Odnos predane rashladne energije apsorpcijskog rashladnog uređaja Wegracal 15 i energetske potrebe za hlađenjem prostora u ovisnosti o broju pločastih kolektora za sezonu hlađenja bez pripreme PTV-a**



**Slika 3.12. Učinkovitost solarnog toplinskog sustava  $\eta_{STS}$  u ovisnosti o broju pločastih kolektora za sezonu hlađenja bez pripreme PTV-a**

### 3.1.4. Apsorpcijski rashladni uređaj s vakuumskim kolektorima

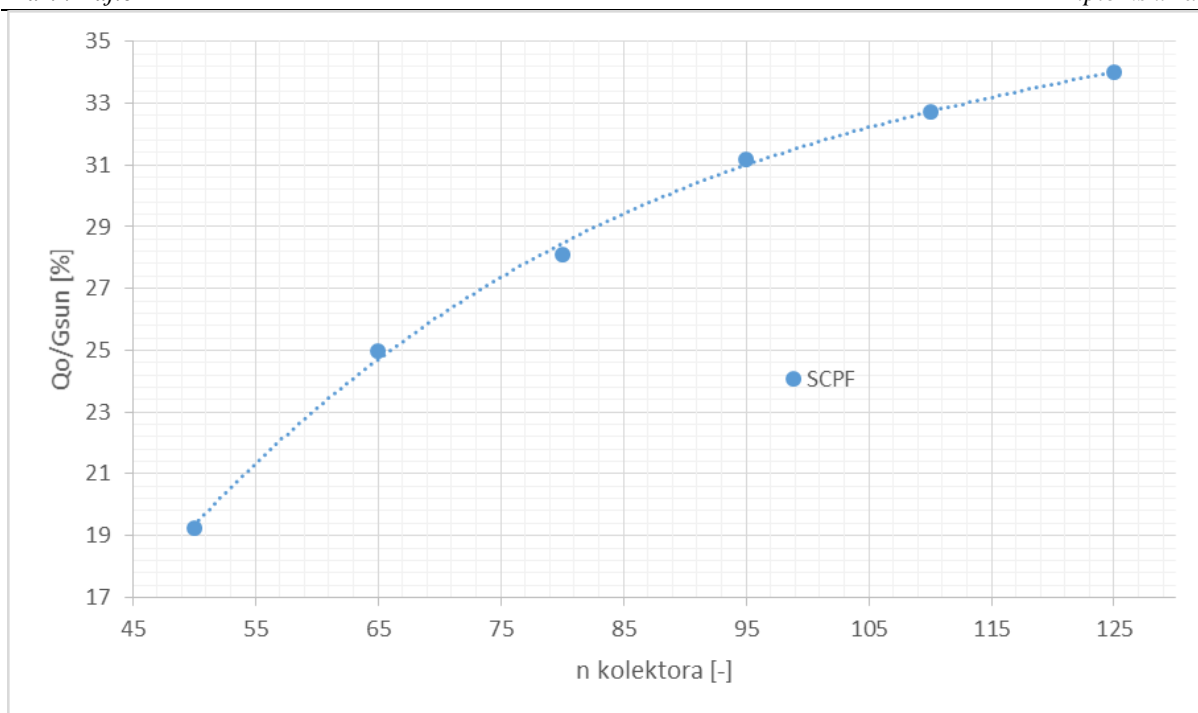
Na dijagramu na slici 3.13. prikazane su uprosječene vrijednosti efikasnosti vakuumskih kolektora  $\eta_{kol}$  i efikasnosti apsorpcijskog rashladnog uređaja COP u ovisnosti o broju kolektora za sezonu hlađenja. Kako se prikupljena sunčeva energija povećava s brojem kolektora, temperatura u sustavu raste što se očituje promjenom  $\eta_{kol}$  i COP-a. Efikasnost vakuumskih kolektora varira od 54,1 do 52,7%. povećanjem broja kolektora, s druge strane efikasnost apsorpcijskog rashladnog uređaja COP raste (jednadžba (2.12.)) od 38,7 do 69,2%.



**Slika 3.13. Efikasnost vakuumskih kolektora  $\eta_{kol}$  i efikasnost apsorpcijskog rashladnog uređaja Wegracal 15 COP za sezonu hlađenja bez pripreme PTV-a**

Promjena SCPF-a u odnosu na broj vakuumskih kolektora je prikazana na dijagramu na slici 3.14. Za ovaj slučaj zbog dobrih termodinamičkih karakteristika vakuumskih kolektora, SCPF konstantno raste i ne postiže svoj maksimum u rasponu od 50 do 125 kolektora, a kreće se od 19,2 do 34,1%

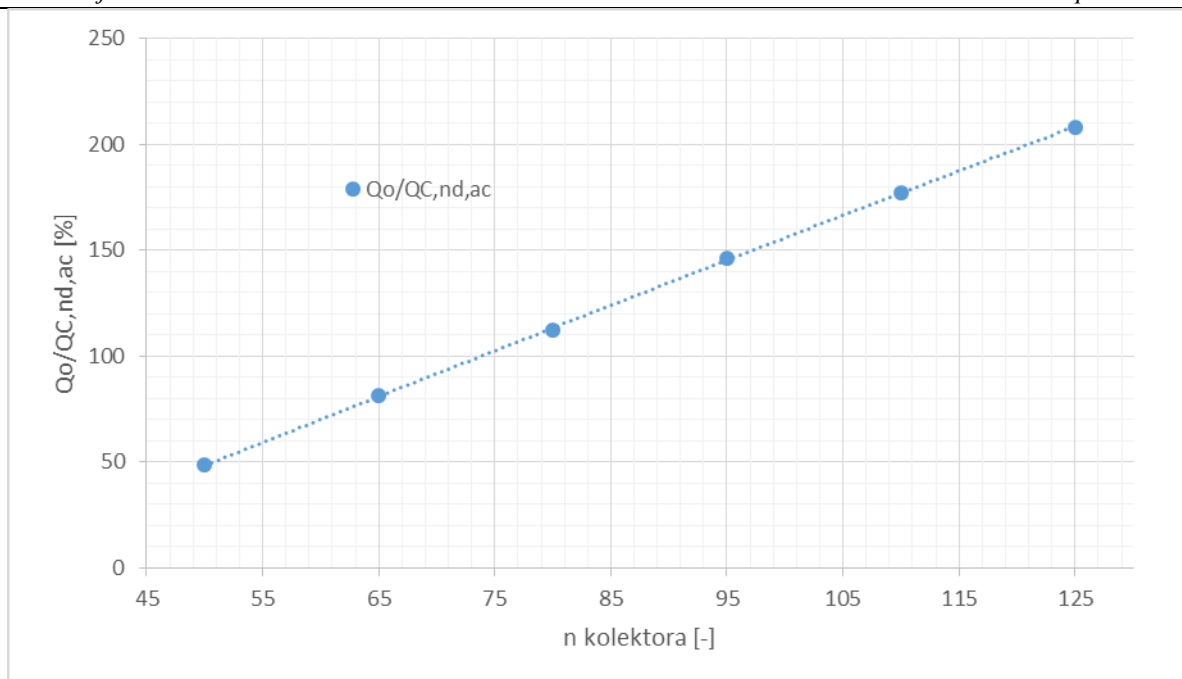




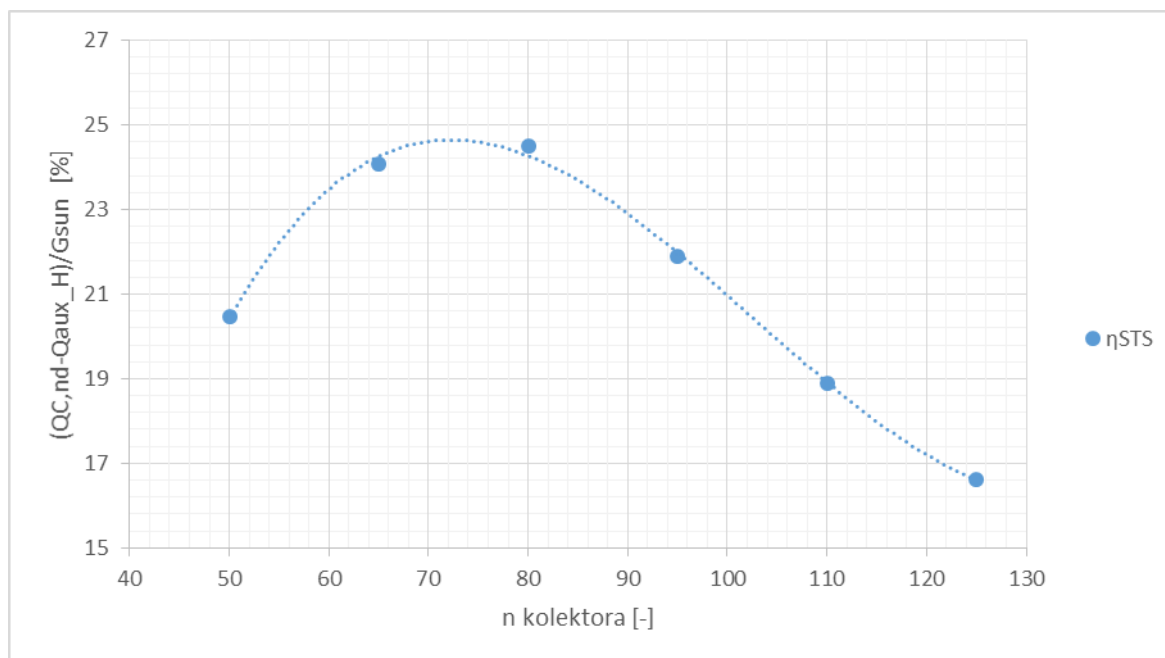
**Slika 3.14. SCPF apsorpcijskog rashladnog uređaja Wegracal 15 u ovisnosti o broju vakuumskih kolektora za sezonu hlađenja bez pripreme PTV-a**

Dijagram na slici 3.15 prikazuje pri kojem broju kolektora će sustav biti poddimenzioniran ili predimenzioniran. Granicu predstavlja 64 kolektora iznad kojih će solarni sustav biti predimenzioniran.

Učinkovitost solarnog sustava  $\eta_{STS}$  je prikazana na dijagramu na slici 3.16. koji ocjenjuje rad solarnog sustava i indirektno daje odnos iskorištene rashladne energije za energetske potrebe hlađenja prostora u odnosu na dozračenu energiju sunca. Maksimum učinkovitosti solarnog sustava se postiže s 80 kolektora koji u tom slučaju iznosi  $\eta_{STS} = 24,4\%$ .



**Slika 3.15.** Odnos predane rashladne energije apsorpcijskog rashladnog uređaja Wegracal 15 i energetske potrebe za hlađenjem prostora u ovisnosti o broju vakuumskih kolektora za sezonu hlađenja bez pripreme PTV-a



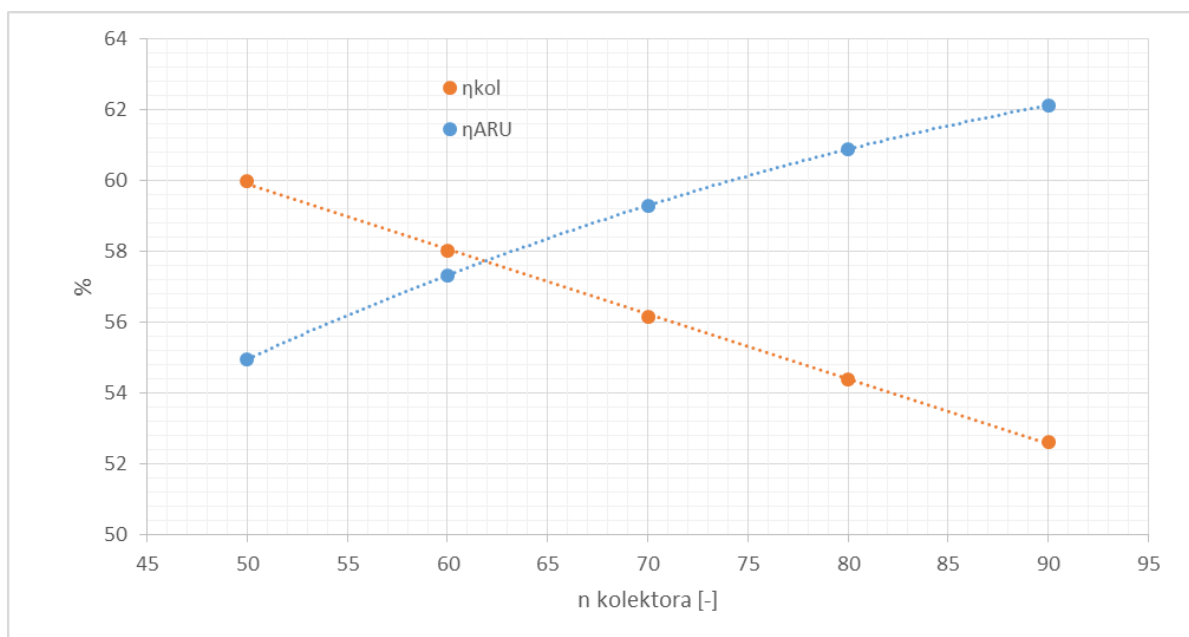
**Slika 3.16.** Učinkovitost solarnog toplinskog sustava  $\eta_{STS}$  u ovisnosti o broju vakuumskih kolektora za sezonu hlađenja bez pripreme PTV-a

### 3.2. Sezona hlađenja s pripremom PTV-a

Potrebno je napomenuti da je u svakom trenutku zadovoljena potreba za PTV-om, što znači da će se prikupljena energija sunca manjim dijelom iskoristiti za pripremu PTV-a, a većim za stvaranje rashladnog učina. To je važna napomena koju treba uzeti u obzir prilikom razmatranja dijagrama navedenih u ovom poglavlju.

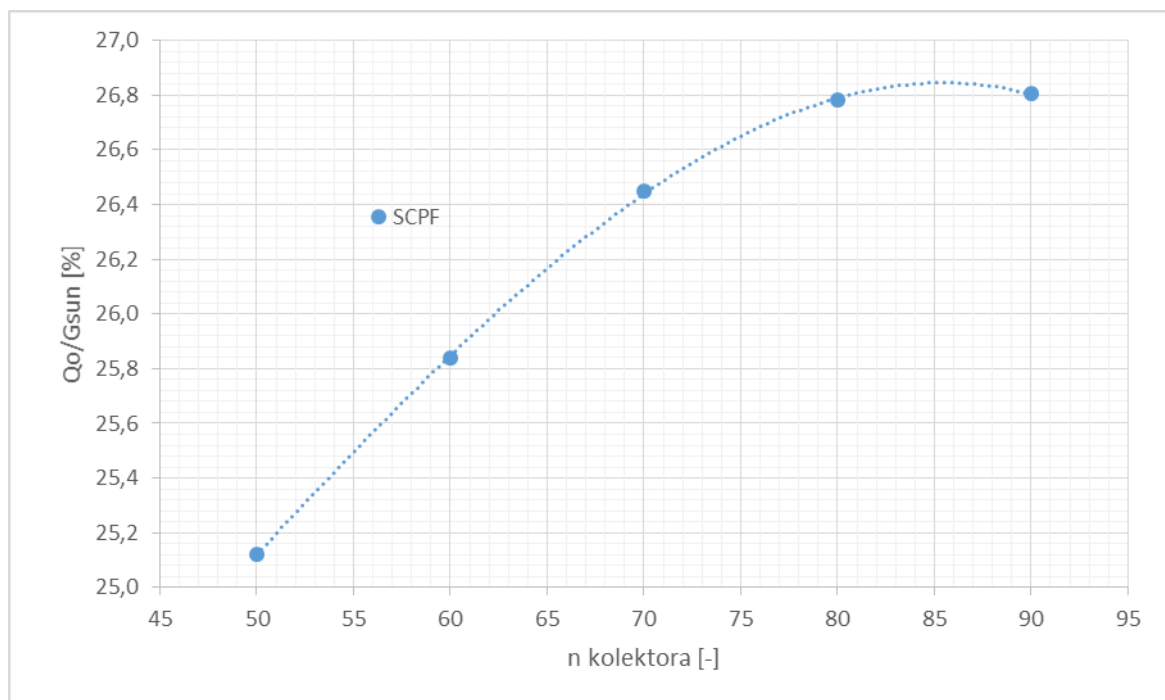
#### 3.2.1. Adsorpcijski rashladni uređaj s pločastim kolektorima

Na dijagramu na slici 3.17. prikazane su uprosječene vrijednosti efikasnosti pločastih kolektora  $\eta_{kol}$  i efikasnosti adsorpcijskog rashladnog uređaja COP u ovisnosti o broju kolektora za sezonu hlađenja s pripremom PTV-a. Kako se prikupljena sunčeva energija povećava s brojem kolektora, temperatura u sustavu raste što se očituje promjenom  $\eta_{kol}$  i COP-a. Efikasnost pločastih kolektora je puno osjetljivija na promjenu temperature sustava (jednadžba (2.10.)) čime efikasnost pločastih kolektora  $\eta_{kol}$  varira od 60 do 52,6% povećanjem kolektora, a efikasnost adsorpcijskog rashladnog uređaja COP raste (jednadžba (2.12.)) od 55 do 62,1%.



**Slika 3.17. Efikasnost pločastih kolektora  $\eta_{kol}$  i efikasnost adsorpcijskog rashladnog uređaja LTC 30 plus e COP za sezonu hlađenja s pripremom PTV-a**

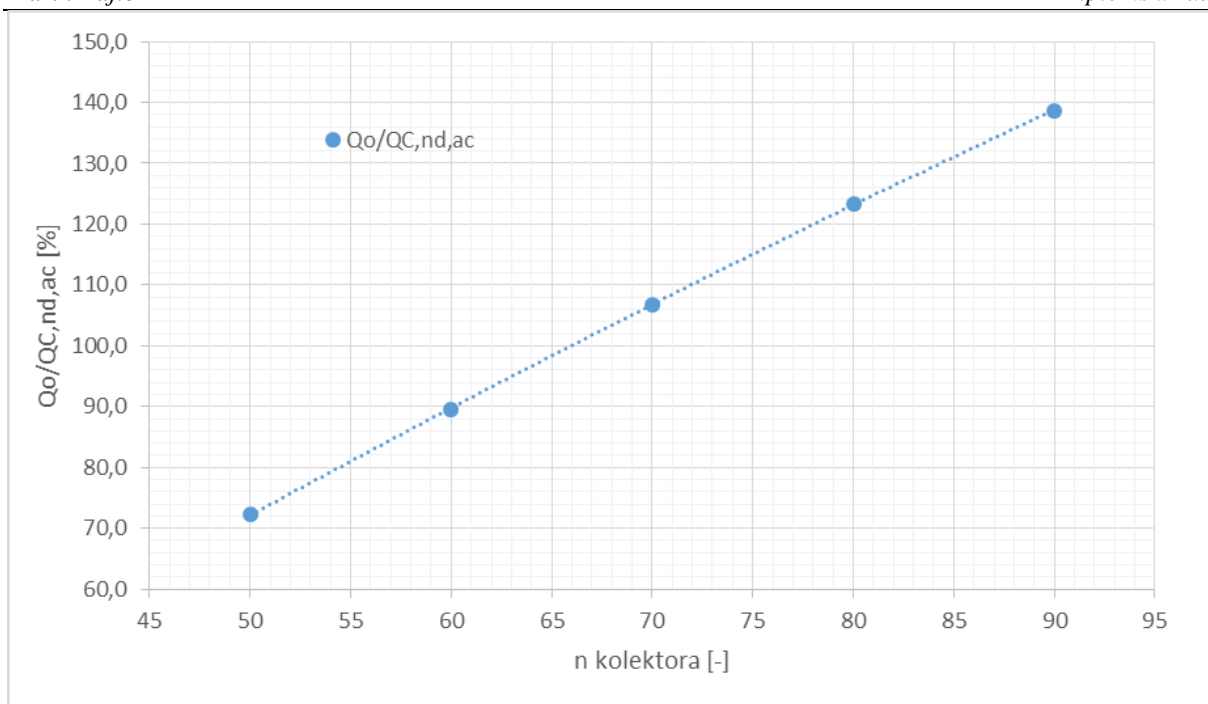
Promjena SCPF-a u odnosu na broj pločastih kolektora je prikazana na dijagramu na slici 3.18. Maksimum SCPF-a iznosi 26,85% koji se postiže s 85 kolektora. Energetski promatrano sustav će s 85 kolektora stvarati najviše rashladnog učina u odnosu na dozračenu sunčevu energiju.



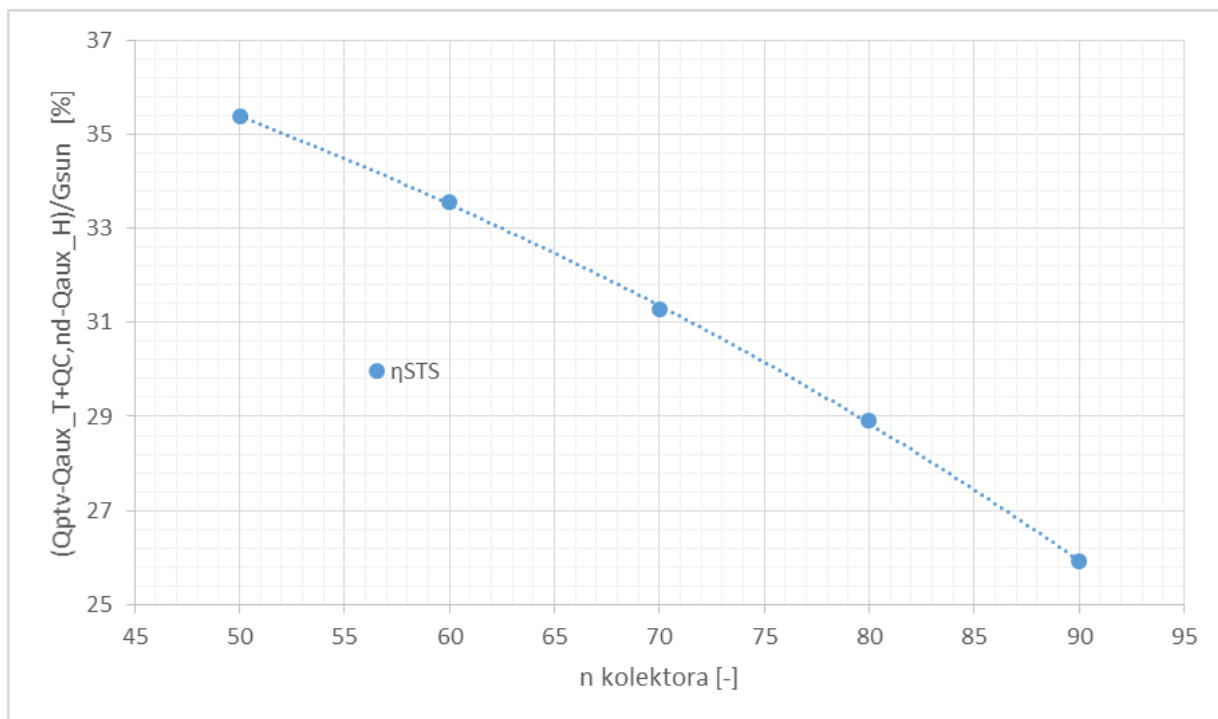
**Slika 3.18. SCPF adsorpcijskog rashladnog uređaja LTC 30 plus e u ovisnosti o broju pločastih kolektora za sezonu hlađenja s pripremom PTV-a**

Dijagram na slici 3.19 prikazuje pri kojem broju kolektora će sustav biti poddimenzioniran ili predimenzioniran. Granicu predstavlja 66 kolektora iznad kojih će solarni sustav biti predimenzioniran.

Učinkovitost solarnog sustava  $\eta_{STS}$  je prikazana na dijagramu na slici 3.20. koji ocjenjuje rad solarnog sustava i indirektno daje odnos iskorištene rashladne energije za energetske potrebe hlađenja prostora u odnosu na dozračenu energiju sunca. Učinkovitost solarnog sustava  $\eta_{STS}$  ne postiže maksimum u rasponu od 50 do 90 kolektora, nego konstantno pada od 35,4 do 25,9%.



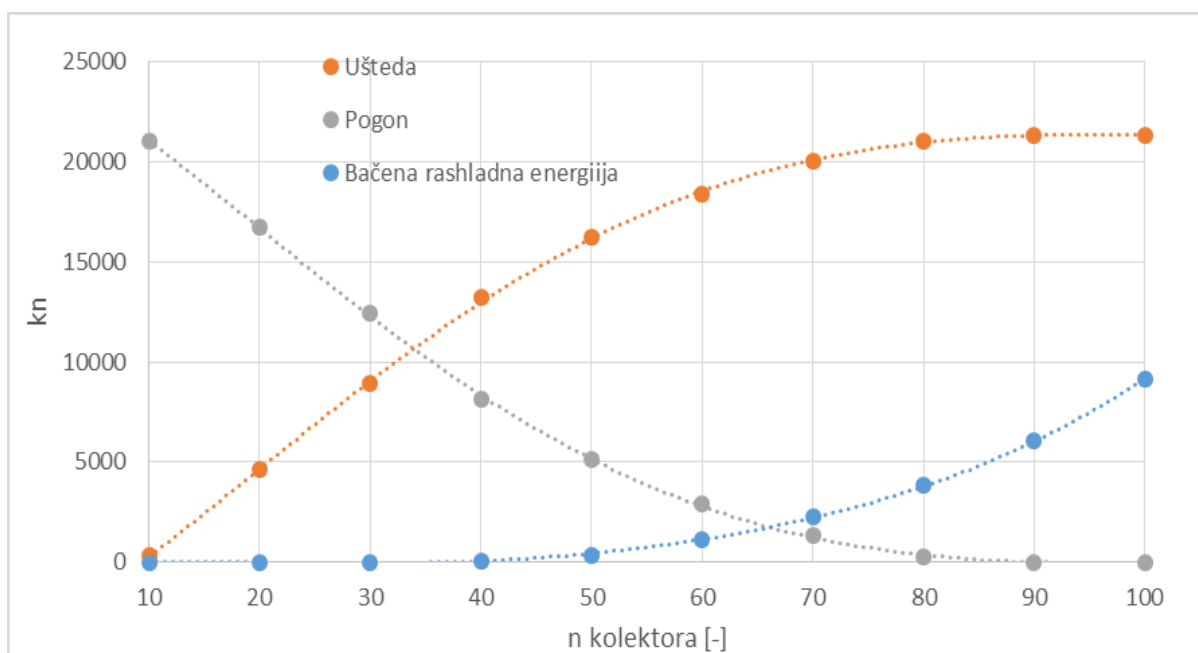
**Slika 3.19.** Odnos predane rashladne energije adsorpcijskog rashladnog uređaja LTC 30 plus e i energetske potrebe za hlađenjem prostora u ovisnosti o broju pločastih kolektora za sezonu hlađenja s pripremom PTV-a



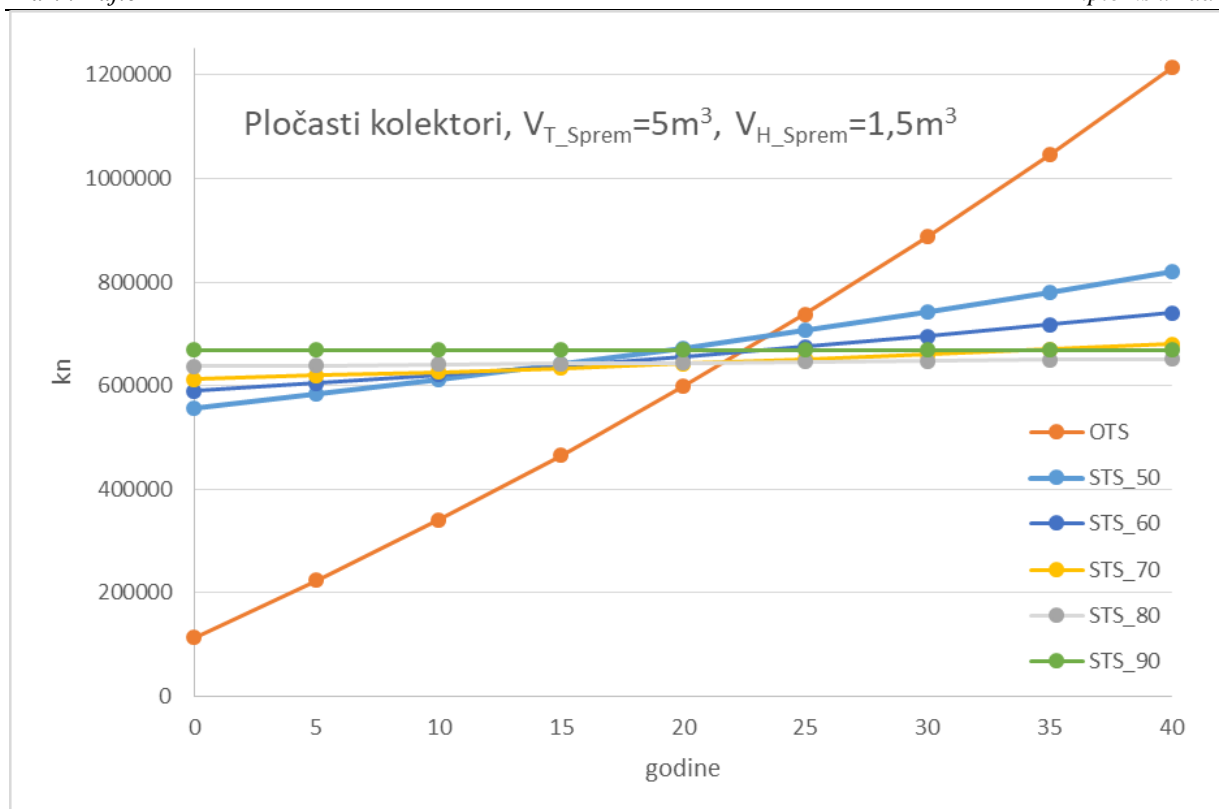
**Slika 3.20.** Učinkovitost solarnog toplinskog sustava  $\eta_{STS}$  u ovisnosti o broju pločastih kolektora za sezonu hlađenja s pripremom PTV-a

Na dijagramu na slici 3.21. je prikazana ušteda, pogon i bačena rashladna energija u ovisnosti o broju pločastih kolektora za solarni toplinski sustav (STS) toplog spremnika  $V_{T.sprem} = 5 \text{ m}^3$  i volumena hladnog spremnika  $V_{H.sprem} = 1,5 \text{ m}^3$ . Onog trenutka kada trošak pogona STS-a (jednadžba (3.11.)) postane jednak nuli, ušteda (jednadžba (3.9.)) se izjednačava trošku pogona OTS-a (jednadžba (3.10.)). Neizbježno je bacanje rashladne energije prije nego što trošak pogona STS-a postane jednak nuli.

Na dijagramu na slici 3.22. na ordinati su prikazane investicije OTS-a i STS-a. Promatran je period kroz 40 godina (stopa povećanja cijene goriva 1,2%) gdje svaki sustav poprima nagib krivulje ovisan o troškovima pogona. Što je veći trošak pogona sustava to će biti veći nagib krivulje i obrnuto. Točke krivulje STS-a koje sijeku krivulju OTS-a predstavljaju na apscisi godine koje su potrebne za povrat uložene dodatne investicije za STS. Najmanji period povrata investicije se postiže sa 74 pločasta kolektora i on iznosi 21,67 godina.



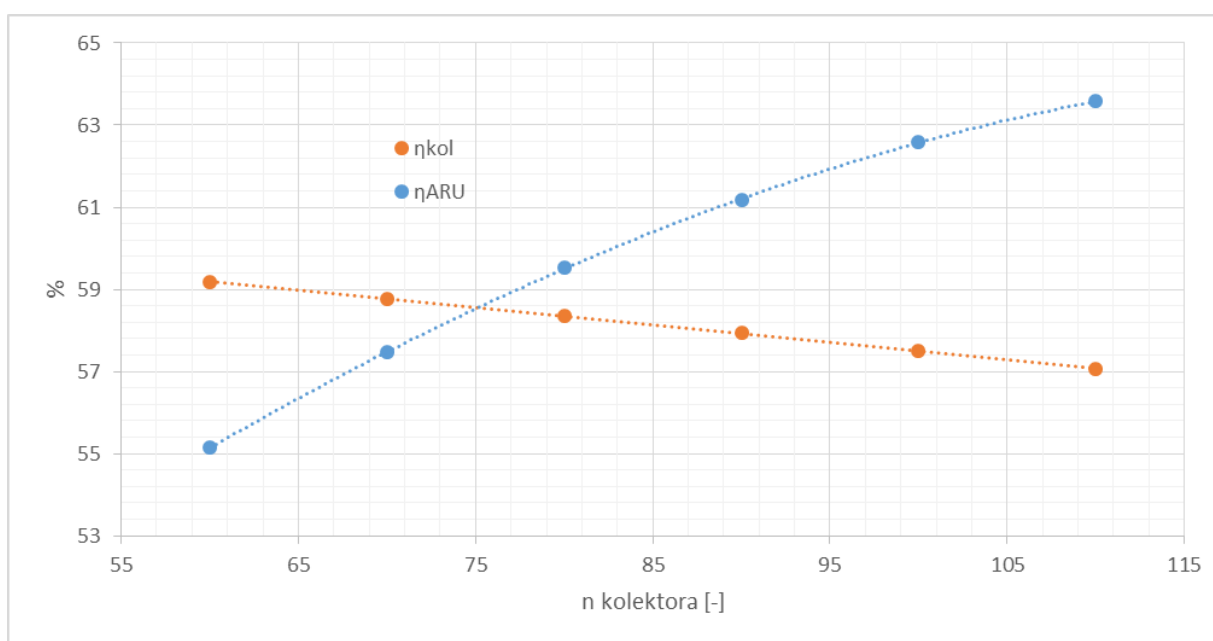
**Slika 3.21. Ušteda, pogon i bačena rashladna energija STS-a za različit broj pločastih kolektora**



Slika 3.22. Investicija i trošak pogona OTS-a i STS-a za različit broj pločastih kolektora

### 3.2.2. Adsorpcijski rashladni uređaj s vakuumskim kolektorima

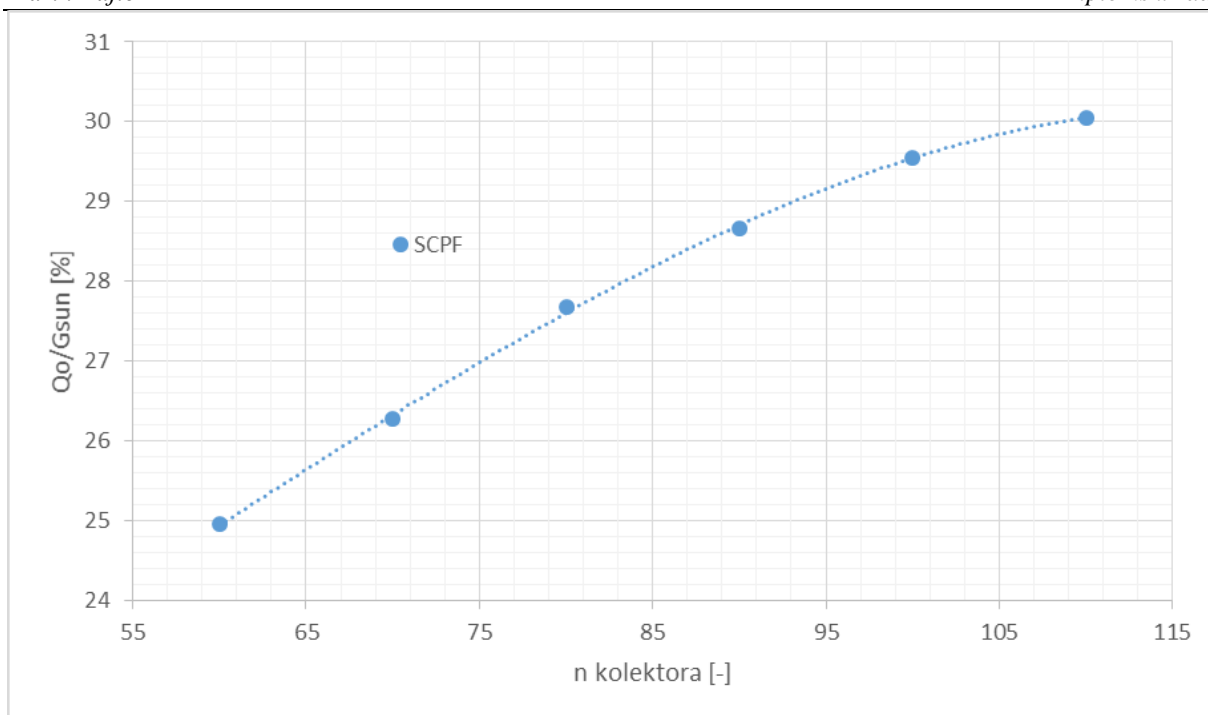
Na dijagramu na slici 3.23. prikazane su uprosječene vrijednosti efikasnosti vakuumskih kolektora  $\eta_{kol}$  i efikasnosti adsorpcijskog rashladnog uređaja COP u ovisnosti o broju kolektora za sezonu hlađenja s pripremom PTV-a. Kako se prikupljena sunčeva energija povećava s brojem kolektora, temperatura u sustavu raste što se očituje promjenom  $\eta_{kol}$  i COP-a. Efikasnost vakuumskih kolektora varira od 59,2 do 57,1% povećanjem broja kolektora, a efikasnost adsorpcijskog rashladnog uređaja COP raste promjenom temperature sustava (jednadžba (2.12.)), od 55,1 do 63,6%.



**Slika 3.23. Efikasnost vakuumskih kolektora  $\eta_{kol}$  i efikasnost adsorpcijskog rashladnog uređaja LTC 30 plus e COP za sezonu hlađenja s pripremom PTV-a**

Promjena SCPF-a u odnosu na broj vakuumskih kolektora je prikazana na dijagramu na slici 3.24. Za ovaj slučaj zbog dobrih termodinamičkih karakteristika vakuumskih kolektora, SCPF konstantno raste od 25 do 30% i ne postiže svoj maksimum u rasponu od 60 do 110 kolektora. To je posljedica manjeg nagiba jednadžbe efikasnosti vakuumskih kolektora u odnosu na nagib jednadžbe COP-a što je vidljivo na dijagramu na slici 3.23.

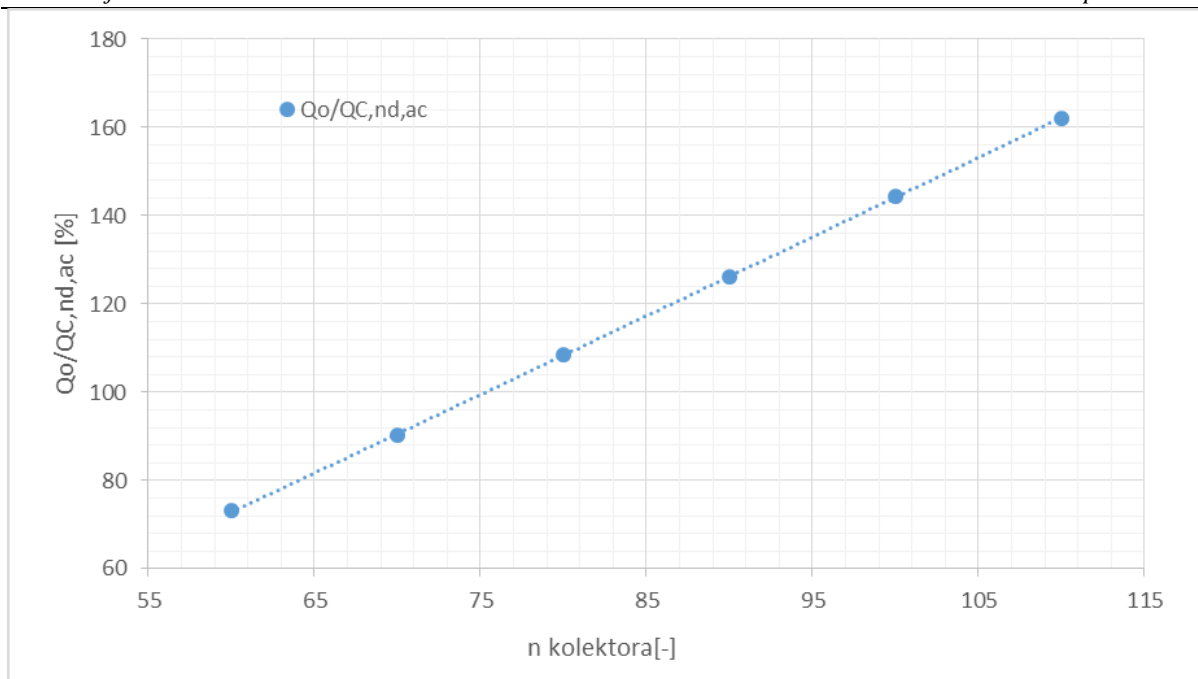




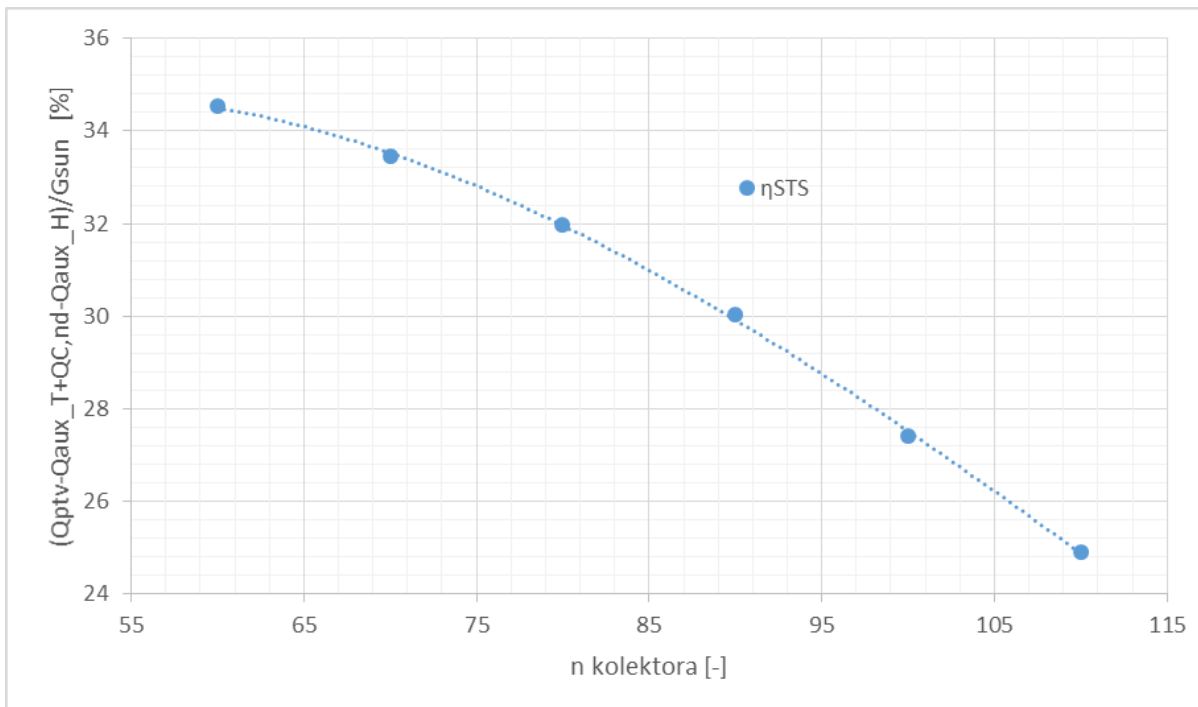
**Slika 3.24. SCPF adsorpcijskog rashladnog uređaja LTC 30 plus e u ovisnosti o broju vakuumskih kolektora za sezonu hlađenja s pripremom PTV-a**

Dijagram na slici 3.25 prikazuje pri kojem broju kolektora će sustav biti poddimenzioniran ili predimenzioniran. Granicu predstavlja 75 kolektora iznad kojih će solarni sustav biti predimenzioniran.

Učinkovitost solarnog sustava  $\eta_{STS}$  je prikazana na dijagramu na slici 3.26. koji ocjenjuje rad solarnog sustava i indirektno daje odnos iskorištene rashladne energije za energetske potrebe hlađenja prostora u odnosu na dozračenu energiju sunca. Učinkovitost solarnog sustava  $\eta_{STS}$  ne postiže maksimum u rasponu od 60 do 110 kolektora, nego konstantno pada od 34,5 do 24,9%.



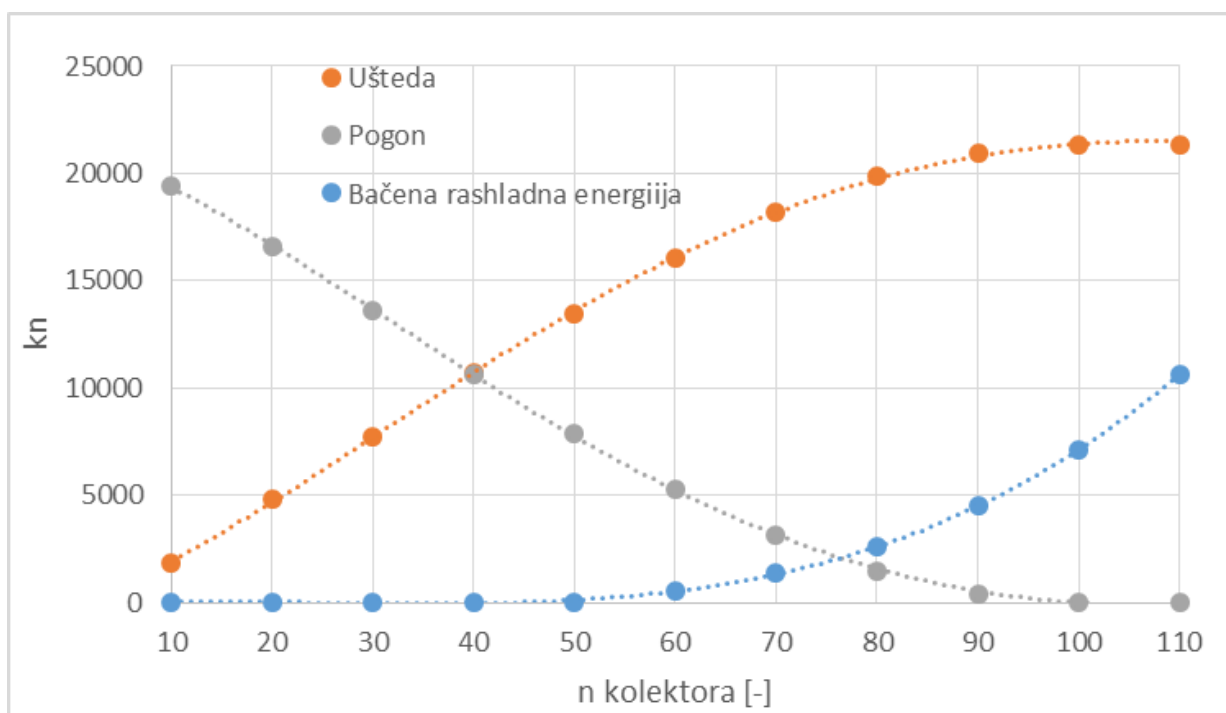
**Slika 3.25.** Odnos predane rashladne energije adsorpcijskog rashladnog uređaja LTC 30 plus e i energetske potrebe za hlađenjem prostora u ovisnosti o broju vakuumskih kolektora za sezonu hlađenja s pripremom PTV-a



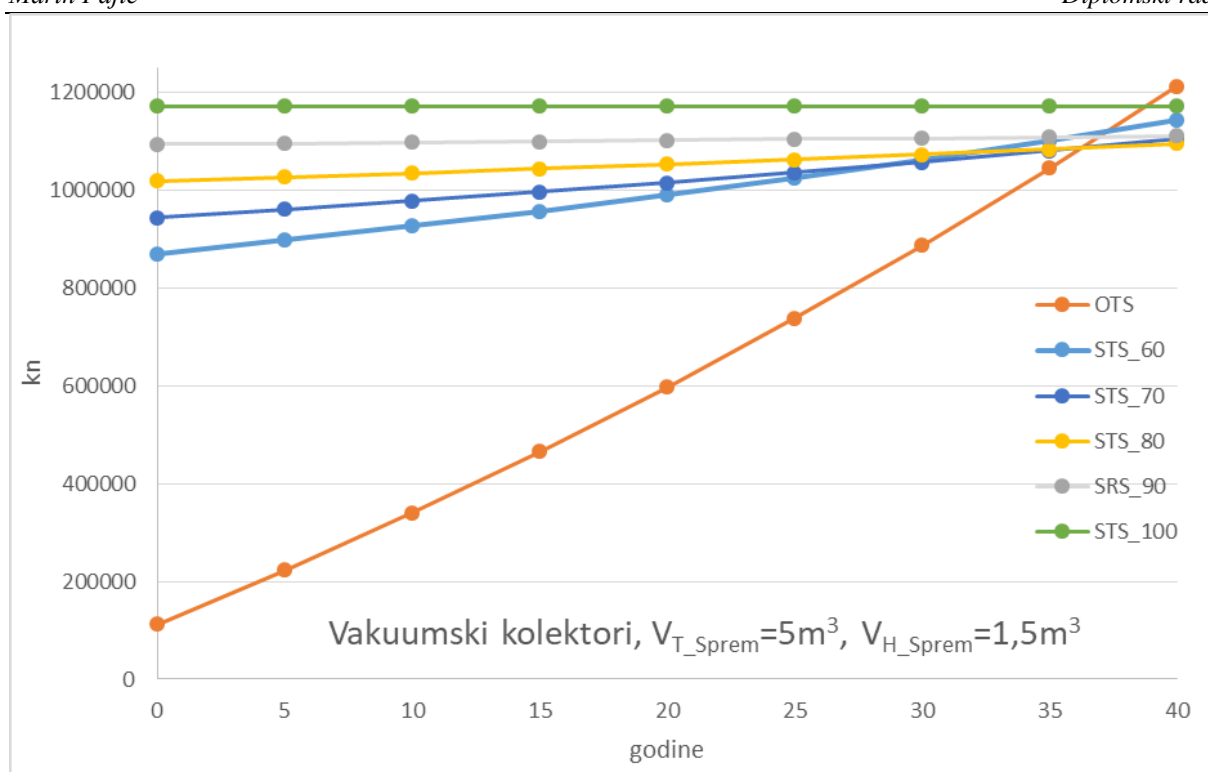
**Slika 3.26.** Učinkovitost solarnog sustava u ovisnosti o broju vakuumskih kolektora za sezonu hlađenja s pripremom PTV-a

Na dijagramu na slici 3.27. je prikazana ušteda, pogon i bačena rashladna energija u ovisnosti o broju vakuumskih kolektora za solarni toplinski sustav (STS) toplog spremnika  $V_{T.sprem} = 5 \text{ m}^3$  i volumena hladnog spremnika  $V_{H.sprem} = 1,5 \text{ m}^3$ . Onog trenutka kada trošak pogona STS-a (jednadžba (3.11.)) postane jednak nuli, ušteda (jednadžba (3.9.)) se izjednačava trošku pogona OTS-a (jednadžba (3.10.)). Neizbježno je bacanje rashladne energije prije nego što trošak pogona STS-a postane jednak nuli.

Na dijagramu na slici 3.28. na ordinati su prikazane investicije OTS-a i STS-a. Promatran je period kroz 40 godina (stopa povećanja cijene goriva 1,2%) gdje svaki sustav poprima nagib krivulje ovisan o troškovima pogona. Što je veći trošak pogona sustava to će biti veći nagib krivulje i obrnuto. Točke krivulje STS-a koje sijeku krivulju OTS-a predstavljaju na apscisi godine koje su potrebne za povrat uložene dodatne investicije za STS. Najmanji period povrata investicije se postiže sa 75 vakuumskih kolektora i on iznosi 36,17 godina.



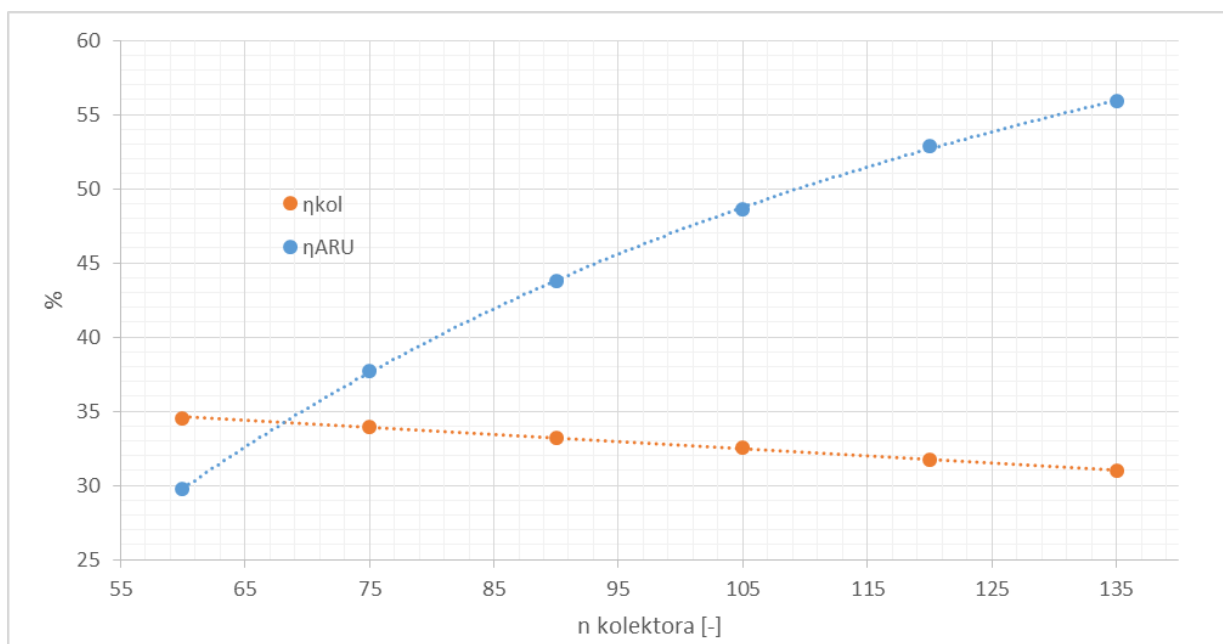
**Slika 3.27. Ušteda, pogon i bačena rashladna energija STS-a za različit broj vakuumskih kolektora**



**Slika 3.28. Investicija i trošak pogona OTS-a i STS-a za različit broj vakuumskih kolektora**

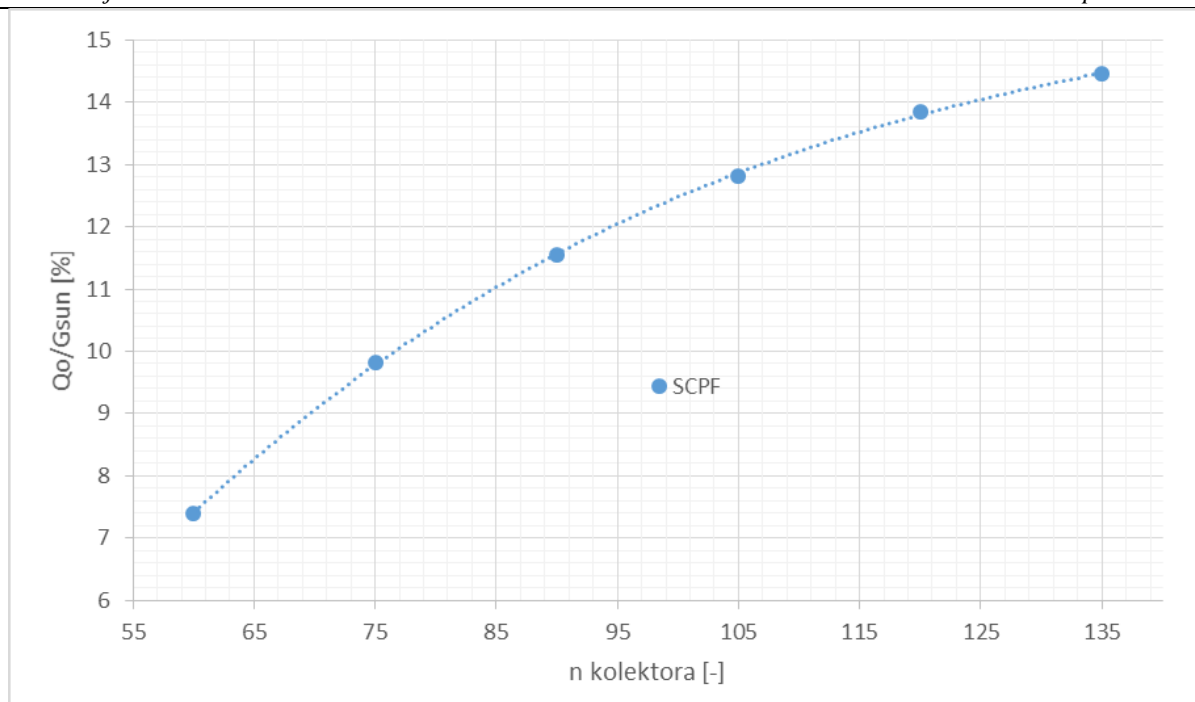
### 3.2.3. Apsorpcijski rashladni uređaj s pločastim kolektorima

Na dijagram na slici 3.29. prikazane su uprosječene vrijednosti efikasnosti pločastih kolektora  $\eta_{kol}$  i efikasnosti adsorpcijskog rashladnog uređaja COP u ovisnosti o broju kolektora za sezonu hlađenja s pripremom PTV-a. Kako se prikupljena sunčeva energija povećava s brojem kolektora, temperatura u sustavu raste što se očituje promjenom  $\eta_{kol}$  i COP-a. Efikasnost pločastih kolektora je drastično niska i varira od 34,6 do 31% povećanjem broja kolektora, dok se efikasnost apsorpcijskog rashladnog uređaja COP mijenja od 29,8 do 55,9%.



**Slika 3.29. Efikasnost pločastih kolektora  $\eta_{kol}$  i efikasnost apsorpcijskog rashladnog uređaja Wegracal 15 COP za sezonu hlađenja s pripremom PTV-a**

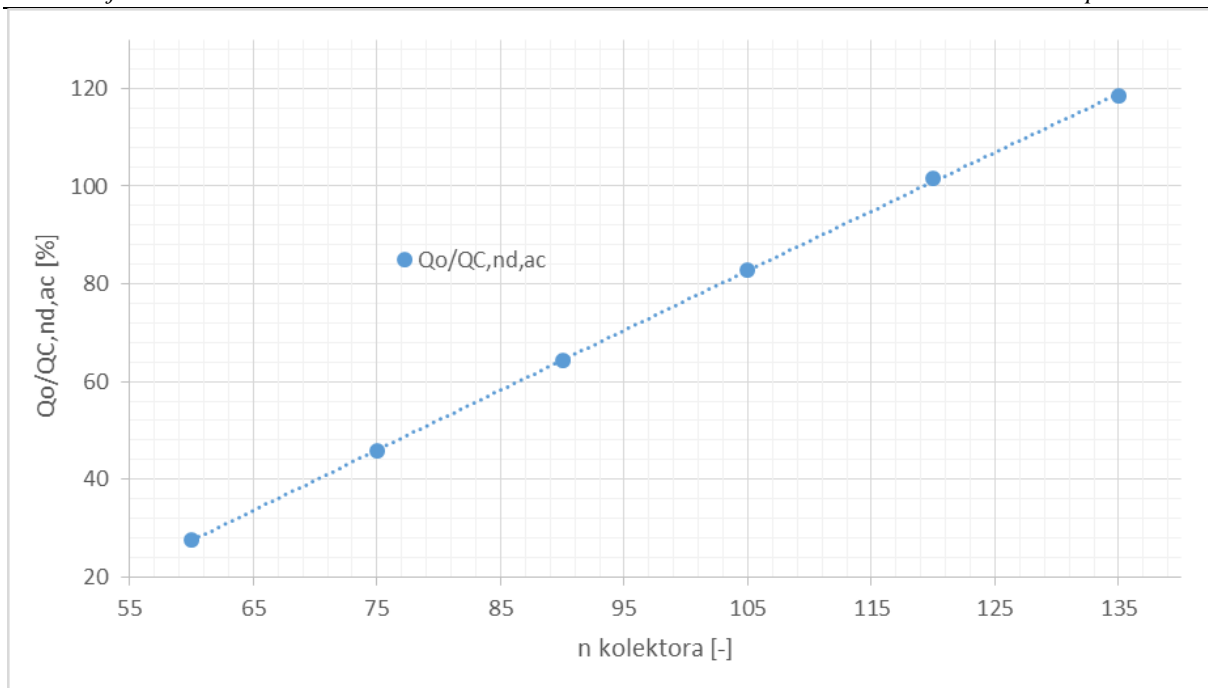
Promjena SCPF-a u odnosu na broj pločastih kolektora je prikazana na dijagramu na slici 3.30. Maksimum SCPF-a nije postignut u rasponu od 60 do 135 pločastih kolektora te se kreće od 7,4 do 14,5%. Zbog izrazito male efikasnosti pločastih kolektora potreban je njihov što veći broj kako bi prikupljena energija sunca povećala radnu temperaturu sustava, čime bi se povećao rashladni učin apsorpcijskog rashladnog uređaja. Činjenica je da će se povećanjem radne temperature sustava, efikasnost pločastih kolektora još više sniziti, čime se uočava najveći problem ovakve koncepcije solarnog sustava, a to su slabe termodinamičke karakteristike pločastih kolektora uz visoke radne temperature apsorpcijskog solarnog sustava.



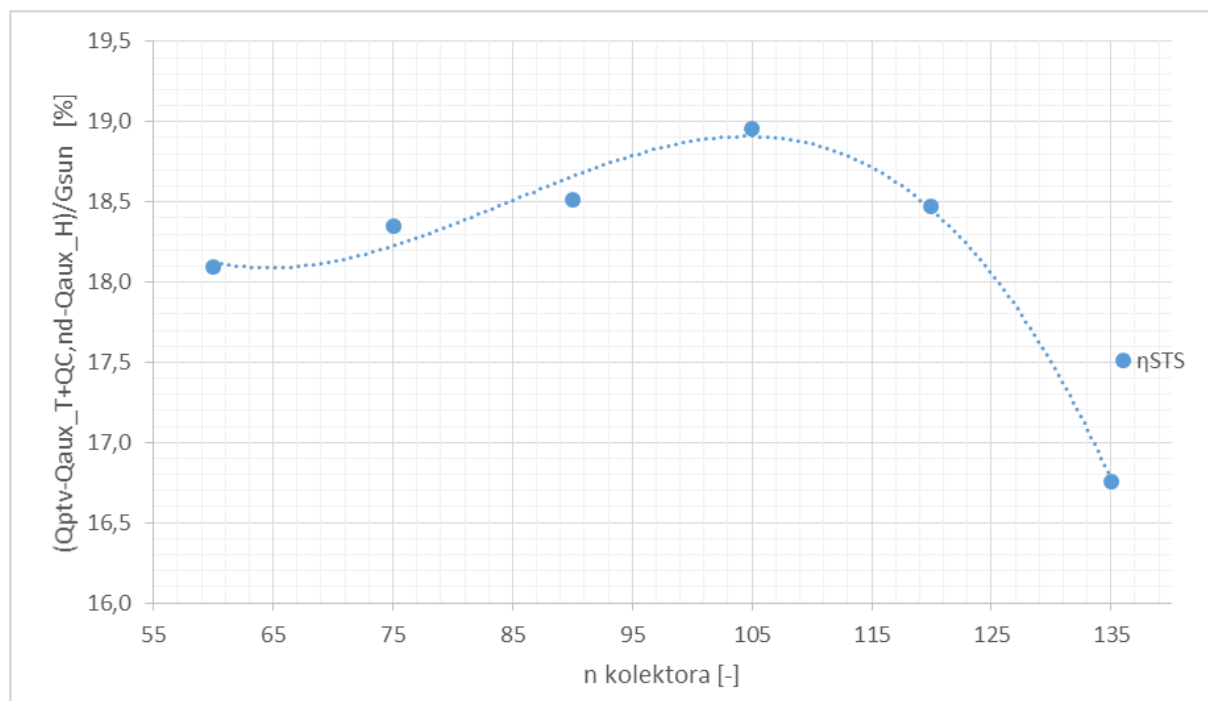
**Slika 3.30. SCPF apsorpcijskog rashladnog uređaja Wegracal 15 u ovisnosti o broju pločastih kolektora za sezonu hlađenja s pripremom PTV-a**

Dijagram na slici 3.31 prikazuje pri kojem broju kolektora će sustav biti poddimenzioniran ili predimenzioniran. Granicu predstavlja 119 kolektora iznad kojih će solarni sustav biti predimenzioniran.

Učinkovitost solarnog sustava  $\eta_{STS}$  je prikazana na dijagramu na slici 3.32. koji ocjenjuje rad solarnog sustava i indirektno daje odnos iskorištene rashladne energije za energetske potrebe hlađenja prostora u odnosu na dozračenu energiju sunca. Maksimum učinkovitosti solarnog sustava se postiže s 105 kolektora koji u tom slučaju iznosi  $\eta_{STS} = 19\%$ .



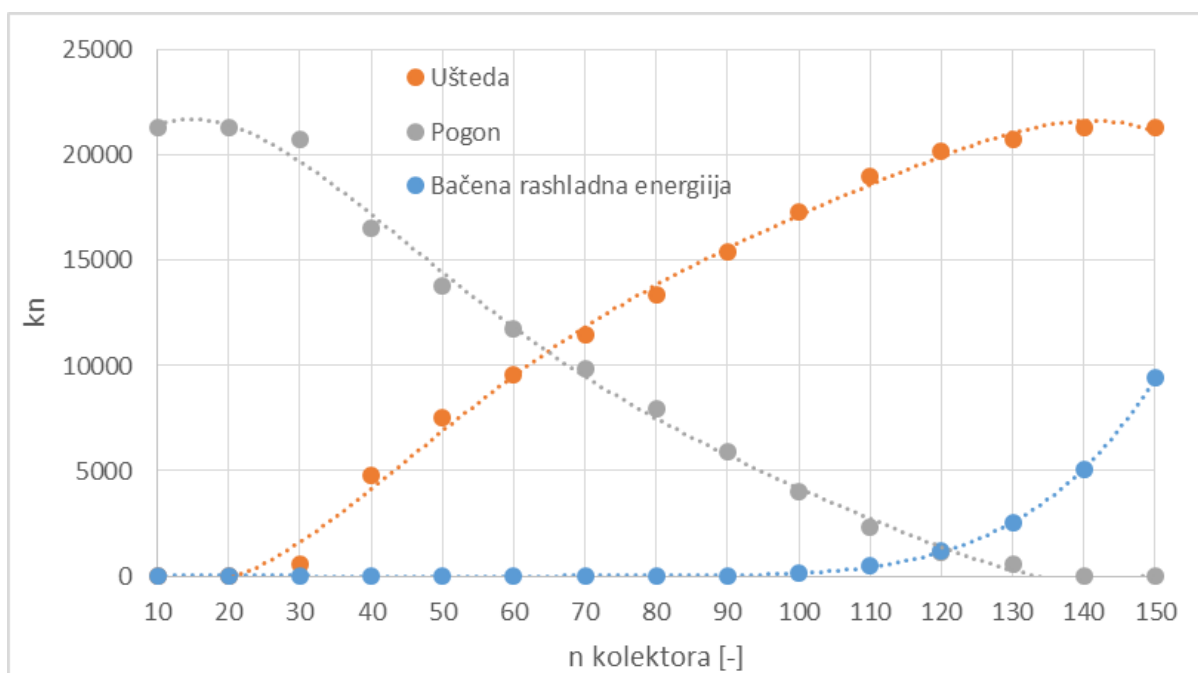
**Slika 3.31. Odnos predane rashladne energije apsorpcijskog rashladnog uređaja Wegracal 15 i energetske potrebe za hlađenjem prostora u ovisnosti o broju pločastih kolektora za sezonu hlađenja s pripremom PTV-a**



**Slika 3.32. Učinkovitost solarnog sustava u ovisnosti o broju pločastih kolektora za sezonu hlađenja s pripremom PTV-a**

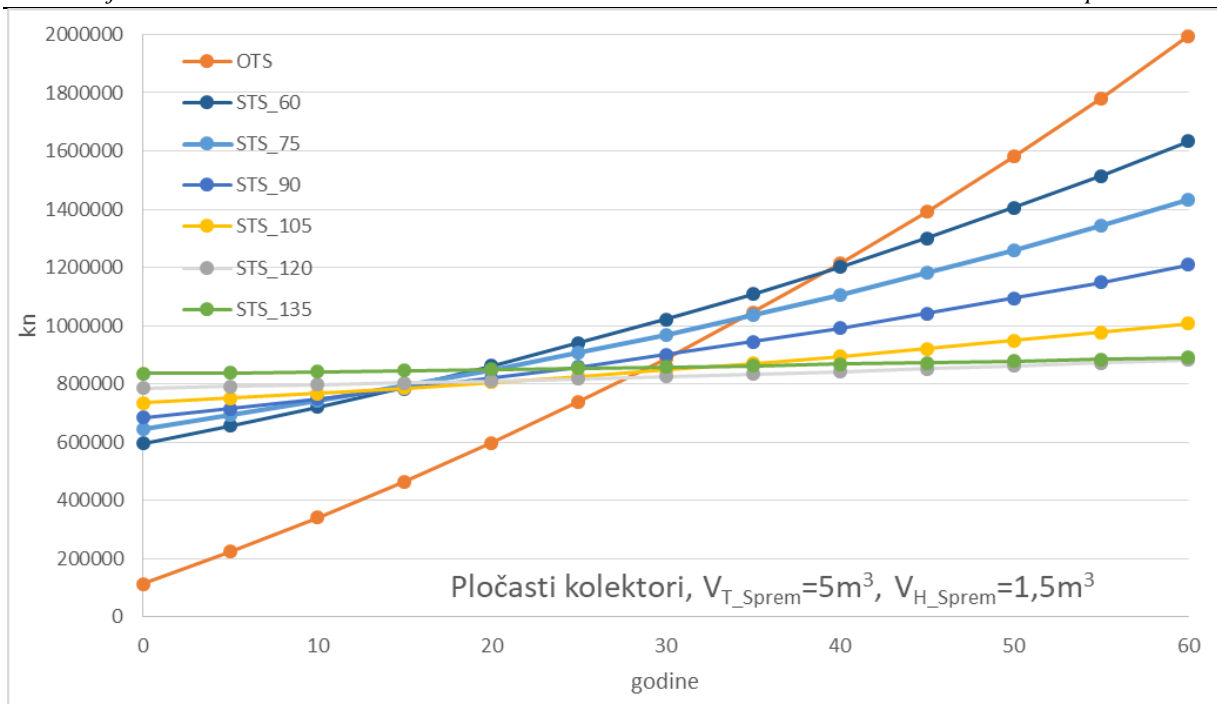
Na dijagramu na slici 3.33. je prikazana ušteda, pogon i bačena rashladna energija u ovisnosti o broju pločastih kolektora za solarni toplinski sustav (STS) toplog spremnika  $V_{T.sprem} = 5 \text{ m}^3$  i volumena hladnog spremnika  $V_{H.sprem} = 1,5 \text{ m}^3$ . Onog trenutka kada trošak pogona STS-a (jednadžba (3.11.)) postane jednak nuli, ušteda (jednadžba (3.9.)) se izjednačava trošku pogona OTS-a (jednadžba (3.10.)). Neizbježno je bacanje rashladne energije prije nego što trošak pogona STS-a postane jednak nuli.

Na dijagramu na slici 3.34. na ordinati su prikazane investicije OTS-a i STS-a. Promatran je period kroz 60 godina (stopa povećanja cijene goriva 1,2%) gdje svaki sustav poprima nagib krivulje ovisan o troškovima pogona. Što je veći trošak pogona sustava to će biti veći nagib krivulje i obrnuto. Točke krivulje STS-a koje sijeku krivulju OTS-a predstavljaju na apscisi godine koje su potrebne za povrat uložene dodatne investicije za STS. Najmanji period povrata investicije se postiže sa 119 pločasta kolektora i on iznosi 27,85 godina.



**Slika 3.33. Ušteda, pogon i bačena rashladna energija STS-a za različit broj pločastih kolektora**

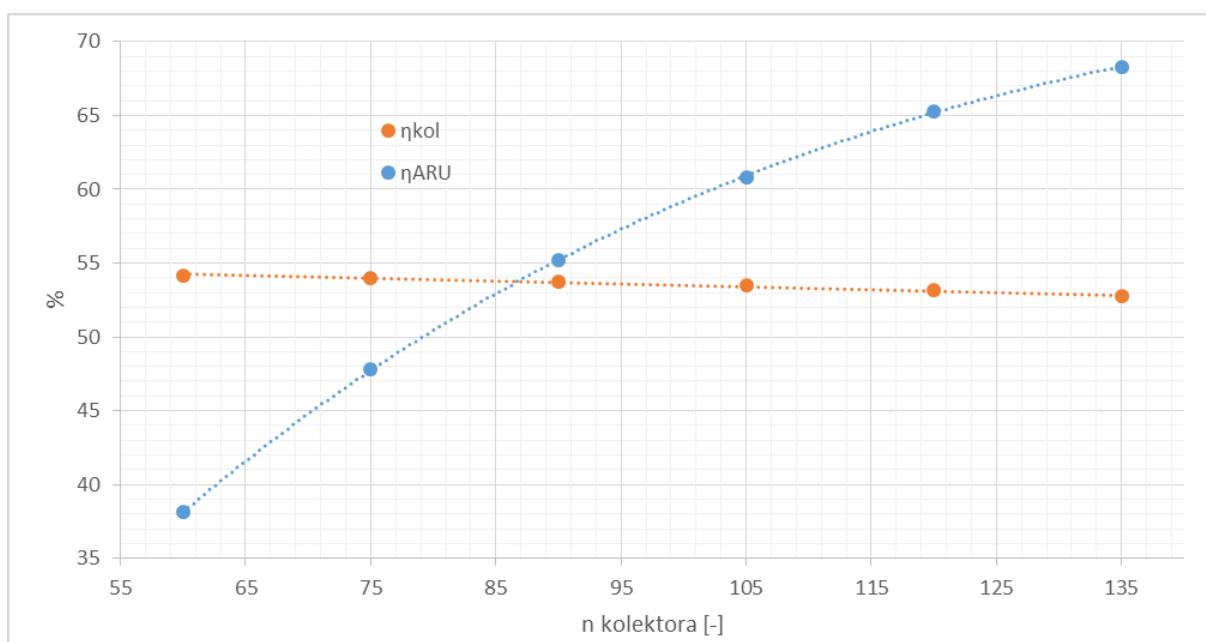




**Slika 3.34. Investicija i trošak pogona OTS-a i STS-a za različit broj pločastih kolektora**

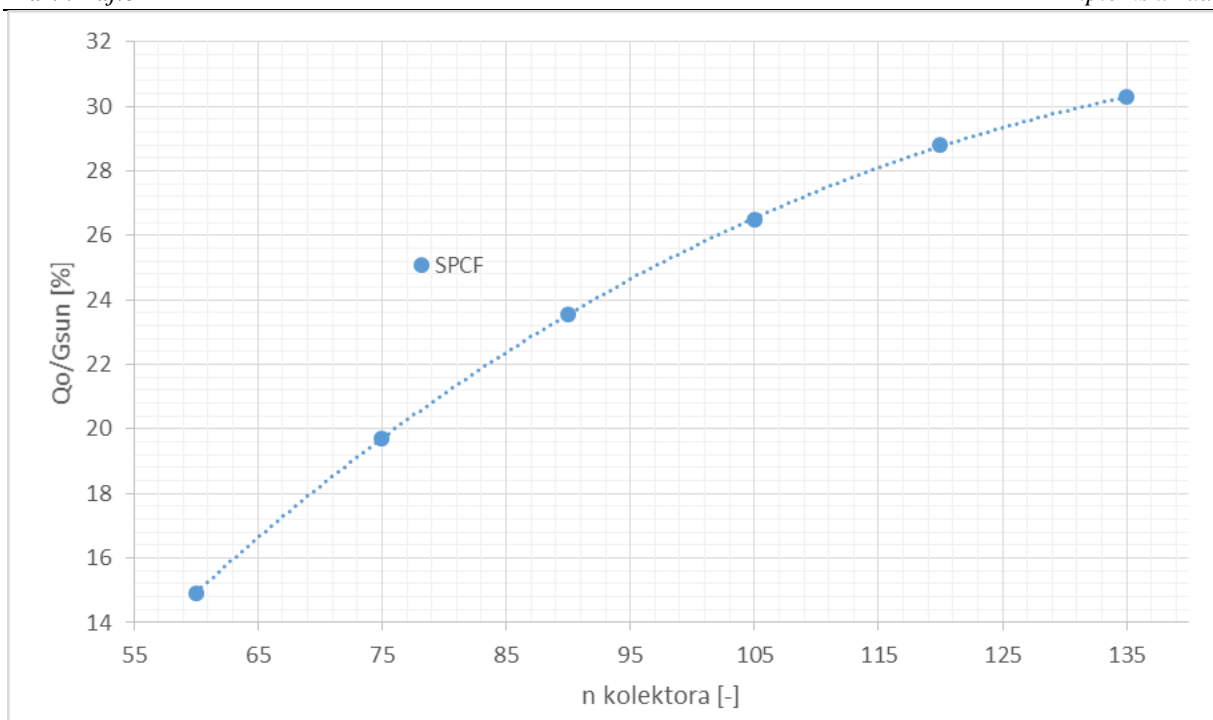
### 3.2.4. Apsorpcijski rashladni uređaj s vakuumskim kolektorima

Na dijagramu na slici 3.35. prikazane su uprosječene vrijednosti efikasnosti vakuumskih kolektora  $\eta_{kol}$  i efikasnosti apsorpcijskog rashladnog uređaja COP u ovisnosti o broju kolektora za sezonu hlađenja s pripremom PTV-a. Kako se prikupljena sunčeva energija povećava s brojem kolektora, temperatura u sustavu raste što se očituje promjenom  $\eta_{kol}$  i COP-a. Efikasnost vakuumskih kolektora varira od 54,1 do 52,7% povećanjem broja kolektora, a efikasnost apsorpcijskog rashladnog uređaja COP raste (jednadžba (2.12.)) od 38,1 do 68,3%.



**Slika 3.35. Efikasnost vakuumskih kolektora  $\eta_{kol}$  i efikasnost apsorpcijskog rashladnog uređaja Wegracal 15 COP za sezonu hlađenja s pripremom PTV-a**

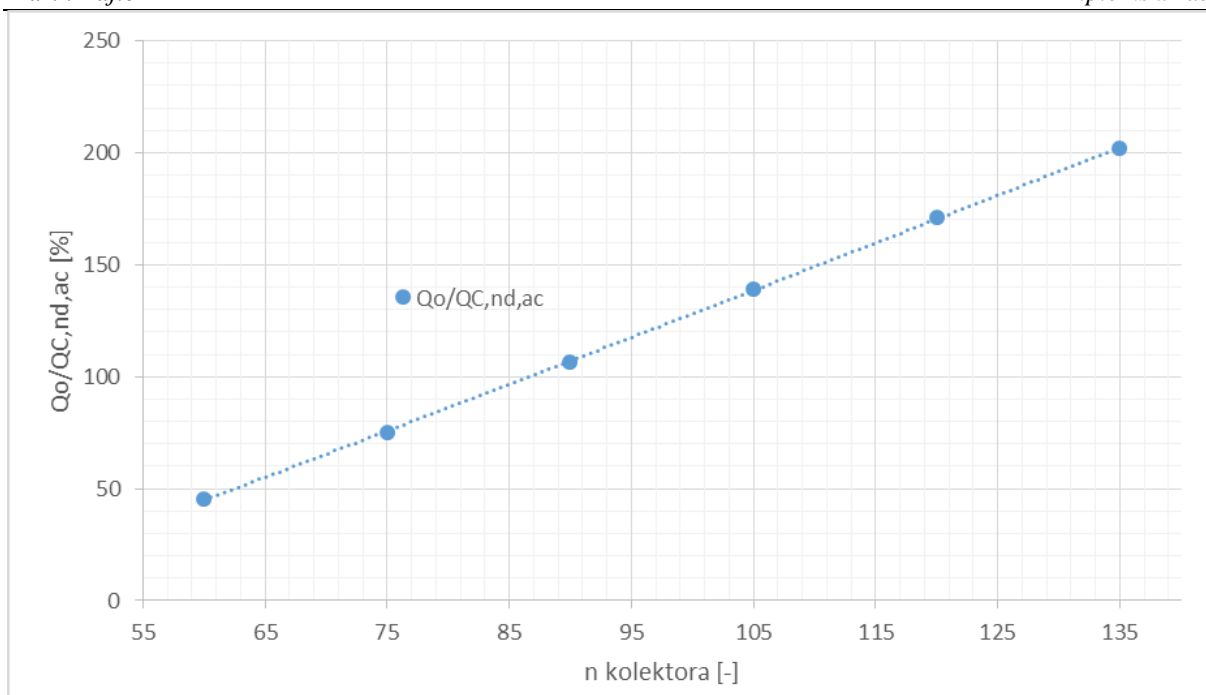
Promjena SCPF-a u odnosu na broj vakuumskih kolektora je prikazana na dijagramu na slici 3.36. Za ovaj slučaj zbog dobrih termodinamičkih karakteristika vakuumskih kolektora, SCPF konstantno raste i ne postiže svoj maksimum u rasponu od 60 do 135 kolektora, a mijenja se od 14,9 do 30,3%. To je posljedica manjeg nagiba jednadžbe efikasnosti vakuumskih kolektora u odnosu na nagib jednadžbe COP-a što je vidljivo na dijagramu na slici 3.35.



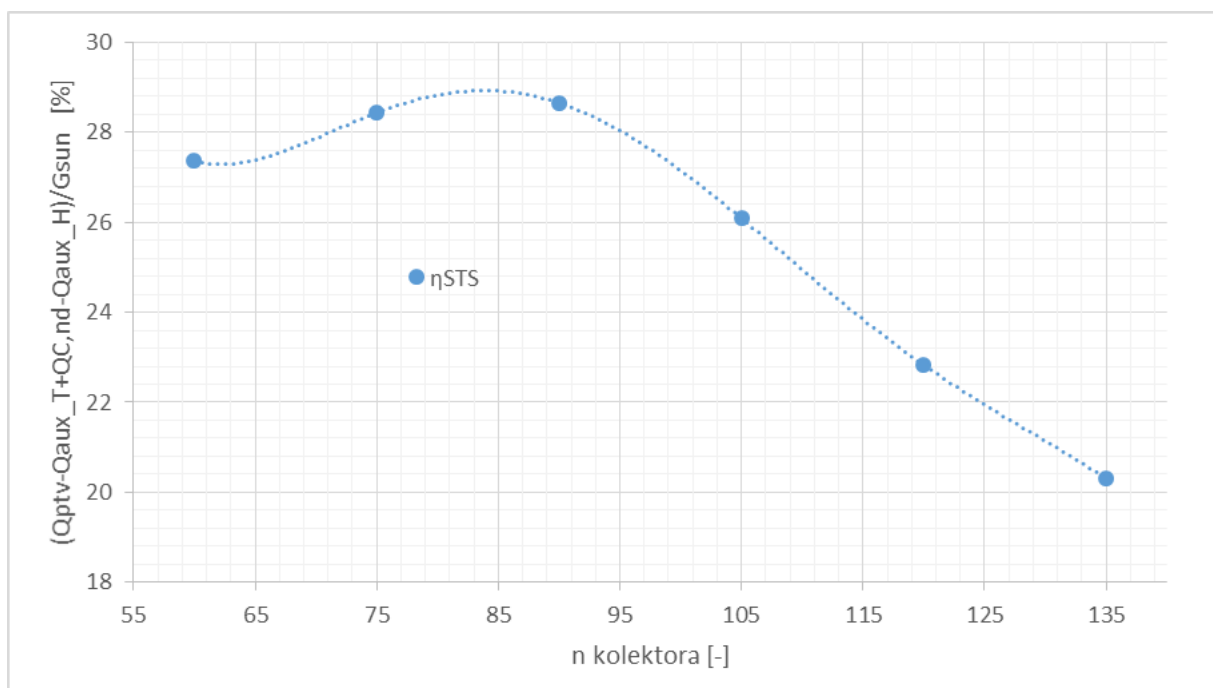
**Slika 3.36. SPCF apsorpcijskog rashladnog uređaja Wegracal 15 u ovisnosti o broju vakuumskih kolektora za sezonu hlađenja s pripremom PTV-a**

Dijagram na slici 3.37 prikazuje pri kojem broju kolektora će sustav biti poddimenzioniran ili predimenzioniran. Granicu predstavlja 87 kolektora iznad kojih će solarni sustav biti predimenzioniran.

Učinkovitost solarnog sustava  $\eta_{STS}$  je prikazana na dijagramu na slici 3.38. koji ocjenjuje rad solarnog sustava i indirektno daje odnos iskorištene rashladne energije za energetske potrebe hlađenja prostora u odnosu na dozračenu energiju sunca. Maksimum učinkovitosti solarnog sustava se postiže s 84 kolektora koji u tom slučaju iznosi  $\eta_{STS} = 28,9\%$ .



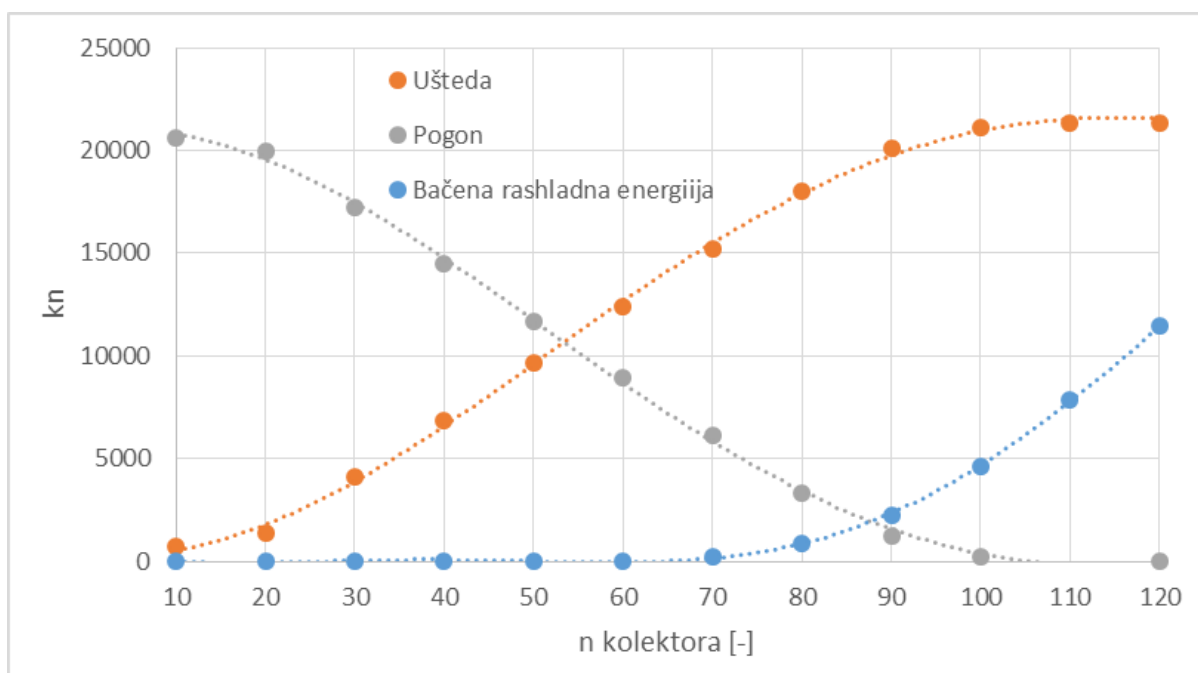
**Slika 3.37. Odnos predane rashladne energije apsorpcijskog rashladnog uređaja Wegracal 15 i energetske potrebe za hlađenjem prostora u ovisnosti o broju vakuumskih kolektora za sezonu hlađenja s pripremom PTV-a**



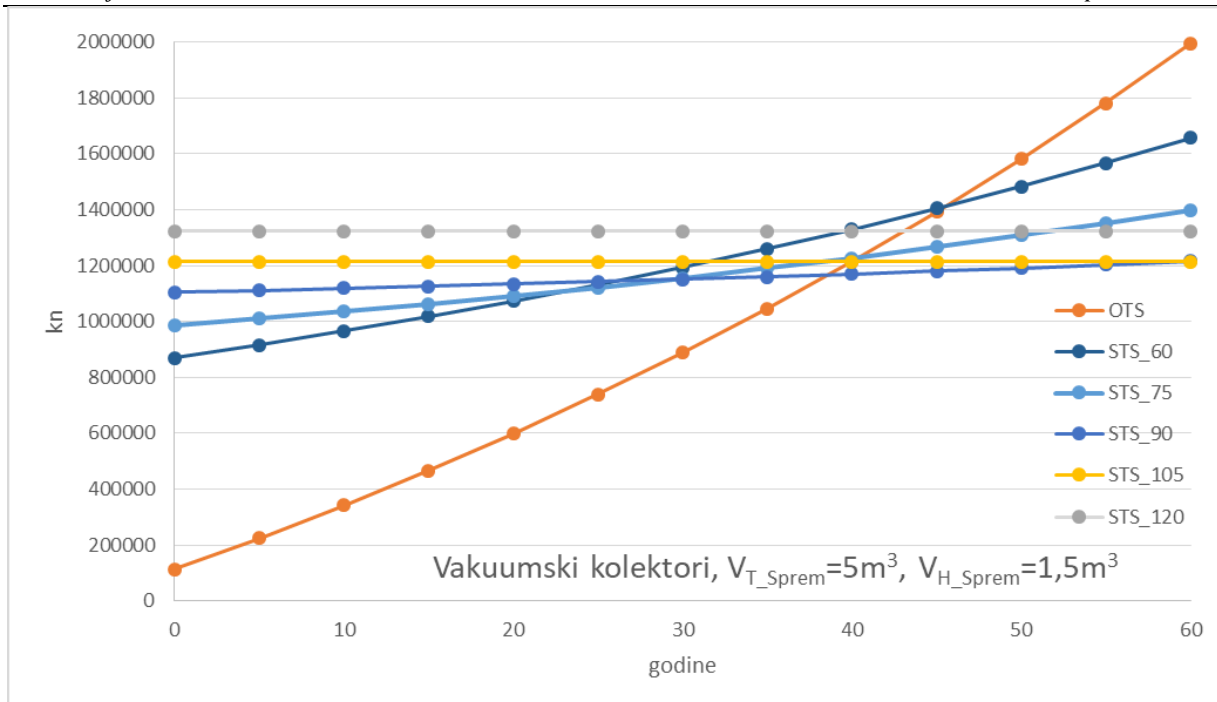
**Slika 3.38. Učinkovitost solarnog sustava u ovisnosti o broju vakuumskih kolektora za sezonu hlađenja s pripremom PTV-a**

Na dijagramu na slici 3.39. je prikazana ušteda, pogon i bačena rashladna energija u ovisnosti o broju vakuumskih kolektora za solarni toplinski sustav (STS) toplog spremnika  $V_{T.sprem} = 5 \text{ m}^3$  i volumena hladnog spremnika  $V_{H.sprem} = 1,5 \text{ m}^3$ . Onog trenutka kada trošak pogona STS-a (jednadžba (3.11.)) postane jednak nuli, ušteda (jednadžba (3.9.)) se izjednačava trošku pogona OTS-a (jednadžba (3.10.)). Neizbježno je bacanje rashladne energije prije nego što trošak pogona STS-a postane jednak nuli.

Na dijagramu na slici 3.40. na ordinati su prikazane investicije OTS-a i STS-a. Promatran je period kroz 60 godina (stopa povećanja cijene goriva 1,2%) gdje svaki sustav poprima nagib krivulje ovisan o troškovima pogona. Što je veći trošak pogona sustava to će biti veći nagib krivulje i obrnuto. Točke krivulje STS-a koje sijeku krivulju OTS-a predstavljaju na apscisi godine koje su potrebne za povrat uložene dodatne investicije za STS. Najmanji period povrata investicije se postiže sa 90 vakuumskih kolektora i on iznosi 38,65 godina.



**Slika 3.39. Ušteda, pogon i bačena rashladna energija STS-a za različit broj vakuumskih kolektora**



**Slika 3.40. Investicija i trošak pogona OTS-a i STS-a za različit broj vakuumskih kolektora**

### 3.3. Cijela sezona grijanja i hlađenja uz pripremu PTV-a

Jedino se u listopadu javlja potreba za grijanjem i hlađenjem prostora istovremeno, što znači da u mjesecima od travnja do rujna postoji potreba isključivo za hlađenjem prostora, a u mjesecima od studenog do ožujka potreba isključivo za grijanjem prostora (slika 2.8.). Iz razloga što je potreba za grijanjem u listopadu relativno mala ( $Q_{H,nd} = 709$  kWh/mj.) u odnosu na potrebu hlađenja ( $Q_{C,nd} = 3689$  kWh/mj.), ona neće stvarati veliku promjenu radne temperature sustava u listopadu, stoga svi promatrani dijagrami za promjenu SCPF-a prema broju kolektora u sezoni hlađenja s pripremom PTV-a će također vrijediti za cijelu sezonu u razdoblju hlađenja (uključujući listopad). SCPF neće biti prikazan uprosječen kroz cijelu sezonu, jer rashladni uređaj ne stvara rashladni učin od studenog do ožujka, čime bi prikazane vrijednosti SCPF-a bile puno manje nego što one ustvari jesu.

U nastavku bit će prikazana efikasnost kolektora  $\eta_{kol}$  i efikasnost rashladnog uređaja COP po mjesecima. Učinkovitost solarnog toplinskog sustava  $\eta_{STS}$  će biti glavni pokazatelj efikasnosti sustava koji će u ovom slučaju davati indirektno podatak o količini iskorištenog rashladnog učina i djelomičnom iskorištenju sunčeve energije prikupljene kolektorima za potrebe grijanja i pripremu PTV-a u odnosu na dozračenu energiju sunca.

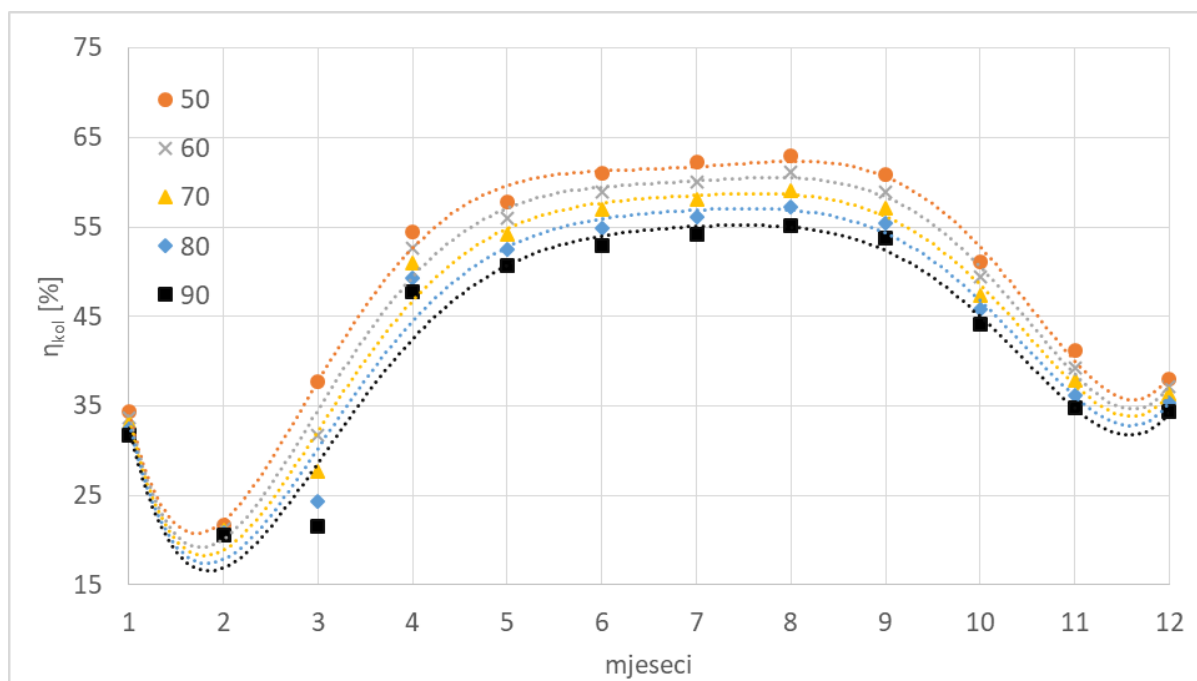
#### 3.3.1. Adsorpcijski rashladni uređaj s pločastim kolektorima

Na slici 3.41. prikazan je tijek pretvorbe energije adsorpcijskog rashladnog sustava s pločastim kolektorima u ovisnosti o broju kolektora. Raščlanjeno je 100% pogonske energije sustava, odnosno energije koja ulazi u sustav  $G_{sun}$  i  $Q_{aux,T}$ , na korisnu energiju iskorištenu za grijanje prostora  $Q_{H,nd}$  i pripremu PTV-a  $Q_{PTV}$ , na proizvedeni rashladni učin  $Q_o$  i energetske gubitke sustava na kolektorima i adsorpcijskom rashladnom uređaju.

Na dijagramu na slici 3.42. prikazane su vrijednosti efikasnosti pločastih kolektora  $\eta_{kol}$  u ovisnosti o broju kolektora za cijelu sezonu. Kako se prikupljena sunčeva energija povećava s brojem kolektora, temperatura u sustavu raste što se očituje promjenom  $\eta_{kol}$ . Minimalne vrijednosti efikasnosti pločastih kolektora  $\eta_{kol}$  se postižu u veljači i travnju, zbog niskih vanjskih temperatura i slabog sunčevog ozračenja, dok vrijednosti efikasnosti pločastih kolektora  $\eta_{kol}$  od travnja do listopada poprimaju iste veličine kao i u slučaju sezone hlađenja s pripremom PTV-a, a maksimalna vrijednost koju poprima je  $\eta_{kol} = 63\%$ .



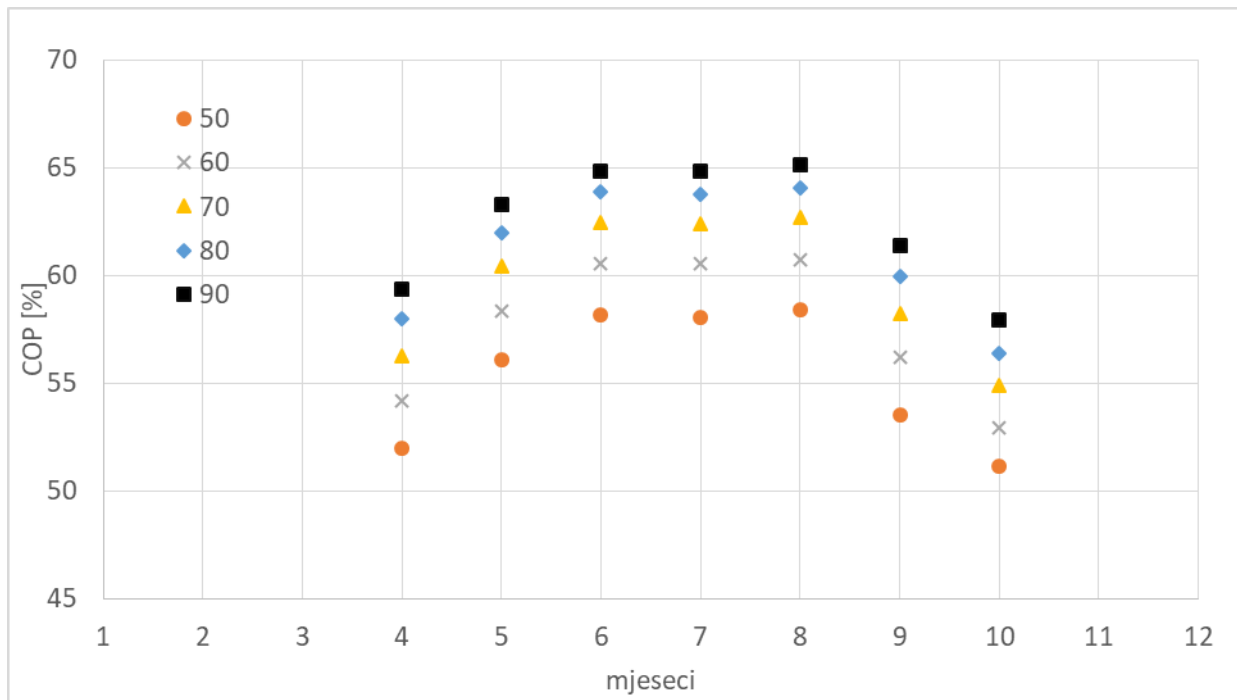
**Slika 3.41. Tijek pretvorbe 100% pogonske energije u korisnu energiju, rashladni učin i gubitke sustava**



**Slika 3.42. Efikasnost pločastih kolektora za različit broj kolektora po mjesecima**

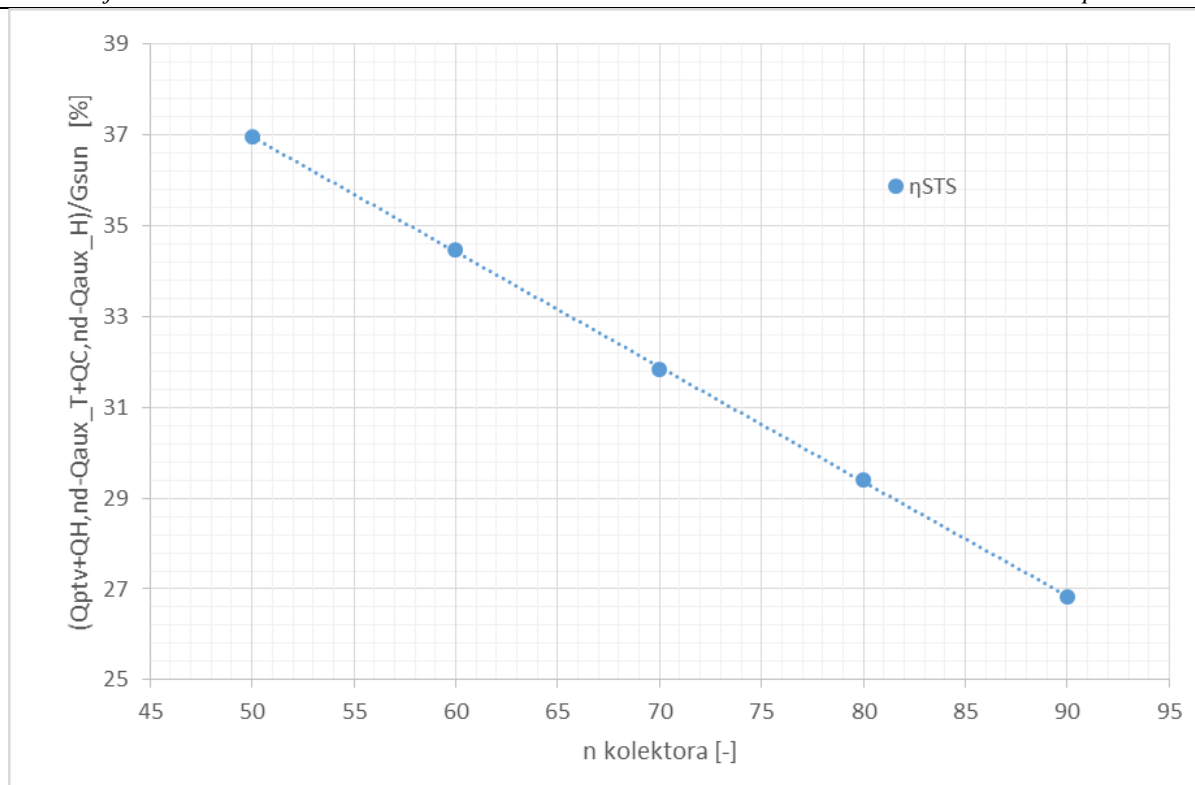


Na dijagramu na slici 3.43. prikazane su vrijednosti efikasnosti adsorpcijskog rashladnog uređaja COP u ovisnosti o broju kolektora za cijelu sezonu. Kako se prikupljena sunčeva energija povećava s brojem kolektora, temperatura u sustavu raste što se očituje promjenom COP-a. Minimalna vrijednost  $COP_{\min} = 51,1\%$ , a maksimalna  $COP_{\max} = 65,1\%$  u rasponu od 50 do 90 kolektora.



**Slika 3.43. Efikasnost adsorpcijskog rashladnog uređaja LTC 30 plus e za različit broj pločastih kolektora po mjesecima**

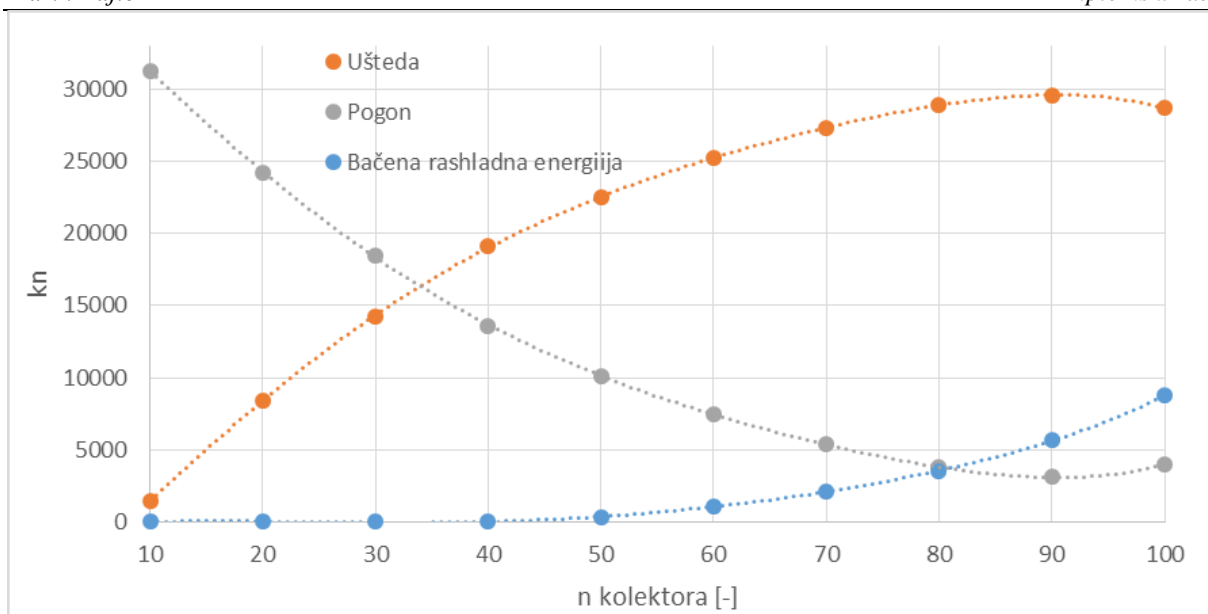
Učinkovitost solarnog sustava  $\eta_{STS}$  je prikazana na dijagramu na slici 3.44. koji ocjenjuje rad solarnog sustava. Učinkovitost solarnog sustava  $\eta_{STS}$  ne postiže maksimum u rasponu od 50 do 90 kolektora, nego konstantno pada od 36,9 do 26,8%.



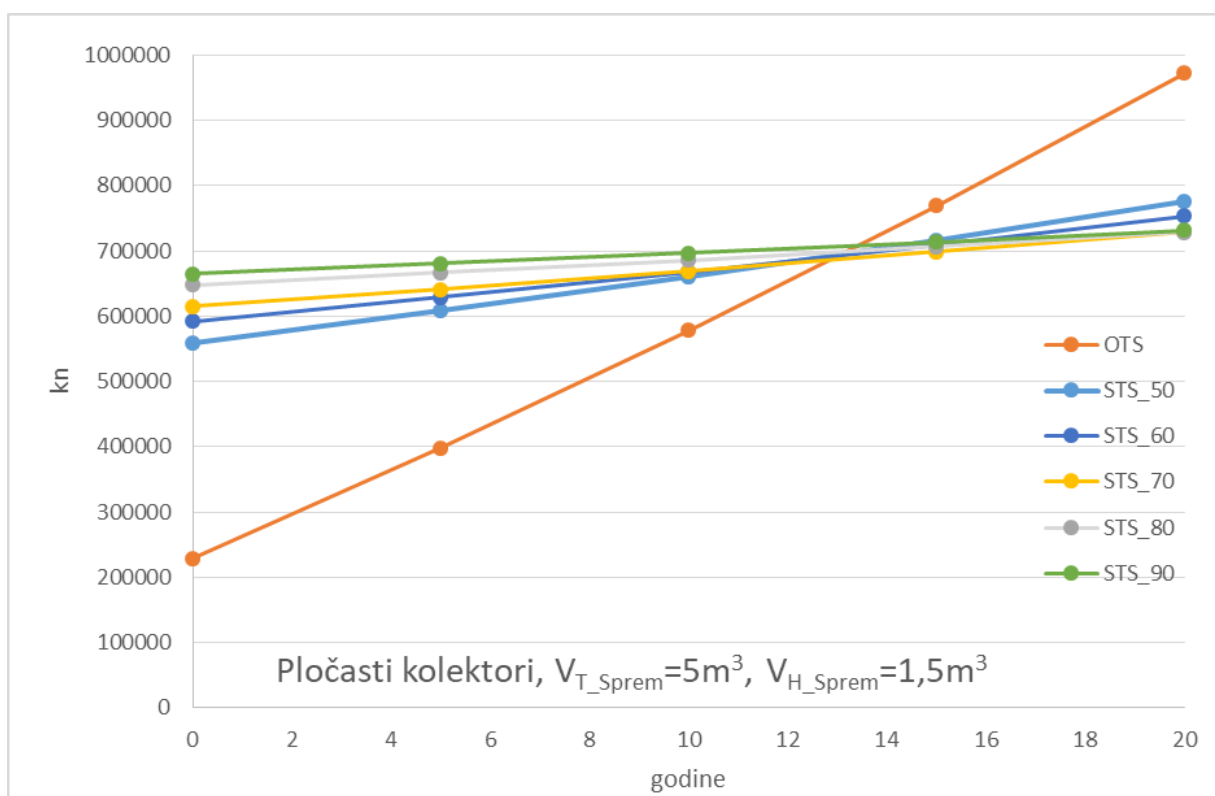
**Slika 3.44. Učinkovitost solarnog sustava u ovisnosti o broju pločastih kolektora za cijelu sezonu**

Na dijagramu na slici 3.45. je prikazana ušteda, pogon i bačena rashladna energija u ovisnosti o broju pločastih kolektora za solarni toplinski sustav (STS) toplog spremnika  $V_{T.sprem} = 5 \text{ m}^3$  i volumena hladnog spremnika  $V_{H.sprem} = 1,5 \text{ m}^3$ . Trošak pogona STS-a (jednadžba (3.11.)) niti u jednom trenutku neće biti jednak nuli, razlog tome je da će uvijek postojati potreba za pomoćnim izvorom energije, jer npr. u veljači uz niske vanjske temperature i zbog malog sunčevog ozračenja, s realnim brojem pločastih kolektora neće biti moguće zadovoljiti energetske potrebe grijanja te je neizbježno je bacanje rashladne energije.

Na dijagramu na slici 3.46. na ordinati su prikazane investicije OTS-a i STS-a. Promatran je period kroz 20 godina (stopa povećanja cijene goriva 1,2%) gdje svaki sustav poprima nagib krivulje ovisan o troškovima pogona. Što je veći trošak pogona sustava to će biti veći nagib krivulje i obrnuto. Točke krivulje STS-a koje sijeku krivulju OTS-a predstavljaju na apscisi godine koje su potrebne za povrat uložene dodatne investicije za STS. Najmanji period povrata investicije se postiže sa 69 pločasta kolektora i on iznosi 12,83 godina.



**Slika 3.45. Ušteda, pogon i bačena rashladna energija STS-a za različit broj pločastih kolektora**

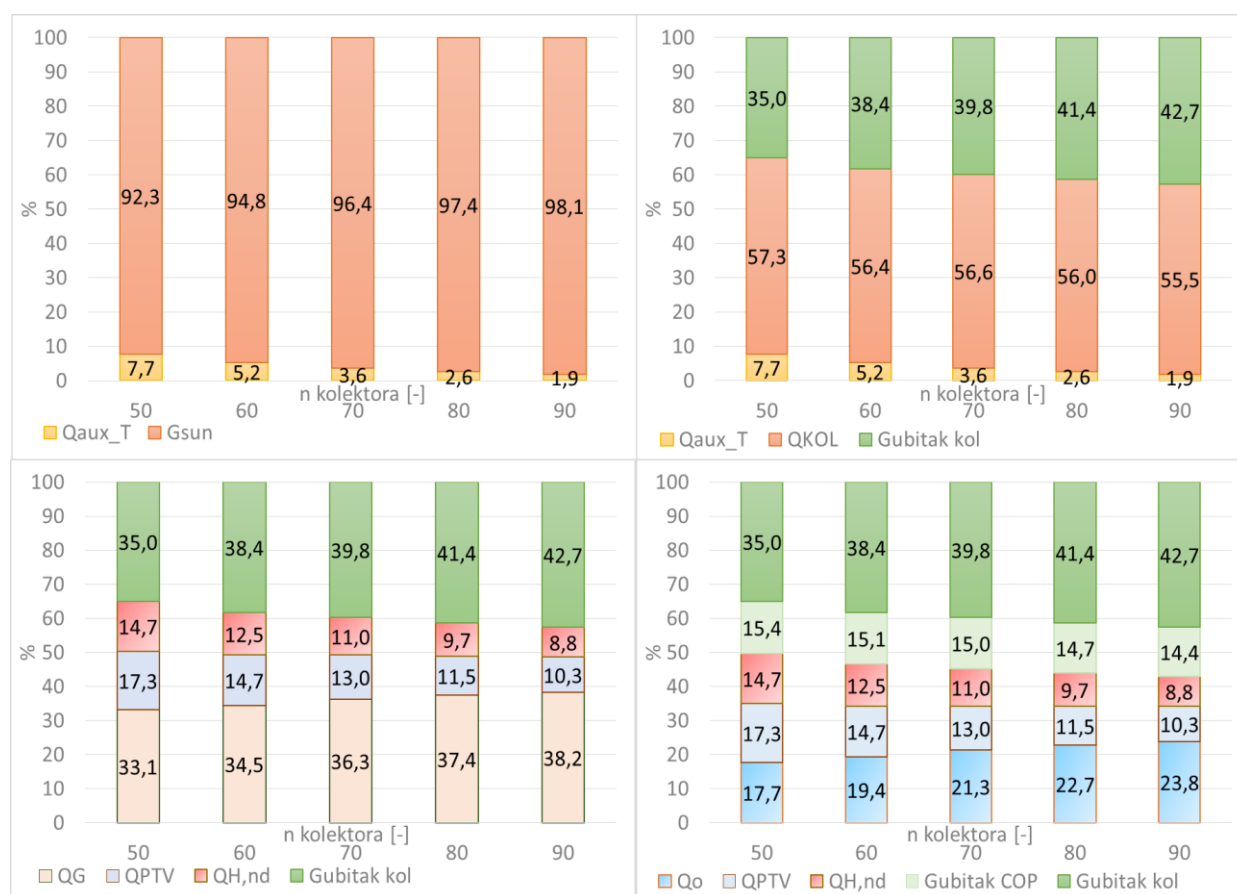


**Slika 3.46. Investicija i trošak pogona OTS-a i STS-a za različit broj pločastih kolektora**

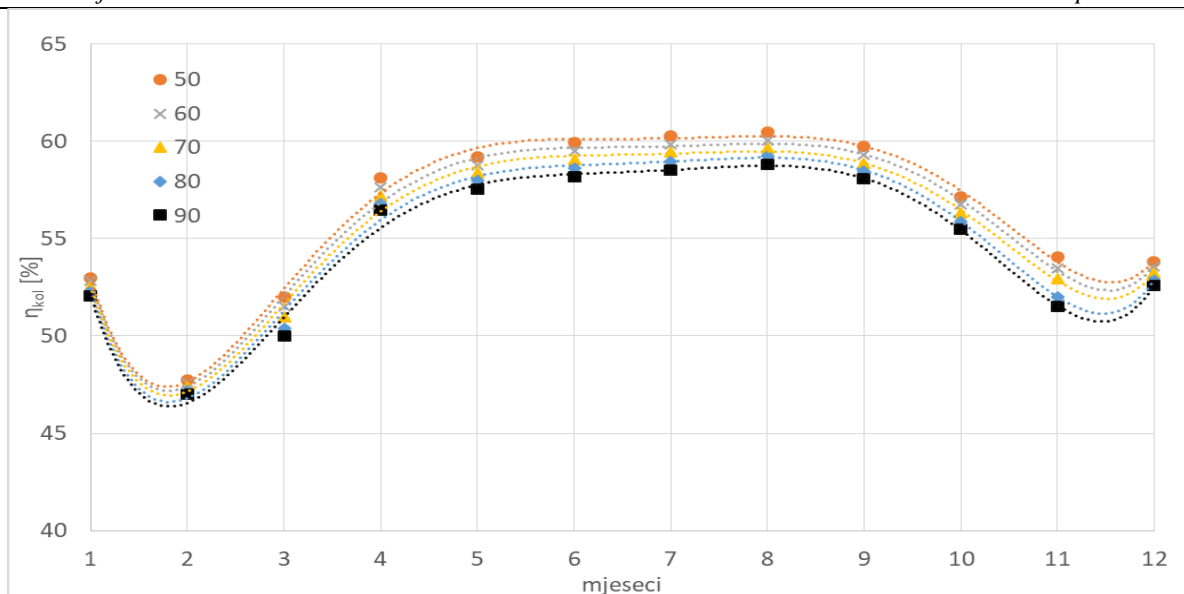
### 3.3.2. Adsorpcijski rashladni uređaj s vakuumskim kolektorima

Na slici 3.47. prikazan je tijek pretvorbe energije adsorpcijskog rashladnog sustava s vakuumskim kolektorima u ovisnosti o broju kolektora. Raščlanjeno je 100% pogonske energije sustava, odnosno energije koja ulazi u sustav  $G_{sun}$  i  $Q_{aux,T}$ , na korisnu energiju iskorištenu za grijanje prostora  $Q_{H,nd}$  i pripremu PTV-a  $Q_{PTV}$ , na proizvedeni rashladni učin  $Q_o$  i energetske gubitke sustava na kolektorima i adsorpcijskom rashladnom uređaju.

Na dijagramu na slici 3.48. prikazane su vrijednosti efikasnosti vakuumskih kolektora  $\eta_{kol}$  u ovisnosti o broju kolektora za cijelu sezonu. Kako se prikupljena sunčeva energija povećava s brojem kolektora, temperatura u sustavu raste što se očituje promjenom  $\eta_{kol}$ . Minimalna vrijednost efikasnosti vakuumskih kolektora  $\eta_{kol} = 47\%$  se postižu u veljači, zbog niskih vanjskih temperatura i slabog sunčevog ozračenja, dok vrijednosti efikasnosti vakuumskih kolektora  $\eta_{kol}$  od travnja do listopada poprimaju iste veličine kao i u slučaju sezone hlađenja s pripremom PTV-a, a maksimalna vrijednost iznosi  $\eta_{kol} = 60,5\%$ .

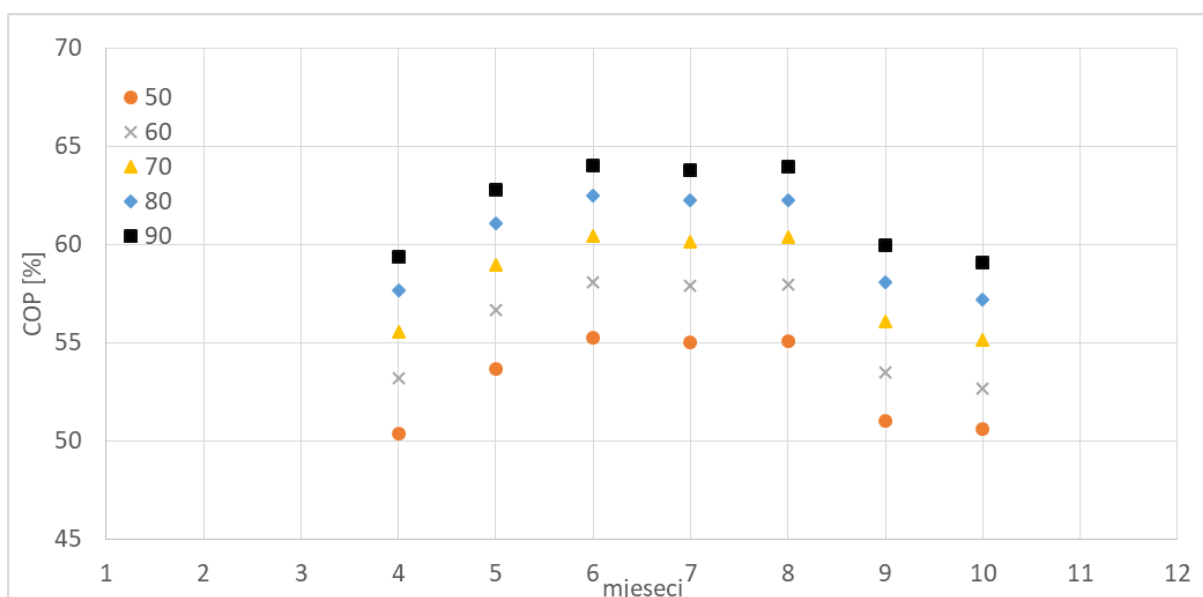


**Slika 3.47. Tijek pretvorbe 100% pogonske energije u korisnu energiju, rashladni učin i gubitke sustava**



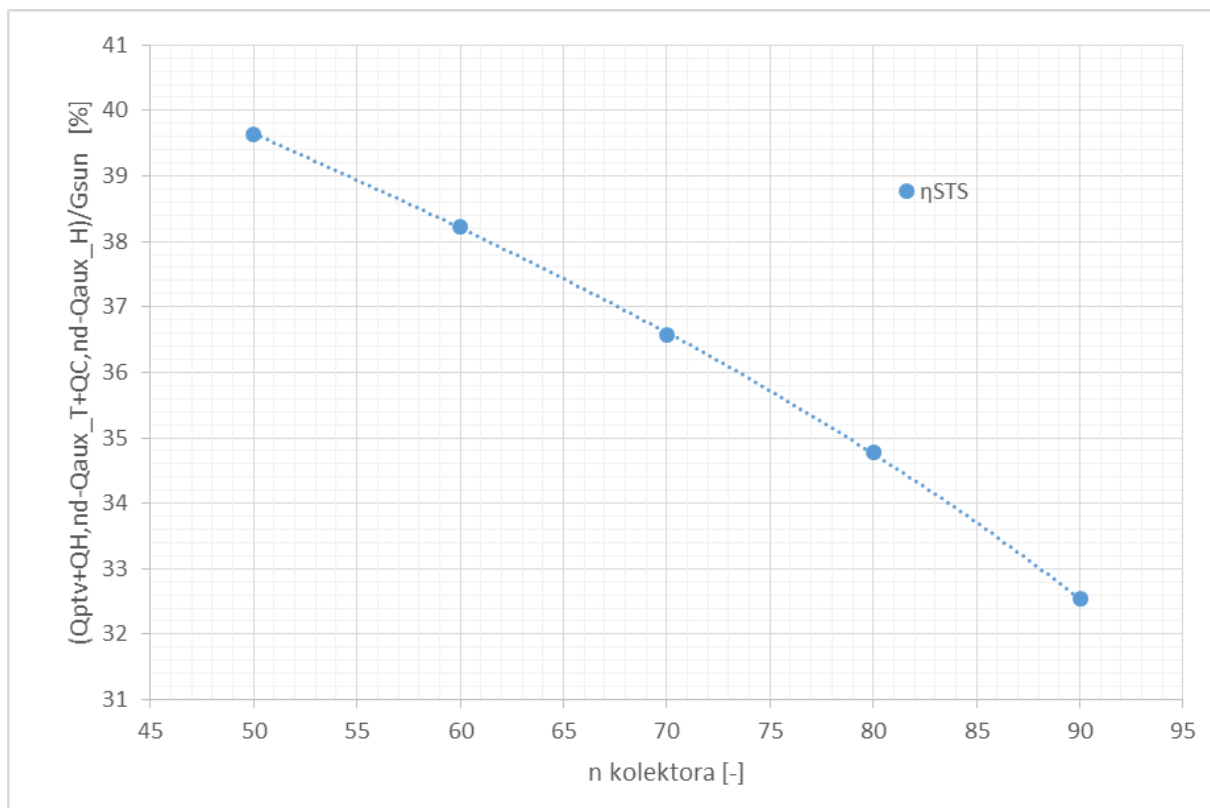
**Slika 3.48. Efikasnost vakuumskih kolektora za različit broj kolektora po mjesecima**

Na dijagramu na slici 3.49. prikazane su vrijednosti efikasnosti adsorpcijskog rashladnog uređaja COP u ovisnosti o broju kolektora za cijelu sezonu. Kako se prikupljena sunčeva energija povećava s brojem kolektora, temperatura u sustavu raste što se očituje promjenom COP-a. Minimalna vrijednost  $COP_{min} = 50,4\%$ , a maksimalna  $COP_{max} = 64\%$  u rasponu od 50 do 90 kolektora.



**Slika 3.49. Efikasnost adsorpcijskog rashladnog uređaja LTC 30 plus e za različit broj vakuumskih kolektora po mjesecima**

Učinkovitost solarnog sustava  $\eta_{STS}$  je prikazana na dijagramu na slici 3.50. koji ocjenjuje rad solarnog sustava. Učinkovitost solarnog sustava  $\eta_{STS}$  ne postiže maksimum u rasponu od 50 do 90 kolektora, nego konstantno pada od 39,6 do 32,5%.

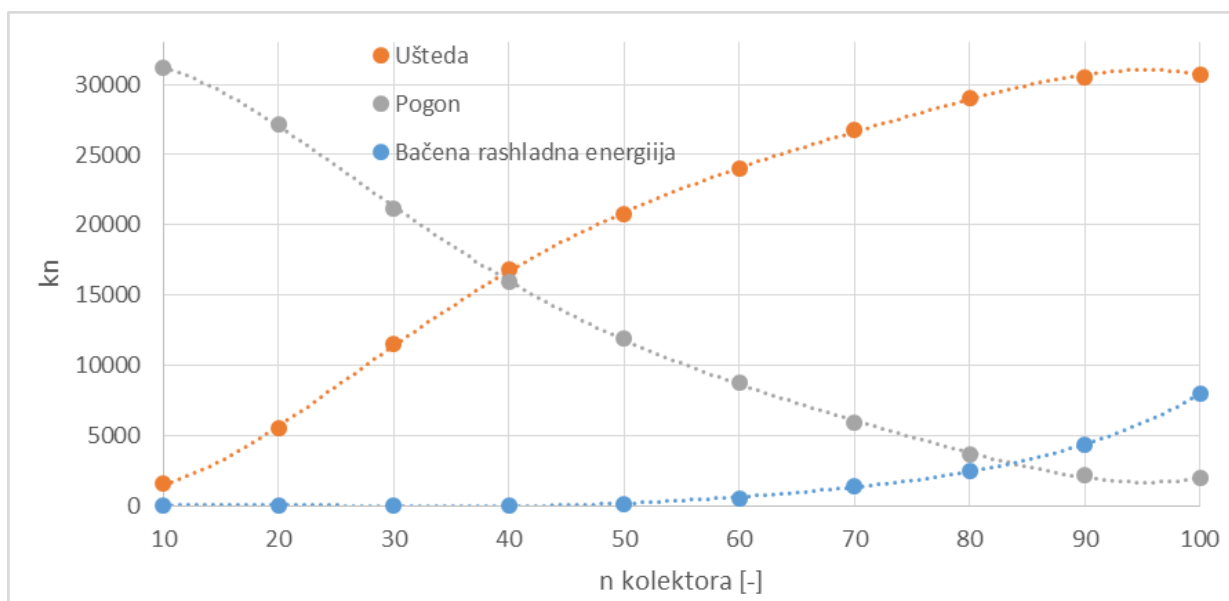


**Slika 3.50. Učinkovitost solarnog sustava u ovisnosti o broju vakuumskih kolektora za cijelu sezonu**

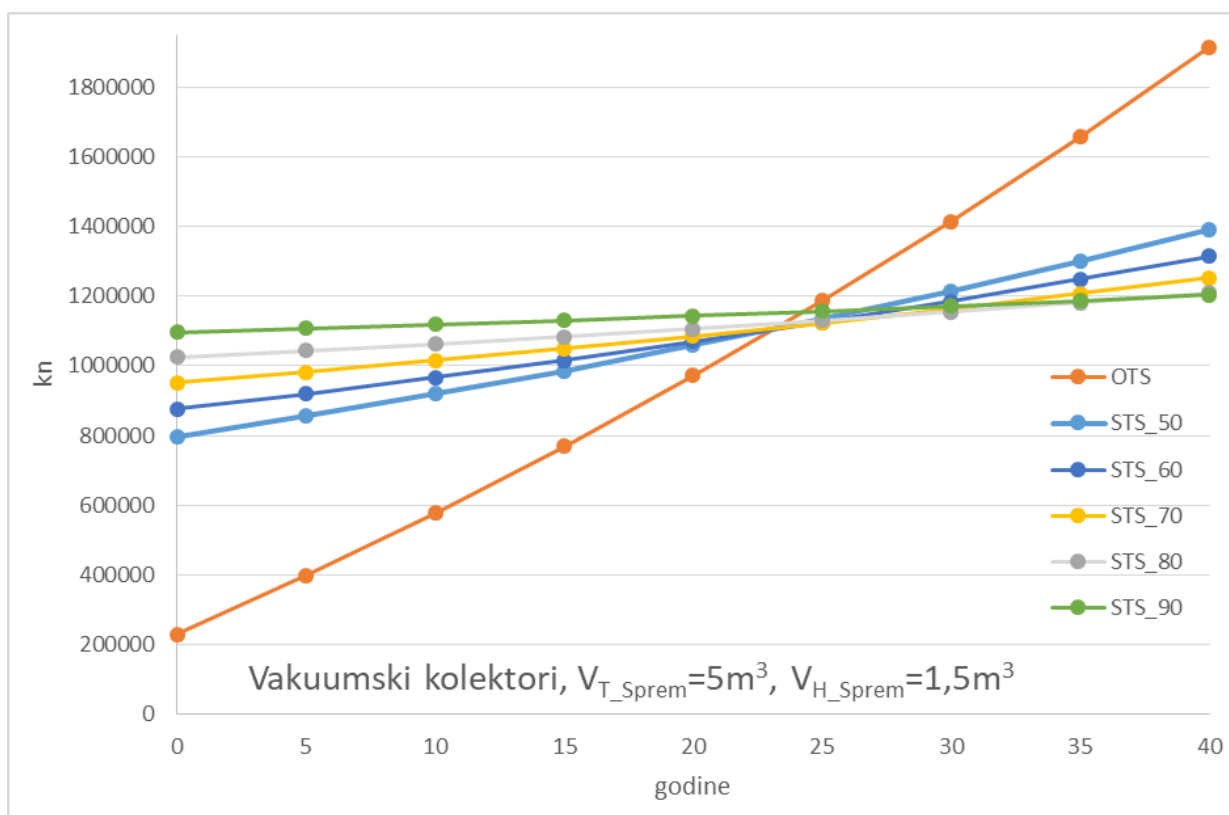
Na dijagramu na slici 3.51. je prikazana ušteda, pogon i bačena rashladna energija u ovisnosti o broju vakuumskih kolektora za solarni toplinski sustav (STS) toplog spremnika  $V_{T.sprem} = 5 \text{ m}^3$  i volumena hladnog spremnika  $V_{H.sprem} = 1,5 \text{ m}^3$ . Trošak pogona STS-a (jednadžba (3.11.)) niti u jednom trenutku neće biti jednak nuli jer npr. u veljači uz niske vanjske temperature i zbog malog sunčevog ozračenja, s realnim brojem pločastih kolektora neće biti moguće zadovoljiti energetske potrebe grijanja te je neizbježno je bacanje rashladne energije.

Na dijagramu na slici 3.52. na ordinati su prikazane investicije OTS-a i STS-a. Promatran je period kroz 40 godina (stopa povećanja cijene goriva 1,2%) gdje svaki sustav poprima nagib krivulje ovisan o troškovima pogona. Što je veći trošak pogona sustava to će biti veći nagib krivulje i obrnuto. Točke krivulje STS-a koje sijeku krivulju OTS-a predstavljaju na

apsisci godine koje su potrebne za povrat uložene dodatne investicije za STS. Najmanji period povrata investicije se postiže sa 56 pločasta kolektora i on iznosi 23,09 godina.



**Slika 3.51. Ušteda, pogon i bačena rashladna energija STS-a za različit broj vakuumskih kolektora**



**Slika 3.52. Investicija i trošak pogona OTS-a i STS-a za različit broj vakuumskih kolektora**

### 3.3.3. Apsorpcijski rashladni uređaj s pločastim kolektorima

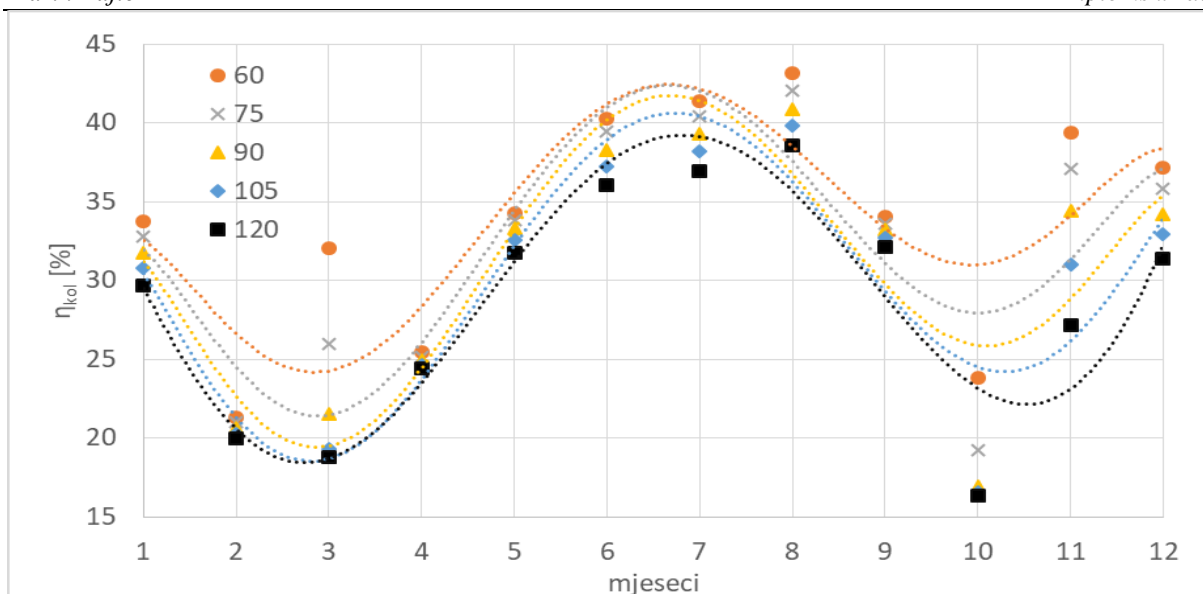
Na slici 3.53. prikazan je tijek pretvorbe energije apsorpcijskog rashladnog sustava s pločastim kolektorima u ovisnosti o broju kolektora. Raščlanjeno je 100% pogonske energije sustava, odnosno energije koja ulazi u sustav  $G_{Sun}$  i  $Q_{aux\_T}$ , na korisnu energiju iskorištenu za grijanje prostora  $Q_{H,nd}$  i pripremu PTV-a  $Q_{PTV}$ , na proizvedeni rashladni učin  $Q_o$  i energetske gubitke sustava na kolektorima i apsorpcijskom rashladnom uređaju.

Na dijagramu na slici 3.54. prikazane su vrijednosti efikasnosti pločastih kolektora  $\eta_{kol}$  u ovisnosti o broju kolektora za cijelu sezonu. Kako se prikupljena sunčeva energija povećava s brojem kolektora, temperatura u sustavu raste što se očituje promjenom  $\eta_{kol}$ . Minimalna vrijednosti efikasnosti pločastih kolektora  $\eta_{kol} = 16,4\%$  se postiže u listopadu, dok vrijednosti efikasnosti pločastih kolektora  $\eta_{kol}$  od travnja do listopada poprimaju iste veličine kao i u slučaju sezone hlađenja s pripremom PTV-a, a maksimalna vrijednost koju poprima je  $\eta_{kol} = 43,1\%$ .



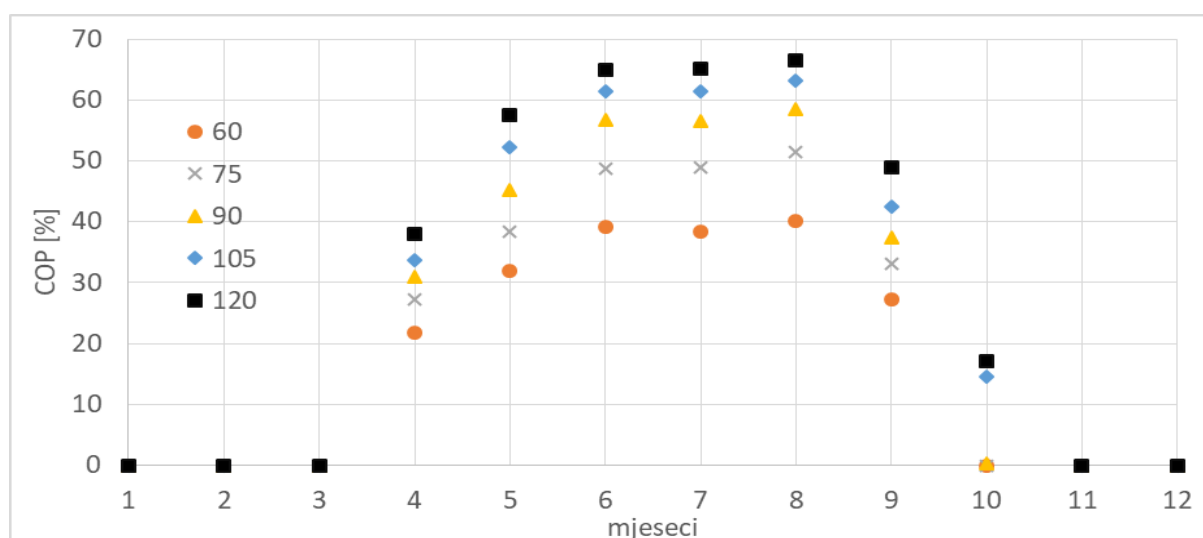
**Slika 3.53. Tijek pretvorbe 100% pogonske energije u korisnu energiju, rashladni učin i gubitke sustava**





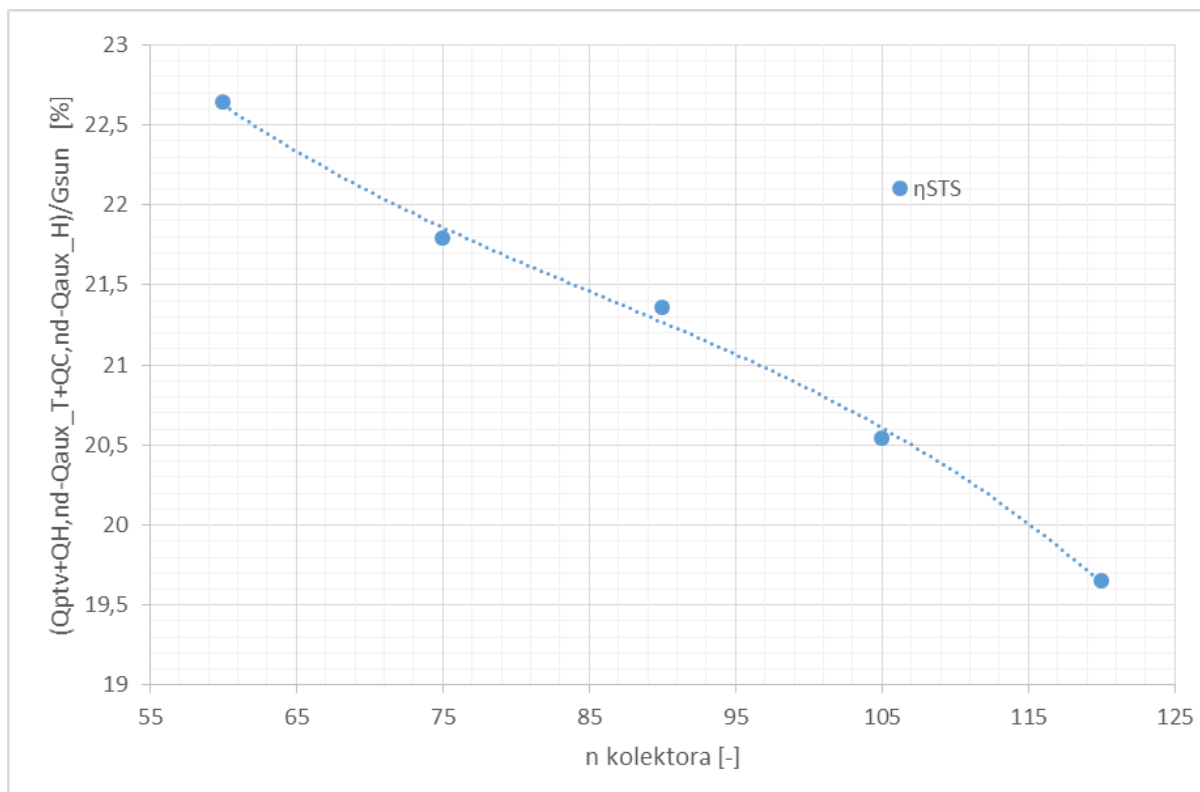
**Slika 3.54. Efikasnost pločastih kolektora za različit broj kolektora po mjesecima**

Na dijagramu na slici 3.55. prikazane su vrijednosti efikasnosti apsorpcijskog rashladnog uređaja COP u ovisnosti o broju kolektora za cijelu sezonu. Kako se prikupljena sunčeva energija povećava s brojem kolektora, temperatura u sustavu raste što se očituje promjenom COP-a. Minimalna vrijednost  $COP_{min} = 0\%$  se pojavljuje u listopadu kada zbog nedovoljne radne temperature solarnog sustava nije moguće pokrenuti rashladni uređaj, a maksimalna  $COP_{max} = 65,1\%$  u kolovozu za raspon od 60 do 120 kolektora.



**Slika 3.55. Efikasnost apsorpcijskog rashladnog uređaja Wegracal 15 za različit broj pločastih kolektora po mjesecima**

Učinkovitost solarnog sustava  $\eta_{STS}$  je prikazana na dijagramu na slici 3.56. koji ocjenjuje rad solarnog sustava. Učinkovitost solarnog sustava  $\eta_{STS}$  ne postiže maksimum u rasponu od 60 do 120 kolektora, nego konstantno pada od 22,6 do 19,7%.

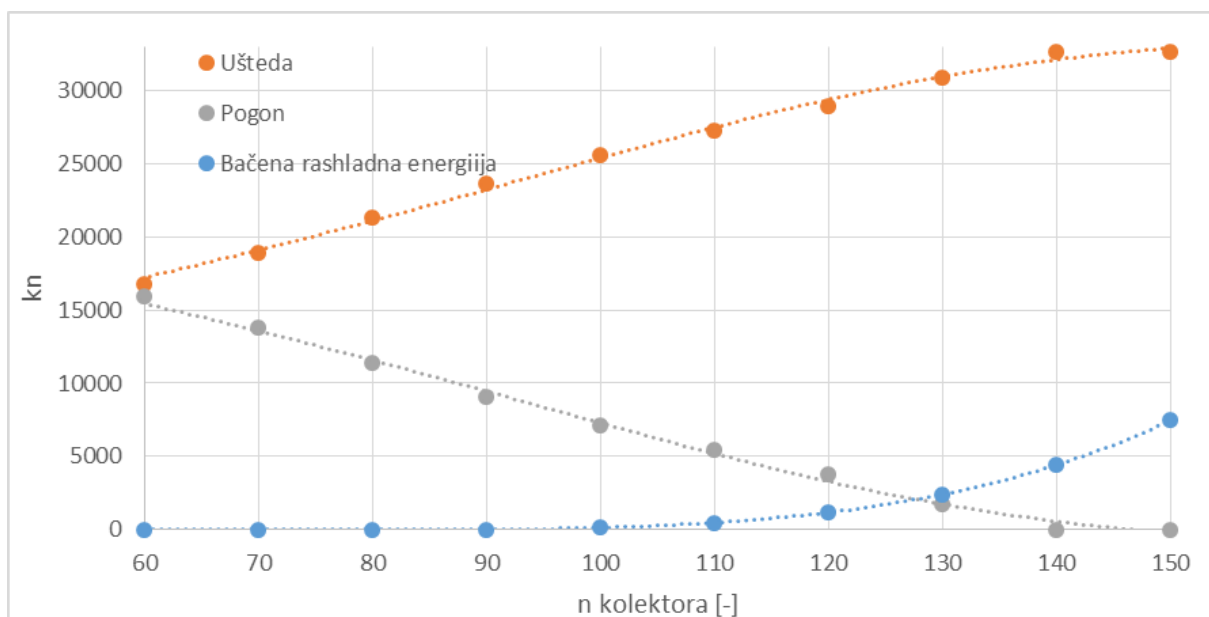


**Slika 3.56. Učinkovitost solarnog sustava u ovisnosti o broju pločastih kolektora za cijelu sezonu**

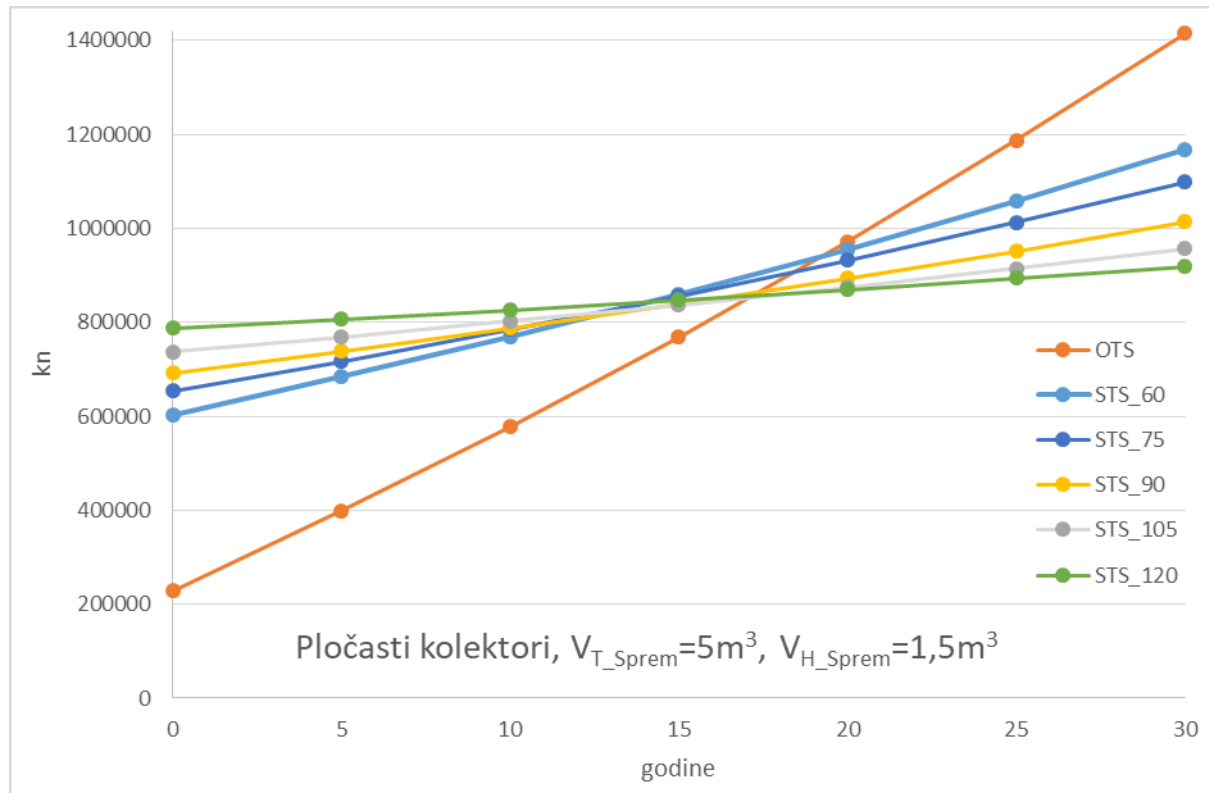
Na dijagramu na slici 3.57. je prikazana ušteda, pogon i bačena rashladna energija u ovisnosti o broju pločastih kolektora za solarni toplinski sustav (STS) toplog spremnika  $V_{T.sprem} = 5 \text{ m}^3$  i volumena hladnog spremnika  $V_{H.sprem} = 1,5 \text{ m}^3$ . Onog trenutka kada trošak pogona STS-a (jednadžba (3.11.)) postane jednak nuli, ušteda (jednadžba (3.9.)) se izjednačava trošku pogona OTS-a (jednadžba (3.10.)). Neizbježno je bacanje rashladne energije prije nego što trošak pogona STS-a postane jednak nuli.

Na dijagramu na slici 3.58. na ordinati su prikazane investicije OTS-a i STS-a. Promatran je period kroz 30 godina (stopa povećanja cijene goriva 1,2%) gdje svaki sustav poprima nagib krivulje ovisan o troškovima pogona. Što je veći trošak pogona sustava to će biti veći nagib krivulje i obrnuto. Točke krivulje STS-a koje sijeku krivulju OTS-a predstavljaju na

apsisci godine koje su potrebne za povrat uložene dodatne investicije za STS. Najmanji period povrata investicije se postiže sa 103 pločasta kolektora i on iznosi 17,09 godina.



**Slika 3.57. Ušteda, pogon i bačena rashladna energija STS-a za različit broj pločastih kolektora**



**Slika 3.58. Investicija i trošak pogona OTS-a i STS-a za različit broj pločastih kolektora**

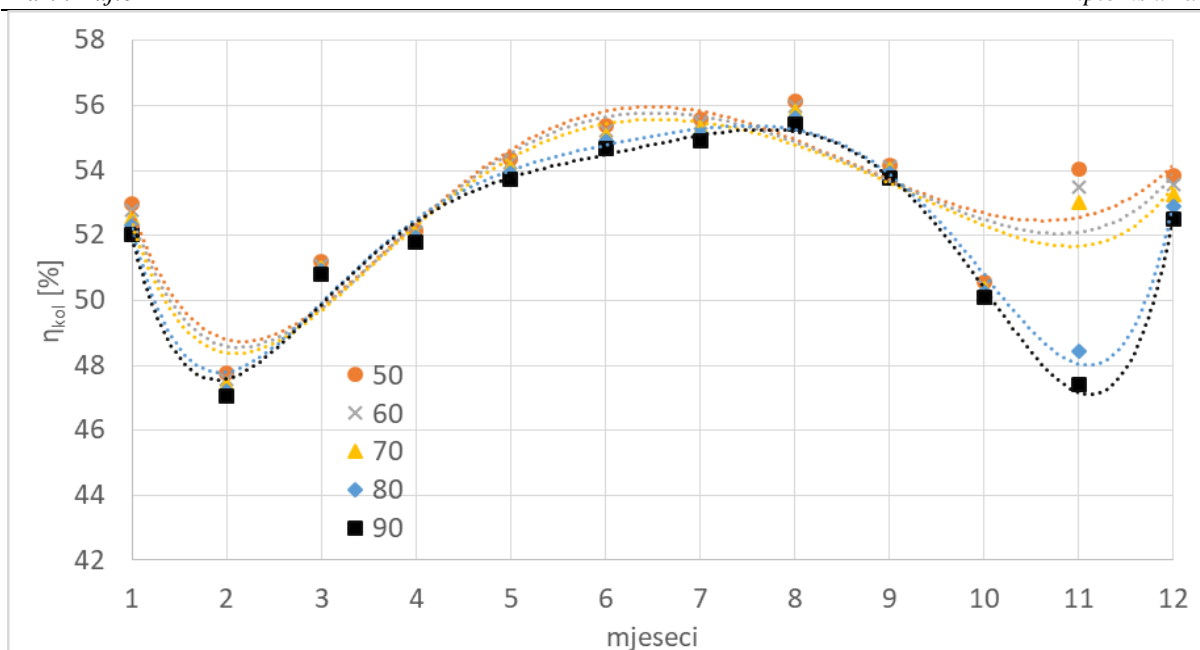
### 3.3.4. Apsorpcijski rashladni uređaj s vakuumskim kolektorima

Na slici 3.59. prikazan je tijek pretvorbe energije apsorpcijskog rashladnog sustava s vakuumskim kolektorima u ovisnosti o broju kolektora. Raščlanjeno je 100% pogonske energije sustava, odnosno energije koja ulazi u sustav  $G_{sun}$  i  $Q_{aux,T}$ , na korisnu energiju iskorištenu za grijanje prostora  $Q_{H,nd}$  i pripremu PTV-a  $Q_{PTV}$ , na proizvedeni rashladni učin  $Q_o$  i energetske gubitke sustava na kolektorima i apsorpcijskom rashladnom uređaju.

Na dijagramu na slici 3.60. prikazane su vrijednosti efikasnosti vakuumskih kolektora  $\eta_{kol}$  u ovisnosti o broju kolektora za cijelu sezonu. Kako se prikupljena sunčeva energija povećava s brojem kolektora, temperatura u sustavu raste što se očituje promjenom  $\eta_{kol}$ . Minimalna vrijednost efikasnosti vakuumskih kolektora  $\eta_{kol} = 47,1\%$  se postižu u veljači, dok vrijednosti efikasnosti vakuumskih kolektora  $\eta_{kol}$  od travnja do listopada poprimaju iste veličine kao i u slučaju sezone hlađenja s pripremom PTV-a, a maksimalna vrijednost iznosi  $\eta_{kol} = 56,1\%$ .

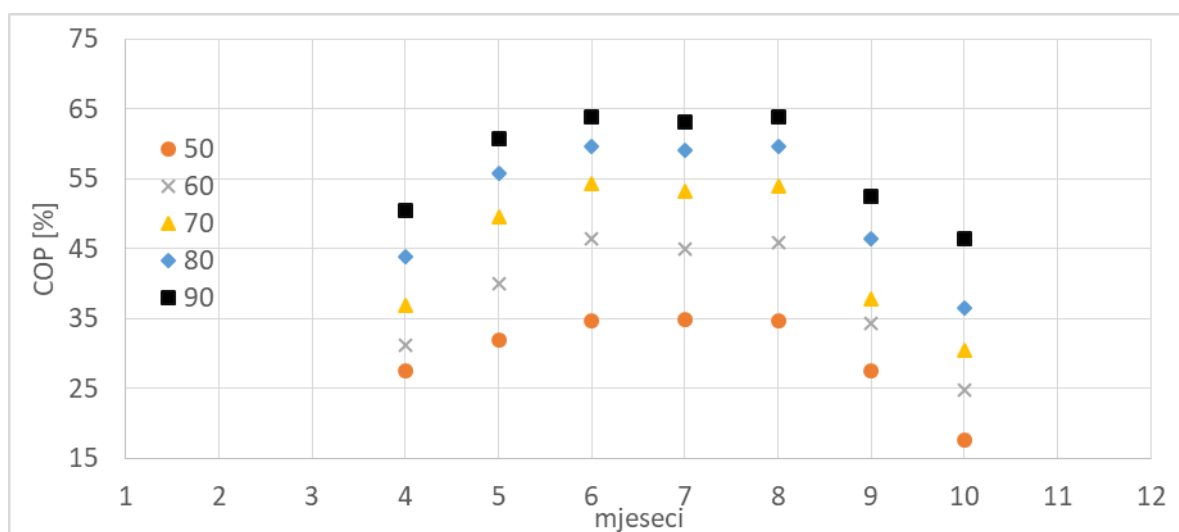


**Slika 3.59. Tijek pretvorbe 100% pogonske energije u korisnu energiju, rashladni učin i gubitke sustava**



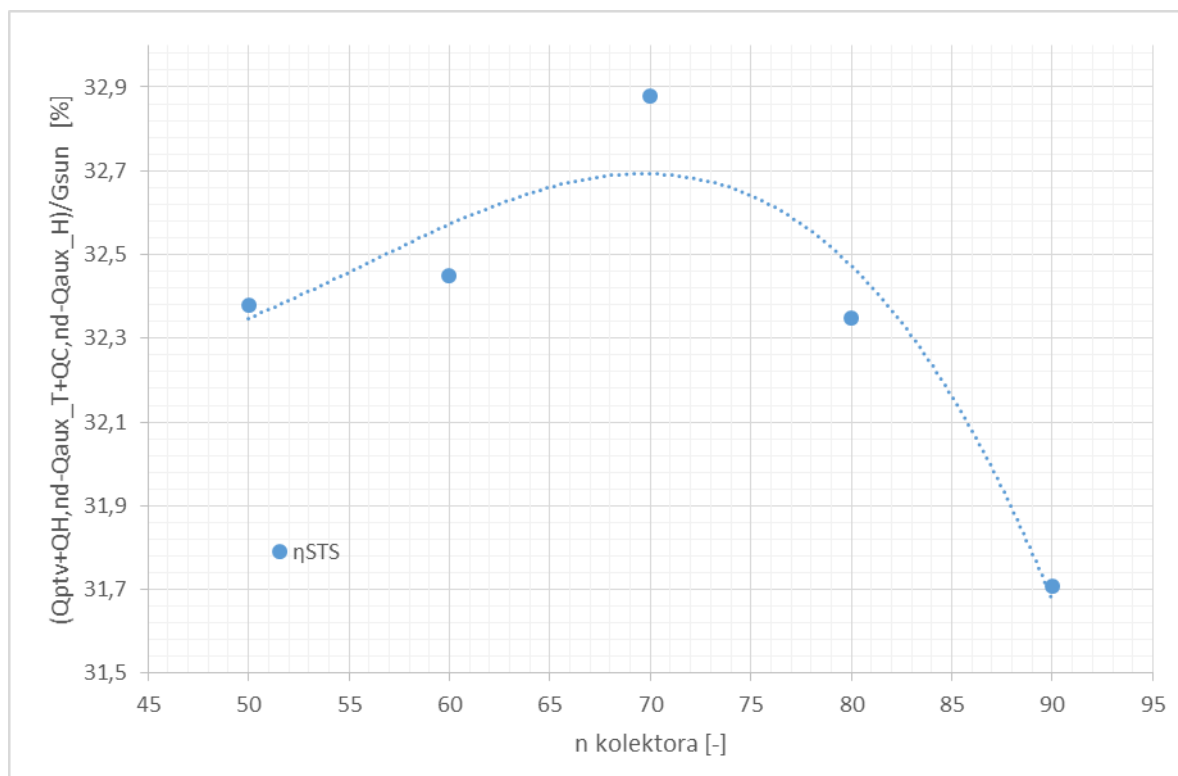
**Slika 3.60. Efikasnost vakuumskih kolektora za različit broj kolektora po mjesecima**

Na dijagramu na slici 3.61. prikazane su vrijednosti efikasnosti apsorpcijskog rashladnog uređaja COP u ovisnosti o broju kolektora za cijelu sezonu. Kako se prikupljena sunčeva energija povećava s brojem kolektora, temperatura u sustavu raste što se očituje promjenom COP-a. Minimalna vrijednost  $COP_{min} = 17,6\%$ , a maksimalna  $COP_{max} = 63,9\%$  u rasponu od 50 do 90 kolektora.



**Slika 3.61. Efikasnost apsorpcijskog rashladnog uređaja Wegracal 15 za različit broj vakuumskih kolektora po mjesecima**

Učinkovitost solarnog sustava  $\eta_{STS}$  je prikazana na dijagramu na slici 3.62. koji ocjenjuje rad solarnog sustava. Učinkovitost solarnog sustava  $\eta_{STS}$  postiže maksimum za 70 kolektora koji iznosi  $\eta_{STS} = 32,9\%$

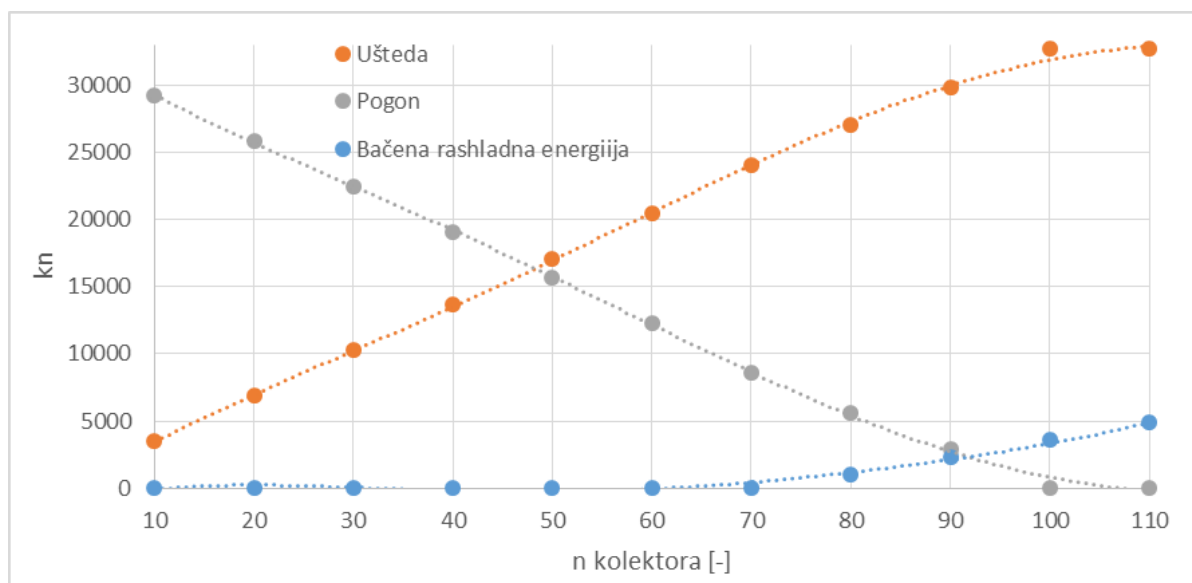


**Slika 3.62. Učinkovitost solarnog sustava u ovisnosti o broju vakuumskih kolektora za cijelu sezonu**

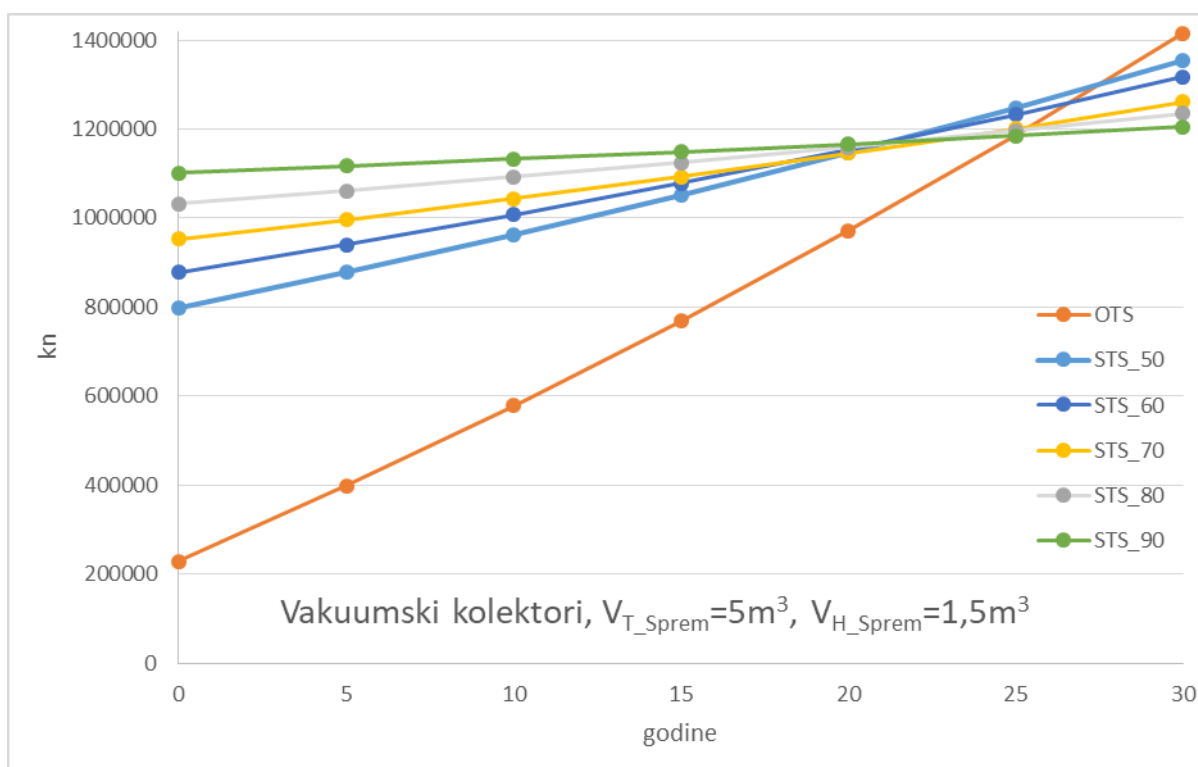
Na dijagramu na slici 3.63. je prikazana ušteda, pogon i bačena rashladna energija u ovisnosti o broju vakuumskih kolektora za solarni toplinski sustav (STS) toplog spremnika  $V_{T.sprem} = 5 \text{ m}^3$  i volumena hladnog spremnika  $V_{H.sprem} = 1,5 \text{ m}^3$ . Onog trenutka kada trošak pogona STS-a (jednadžba (3.11.)) postane jednak nuli, ušteda (jednadžba (3.9.)) se izjednačava trošku pogona OTS-a (jednadžba (3.10.)). Neizbježno je bacanje rashladne energije prije nego što trošak pogona STS-a postane jednak nuli.

Na dijagramu na slici 3.64. na ordinati su prikazane investicije OTS-a i STS-a. Promatran je period kroz 30 godina (stopa povećanja cijene goriva 1,2%) gdje svaki sustav poprima nagib krivulje ovisan o troškovima pogona. Što je veći trošak pogona sustava to će biti veći nagib krivulje i obrnuto. Točke krivulje STS-a koje sijeku krivulju OTS-a predstavljaju na

apsisci godine koje su potrebne za povrat uložene dodatne investicije za STS. Najmanji period povrata investicije se postiže sa 90 pločasta kolektora i on iznosi 24,96 godina.



**Slika 3.63. Ušteda, pogon i bačena rashladna energija STS-a za različit broj vakuumskih kolektora**



**Slika 3.64. Investicija i trošak pogona OTS-a i STS-a za različit broj vakuumskih kolektora**

## 4. ENERGETSKA I EKONOMSKA ANALIZA

U ovom poglavlju će se u energetskej analizi prikazati uprosječeni parametri kao što su efikasnost kolektora  $\eta_{kol}$ , efikasnost rashladnog uređaja COP, SCPF i efikasnost solarnog toplinskog sustava  $\eta_{STS}$  kroz promatranu sezonu u odnosu na površinu kolektora. Kako korisna površina pločastih kolektora iznosi 2,35 m<sup>2</sup>, a korisna površina vakuumskih kolektora 2,00 m<sup>2</sup>, treba uzeti u obzir ako solarni toplinski sustav s vakuumskim kolektorima pri istoj površini kvadrata kolektora kao i solarni toplinski sustav s pločastim kolektorima ima jednaku efikasnost rashladnog uređaja da je ona postignuta s većim brojem vakuumskih kolektora.

Ekonomskom analizom će se sumirati svi rezultati perioda povrata investicije navedeni u poglavlju 3 i dat će se u ovisnosti o površini kolektora. Cijena glavne komponente solarnoga sustava, adsorpcijskog i apsorpcijskog rashladnog uređaja je pretpostavljena na temelju informacije iz knjige „Solar Cooling- The Earthscan Expert Guide to Solar Cooling Systems“ [11], a ona iznosi 1000€/kW rashladne snage. Cijene pločastih (3044 kn) i vakuumskih (7289 kn) kolektora, volumena toplog i hladnog spremnika i pomoćnih izvora topline su dobivene od strane proizvođača Valliant [7].

### 4.1. Energetska analiza

Za početak će se prikazati na dijagramima na slici 4.1. usporedba uprosječenih parametara kao što su efikasnost kolektora  $\eta_{kol}$ , efikasnost rashladnog uređaja COP i SCPF za različite kombinacije STS-a za sezonu hlađenja bez pripreme PTV-a u ovisnosti o površini kolektora  $A_k$ .

Optimalna radna temperatura adsorpcijskog rashladnog uređaja LTC 30 plus e iznosi  $\vartheta_G = 66,85^\circ\text{C}$  (maksimum jednadžbe (2.12.),  $COP(\vartheta_G) = 66,1\%$ ) koja se postiže tek pri većoj površini kolektora i samo u periodu najvećeg sunčevog ozračenja, od srpnja do rujna. Pri manjoj površini kolektora postižu se i manje radne temperature adsorpcijskog rashladnog uređaja LTC 30 plus e u rasponu od  $\vartheta_G = 45^\circ\text{C}$  na više gdje se može uočiti da je pri površini kolektora  $A_k = 100 \text{ m}^2$  efikasnost pločastih kolektora veća od efikasnosti vakuumskih kolektora spojenih na LTC 30 plus e. Tek od površine kolektora  $A_k = 106 \text{ m}^2$  će efikasnost vakuumskih kolektora biti veća od efikasnosti pločastih kolektora spojenih na LTC 30 plus e. Optimalna radna temperatura apsorpcijskog rashladnog uređaja Wegracal 15 iznosi  $\vartheta_G = 90,2^\circ\text{C}$  (maksimum jednadžbe (2.15.),  $COP(\vartheta_G) = 74,2\%$ ) koja se postiže tek pri većoj površini kolektora i samo u periodu najvećeg sunčevog ozračenja, od srpnja do rujna. Pri manjoj površini kolektora postižu se i

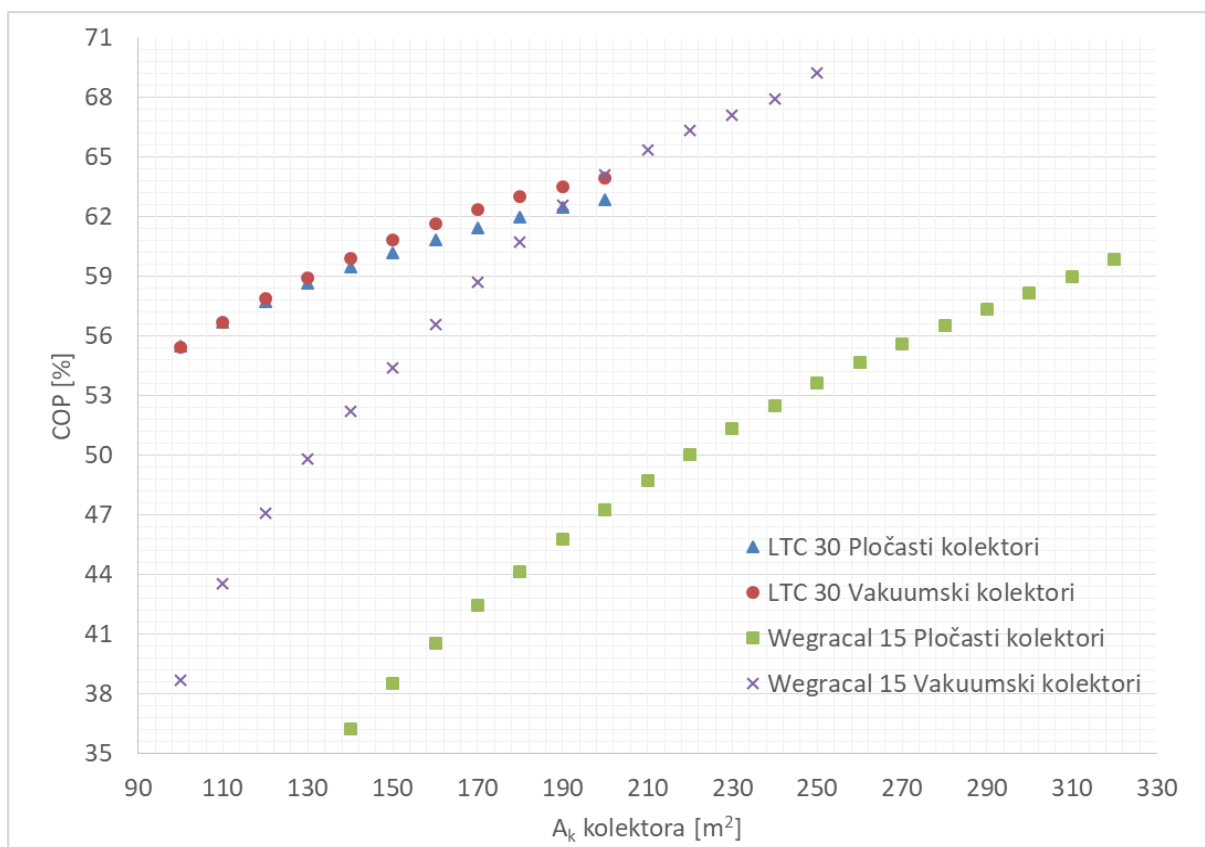
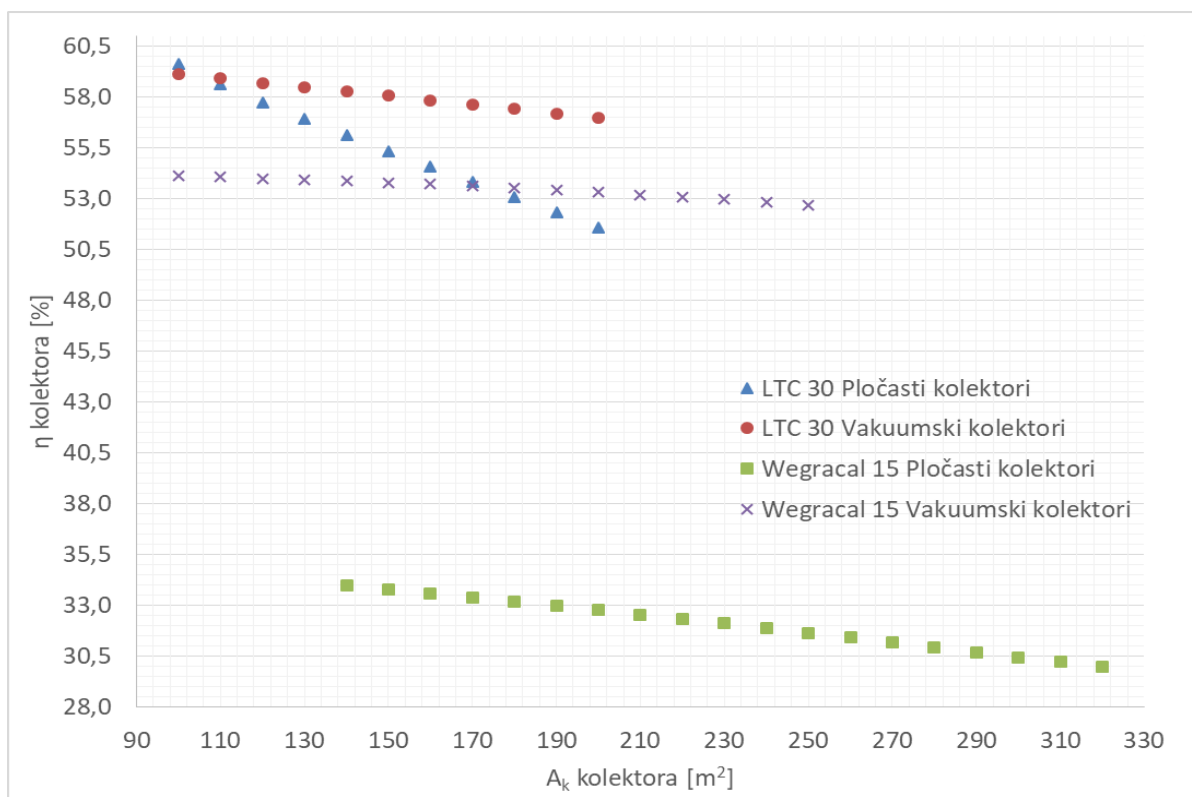


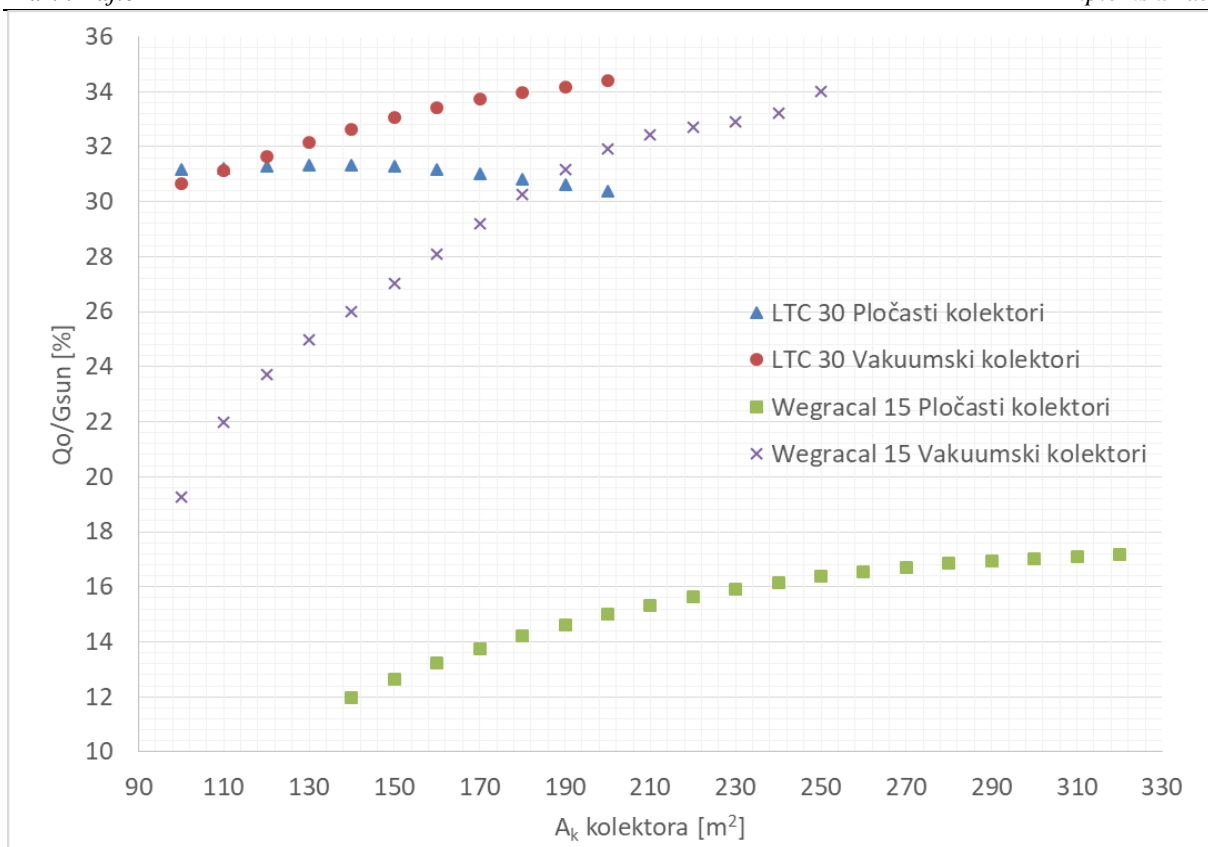
manje radne temperature u rasponu od  $\vartheta_G = 73^\circ\text{C}$  na više, ali je ona svejedno previsoka za učinkovit rad pločastih kolektora spojenih na apsorpcijski rashladni uređaj Wegracal 15. Srednja efikasnost pločastih kolektora u rasponu od 140 do 320 m<sup>2</sup> površine kolektora iznosi  $COP_{avg} = 32\%$  što je puno niže od cijelog raspona efikasnosti vakuumskih kolektora spojenih na Wegracal 15. Važno je napomenuti da će efikasnost pločastih kolektora spojenih na LTC 30 plus e do površine  $A_k = 170 \text{ m}^2$  biti veća od efikasnosti vakuumskih kolektora spojenih na Wegracal 15, što je posljedica niskih radnih temperatura LTC-a 30 plus e, odnosno visokih radnih temperatura Wegracala 15.

Efikasnost rashladnih uređaja, kako je već prije objašnjeno. kao dio simulacije je isključivo funkcija radne temperature sustava  $COP(\vartheta_G)$ , koja se mijenja s površinom kolektora. Iz dijagrama (1.) efikasnosti kolektora je indirektno prikazano koja će kombinacija STS-a za istu površinu kolektora prikupiti više sunčeve energije, samim time i imati veću radnu temperaturu sustava. Efikasnost  $COP$  adsorpcijskog rashladnog uređaja LTC 30 plus e spojen s vakuumskim kolektorima u rasponu od 100 do 200 m<sup>2</sup> površine kolektora, će biti veća od LTC-a 30 plus e spojenog s pločastim kolektorima te će se ta razlika povećavati kako se povećava površina kolektora. Efikasnost  $COP$  apsorpcijskog rashladnog uređaja Wegracal 15 spojen s vakuumskim kolektorima u rasponu od 100 do 320 m<sup>2</sup> površine kolektora, će također biti veća od Wegracala 15 spojenog s pločastim kolektorima te će se ta razlika povećavati kako se povećava površina kolektora. Najnižu efikasnost  $COP$  za istu površinu kolektora postiže Wegracal u spoju s pločastim kolektorima, a najveću Wegracal 15 u spoju s vakuumskim kolektorima ali tek od površine kolektora  $A_k = 198 \text{ m}^2$  na više. Do površine kolektora  $A_k = 198 \text{ m}^2$  najveću efikasnost za istu površinu kolektora postiže LTC 30 plus e u spoju s vakuumskim kolektorima.

Uprosječna vrijednost SCPF-a za sezonu hlađenja bez pripreme PTV-a je prikazana na trećem dijagramu (3.) slike 4.1. Najveći utjecaj na njegov iznos imaju efikasnost kolektora  $\eta_{kol}$  i efikasnost rashladnog uređaja  $COP$  prikazani na prvom (1.) i drugom (2.) dijagramu slike 4.1. Najveći iznos SCPF-a se postiže za adsorpcijski rashladni uređaj LTC 30 plus pri površini vakuumskih kolektora od  $A_k = 200 \text{ m}^2$ , a iznosi SPCF = 34,41%. Do površine kolektora  $A_k = 110 \text{ m}^2$  sljedeći najveći iznos SCPF-a za istu površinu kolektora se dobiva s adsorpcijskim rashladnim uređajem LTC-om plus e i pločastim kolektorima, a od površine kolektora  $A_k = 185 \text{ m}^2$  iznos najvećeg SCPF-a za istu površinu kolektora preuzima apsorpcijski rashladni uređaj Wegracal 15 koji pri površini vakuumskih kolektora od  $A_k = 250 \text{ m}^2$  iznosi SPCF = 34%. SCPF dobiven s apsorpcijskim rashladnim uređajem Wegracal 15 i pločastim kolektorima ima daleko

najniže vrijednosti, a maksimalna vrijednost koju poprima u rasponu od 140 do 320 m<sup>2</sup> površine kolektora iznosi  $SPCF_{\max} = 17,2\%$ .





**Slika 4.1. Rekapitulacija uprosječnih vrijednosti efikasnosti kolektora  $\eta_{kol}$  (1.), efikasnosti rashladnog uređaja COP (2.) i SCPF-a (3.) za različite kombinacije STS-a za sezonu hlađenja bez pripreme PTV-a u ovisnosti o površini kolektora  $A_k$**

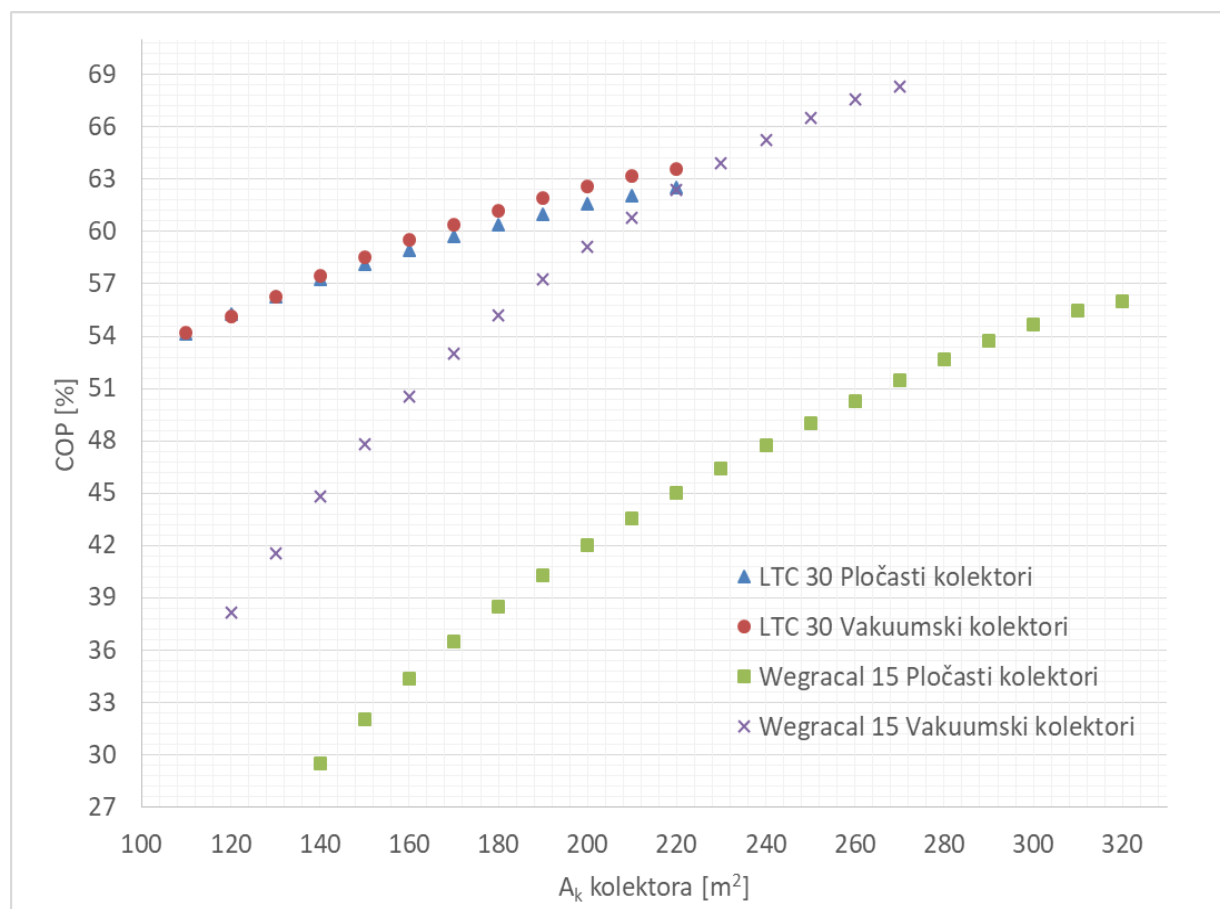
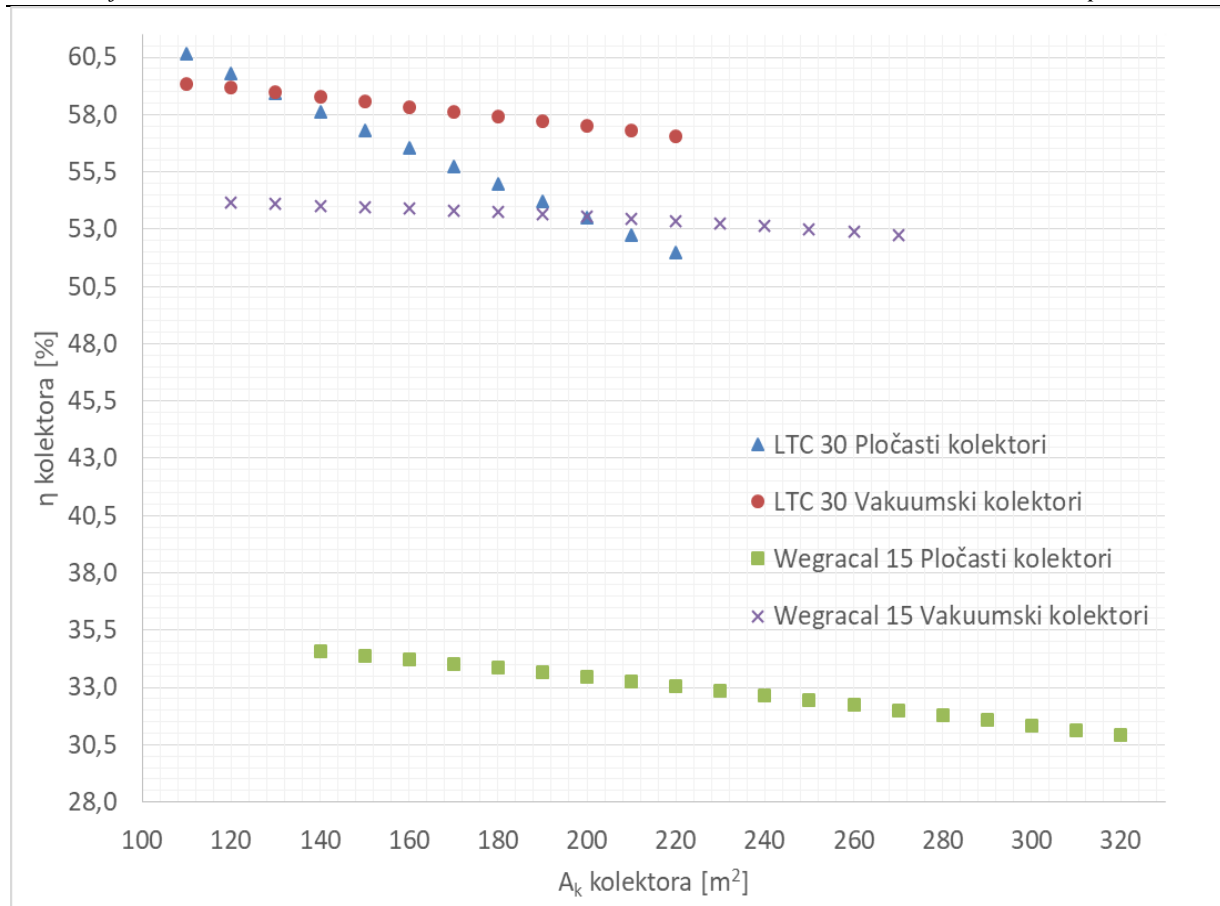
Na dijagramima na slici 4.2. će se prikazati usporedba uprosječnih parametara kao što su efikasnost kolektora  $\eta_{kol}$ , efikasnost rashladnog uređaja COP i SCPF za različite kombinacije STS-a za sezonu hlađenja s pripremom PTV-a u ovisnosti o površini kolektora  $A_k$  i svi parametri će pratiti isti trend promjene vrijednosti kao kod sezone hlađenja bez pripreme PTV-a. Razlike nastaju zbog smanjenja radne temperature STS-a zbog dodatnog toplinskog opterećenja  $Q_{PTV}$ . Posljedice smanjenja radne temperature STS-a su povećanje efikasnosti kolektora  $\eta_{kol}$ , ali smanjenje efikasnosti rashladnog uređaja COP i SCPF-a.

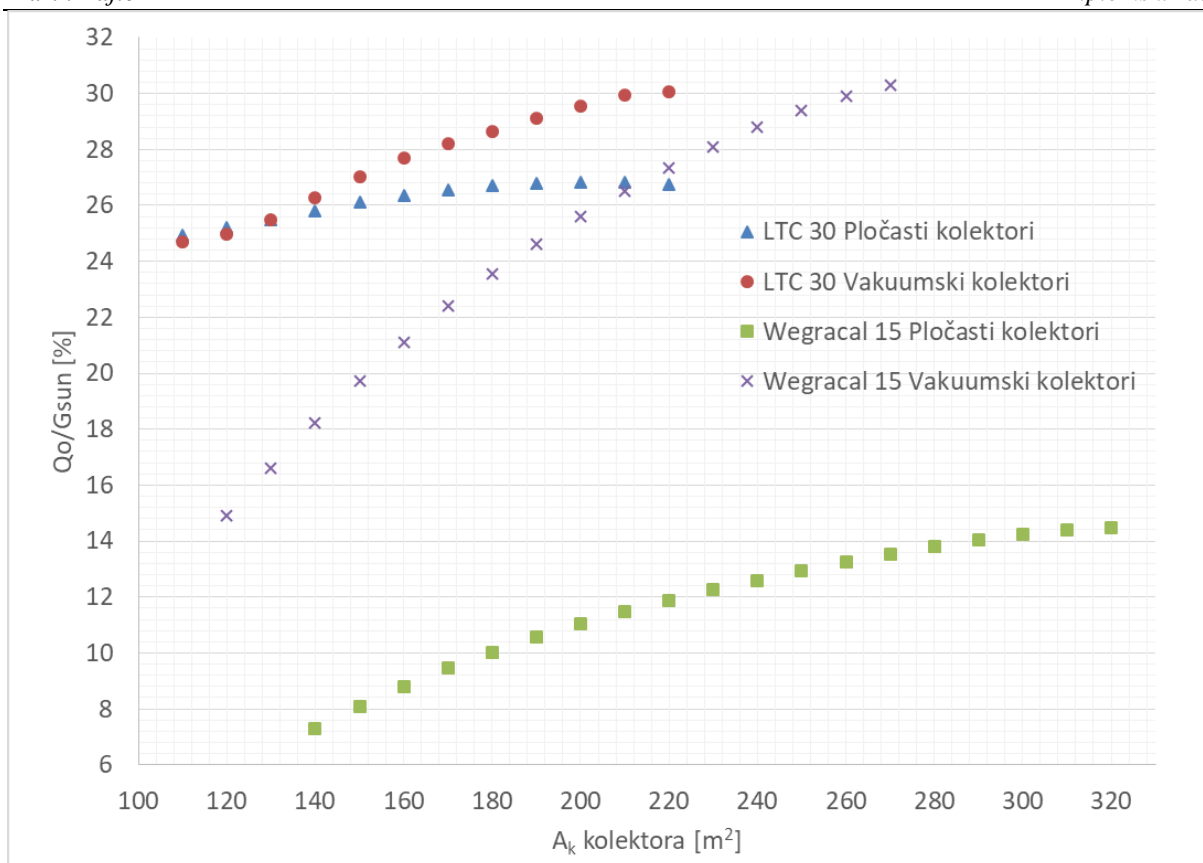
Na prvom dijagramu (1.) slike 4.2. će se pratiti promjena efikasnosti kolektora za svaku kombinaciju STS-a, a najveću efikasnost kolektora će postići adsorpcijski rashladni uređaj LTC 30 plus e s pločastim kolektorima pri  $A_k = 110 m^2$ , a iznositi će  $\eta_{kol} = 60,6\%$ . Adsorpcijski rashladni uređaj LTC 30 plus e će s vakuumskim kolektorima postići veću efikasnost tek od  $A_k = 130 m^2$  na više površine kolektora i u rasponu od 110 do 220  $m^2$  površine kolektora će postići minimalnu efikasnost kolektora od  $\eta_{kol} = 57,1\%$ . Adsorpcijski rashladni uređaj Wegracal 15

će postići veću efikasnost od adsorpcijskog uređaja LTC 30 plus e s pločastim kolektorima tek pri  $A_k = 198 \text{ m}^2$  površine kolektora, ali nikada neće imati veću efikasnost kolektora od adsorpcijskog rashladnog uređaja LTC 30 plus e s vakuumskim kolektorima. Efikasnost pločastih kolektora s adsorpcijskim rashladnim uređajem Wegracal 15 će imati najniže vrijednosti i njihova srednja vrijednost u rasponu od 140 do 320  $\text{m}^2$  površine kolektora iznosi  $\eta_{kol} = 18,3\%$

Efikasnost *COP* adsorpcijskog rashladnog uređaja LTC 30 plus e spojen s vakuumskim kolektorima u rasponu od 110 do 220  $\text{m}^2$  površine kolektora, će biti veća od LTC-a 30 plus e spojenog s pločastim kolektorima te će se ta razlika povećavati kako se povećava površina kolektora. Efikasnost *COP* adsorpcijskog rashladnog uređaja Wegracal 15 spojen s vakuumskim kolektorima u rasponu od 120 do 320  $\text{m}^2$  površine kolektora, će također biti veća od Wegracala 15 spojenog s pločastim kolektorima te će se ta razlika povećavati kako se povećava površina kolektora. Najnižu efikasnost *COP* za istu površinu kolektora postiže Wegracal u spoju s pločastim kolektorima, a najveću Wegracal 15 u spoju s vakuumskim kolektorima ali tek od površine kolektora  $A_k = 228 \text{ m}^2$  na više. Do površine kolektora  $A_k = 228 \text{ m}^2$  najveću efikasnost za istu površinu kolektora postiže LTC 30 plus e u spoju s vakuumskim kolektorima.

Najveći iznos SCPF-a se postiže za adsorpcijski rashladni uređaj LTC 30 plus pri površini vakuumskih kolektora od  $A_k = 220 \text{ m}^2$ , a iznosi  $\text{SCPF} = 30,4\%$ . Do površine kolektora  $A_k = 130 \text{ m}^2$  sljedeći najveći iznos SCPF-a za istu površinu kolektora se dobiva s adsorpcijskim rashladnim uređajem LTC-om plus e i pločastim kolektorima, a od površine kolektora  $A_k = 213 \text{ m}^2$  iznos najvećeg SCPF-a za istu površinu kolektora preuzima adsorpcijski rashladni uređaj Wegracal 15 koji pri površini vakuumskih kolektora od  $A_k = 270 \text{ m}^2$  iznosi  $\text{SCPF} = 30\%$ . SCPF dobiven s adsorpcijskim rashladnim uređajem Wegracal 15 i pločastim kolektorima ima daleko najniže vrijednosti, a maksimalna vrijednost koju poprima u rasponu od 140 do 320  $\text{m}^2$  površine kolektora iznosi  $\text{SCPF}_{\max} = 14,5\%$ .





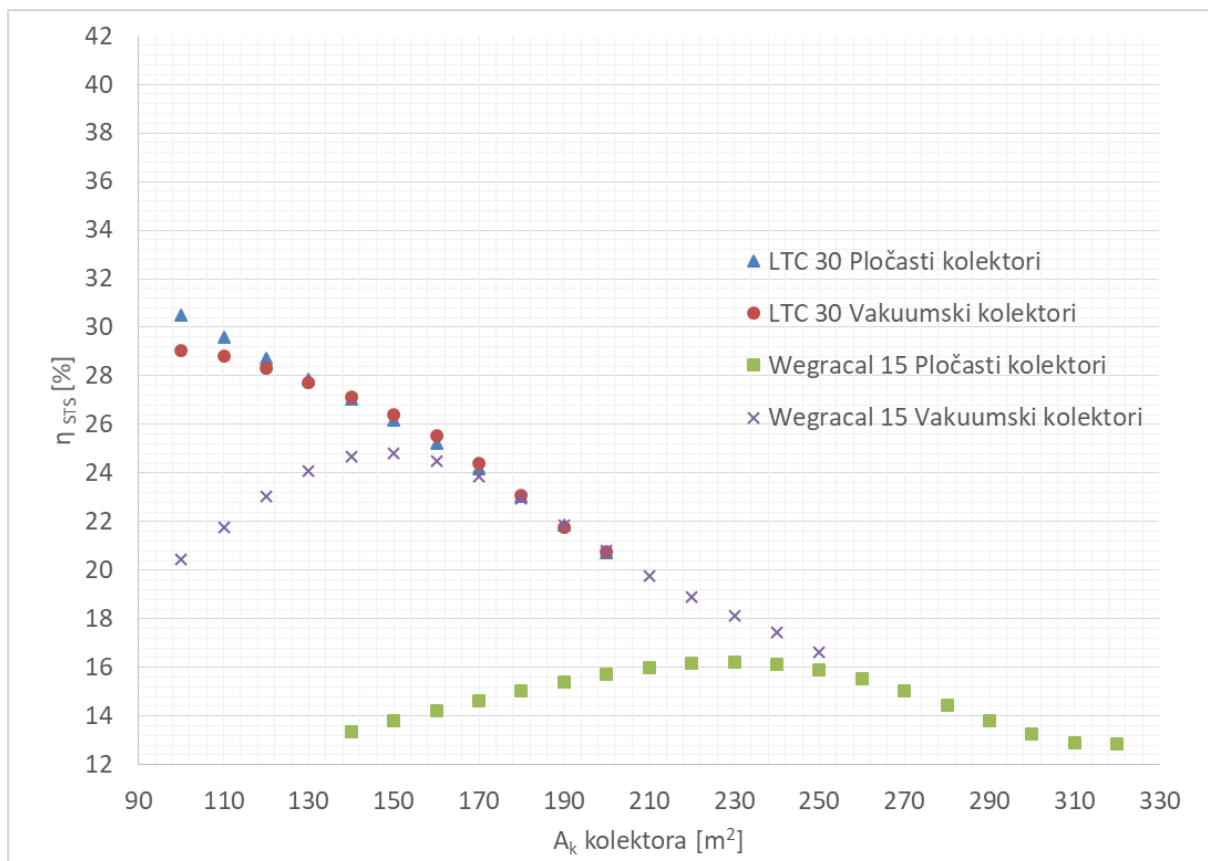
**Slika 4.2. Rekapitulacija uprosječenih vrijednosti efikasnosti kolektora  $\eta_{kol}$  (1.), efikasnosti rashladnog uređaja COP (2.) i SCPF-a (3.) za različite kombinacije STS-a za sezonu hlađenja s pripremom PTV-a u ovisnosti o površini kolektora  $A_k$**

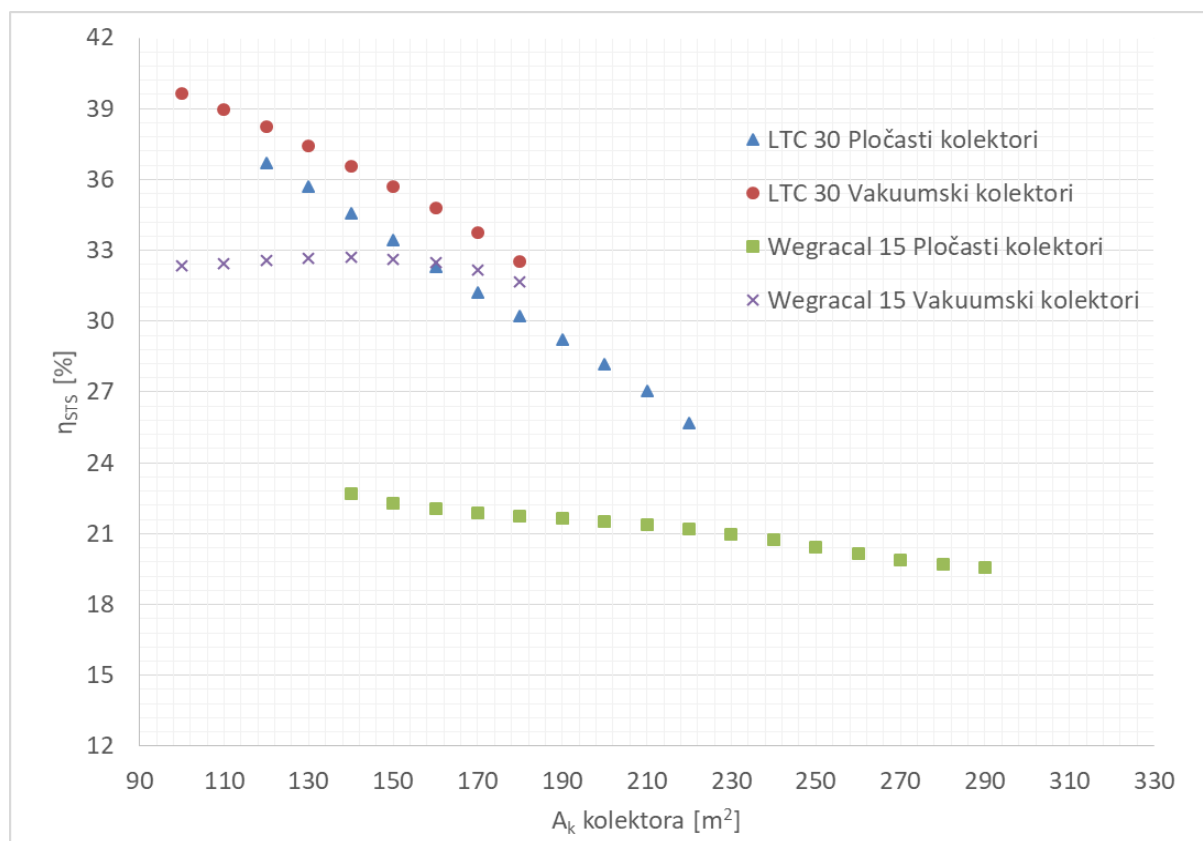
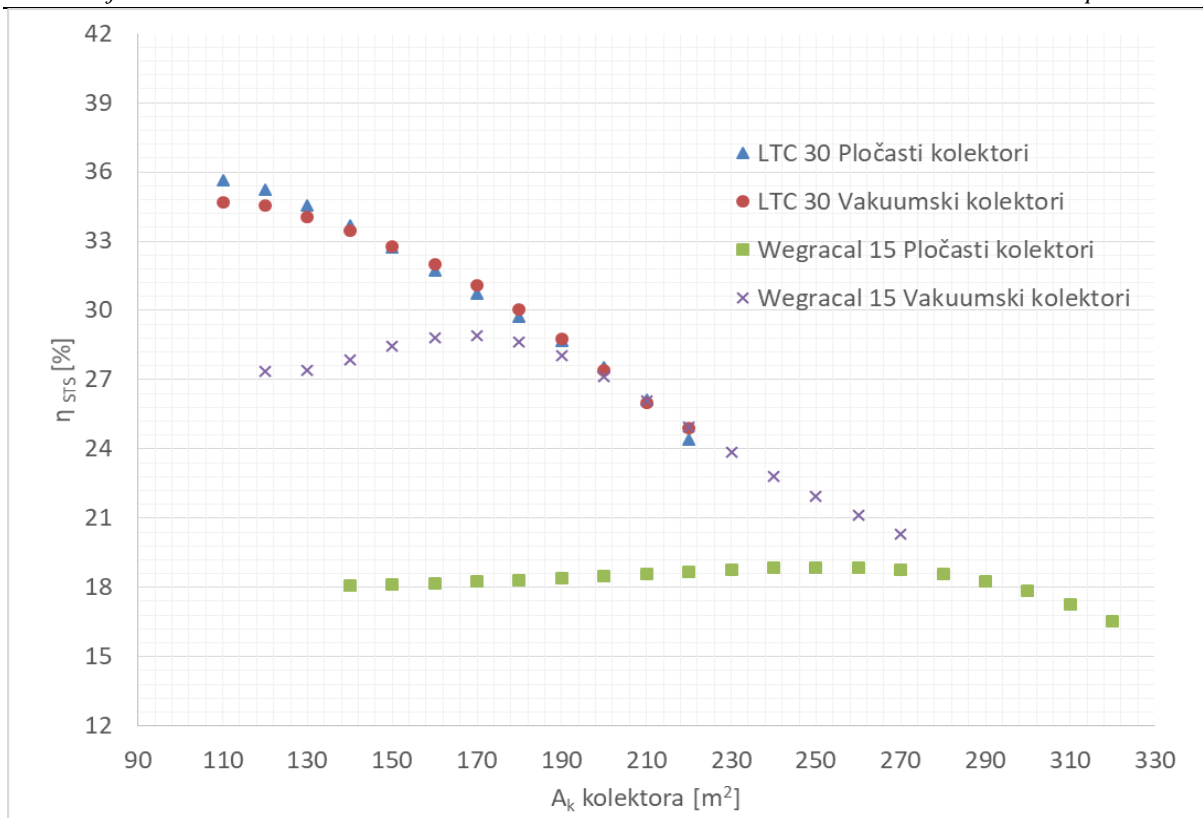
Pošto se sezona grijanja i hlađenja sijeku jedino u listopadu, gdje je potreba za grijanjem i hlađenjem relativno mala u odnosu na cijelu godinu i nema vidljiv utjecaj na promjenu uprosječenih parametara kao što su efikasnost kolektora  $\eta_{kol}$ , efikasnost rashladnog uređaja COP i SCPF za različite kombinacije STS-a, mogu se koristiti isti dijagrami na slici 4.2. za opisivanje rada solarnog sustava od travnja do listopada u simulaciji cijele sezone. Od studenog do ožujka gdje se javlja isključivo potreba za grijanjem mijenja se efikasnost kolektora koja je prikazana u dijagramima u poglavlju 3.3.

#### 4.1.1. Efikasnost solarnog toplinskog sustava $\eta_{STS}$

Efikasnost solarnog toplinskog sustava  $\eta_{STS}$  je prikazana na dijagramima na slici 4.3. koja ocjenjuje rad STS-a i daje informaciju koliko je energije sunca  $G_{\text{sun}}$  iskorišteno za zadovoljavanje potrebe hlađenja i grijanja uz pripremu PTV-a. Redom su prikazane učinkovitosti STS-a za sezonu hlađenja bez pripreme PTV-a, sezonu hlađenja s pripremom PTV-a i cijelu sezonu, grijanja i hlađenja uz pripremu PTV-a. Postavljene su iste granice apscisa ( $A_k$  [m<sup>2</sup>]) i ordinata ( $\eta_{STS}$  [%] jednadžba (3.3.)) na dijagramima na slici 4.3. radi lakšeg vizualnog uočavanja promjene efikasnosti STS-a, gdje kako se kreće od prvog prema trećem dijagramu, efikasnost STS-a postepeno raste za svaku točku iste površine kolektora.

Između prvog i drugog dijagrama se stvara razlika zbog dodatnog iskorištenja sunčeve energije za potrebe PTV-a u sezoni hlađenja, što uzrokuje povećanje efikasnosti STS-a u prosjeku  $\approx 4\div 5\%$ . Promatrajući cijelu sezonu prikazanu na trećem dijagramu, STS će biti u pogonu još dodatnih 5 mjeseci od studenog do ožujka gdje će se energija sunca iskoristiti za potrebe grijanja i PTV-a što će mu u prosjeku dodatno povećati efikasnost STS u odnosu na vrijednosti drugog dijagrama za  $\approx 2\div 6\%$ . Za  $\approx 2\%$  će se povećati efikasnost STS-a s pločastim kolektorima, a  $\approx 6\%$  efikasnost STS-a s vakuumskim kolektorima.





**Slika 4.3. Efikasnost solarnog toplinskog sustava  $\eta_{STS}$  za različite kombinacije STS-a za sezonu hlađenja bez pripreme PTV-a (1.), sezonu hlađenja s pripremom PTV-a (2.) i cijelu sezonu (3.) u ovisnosti o površini kolektora  $A_k$**



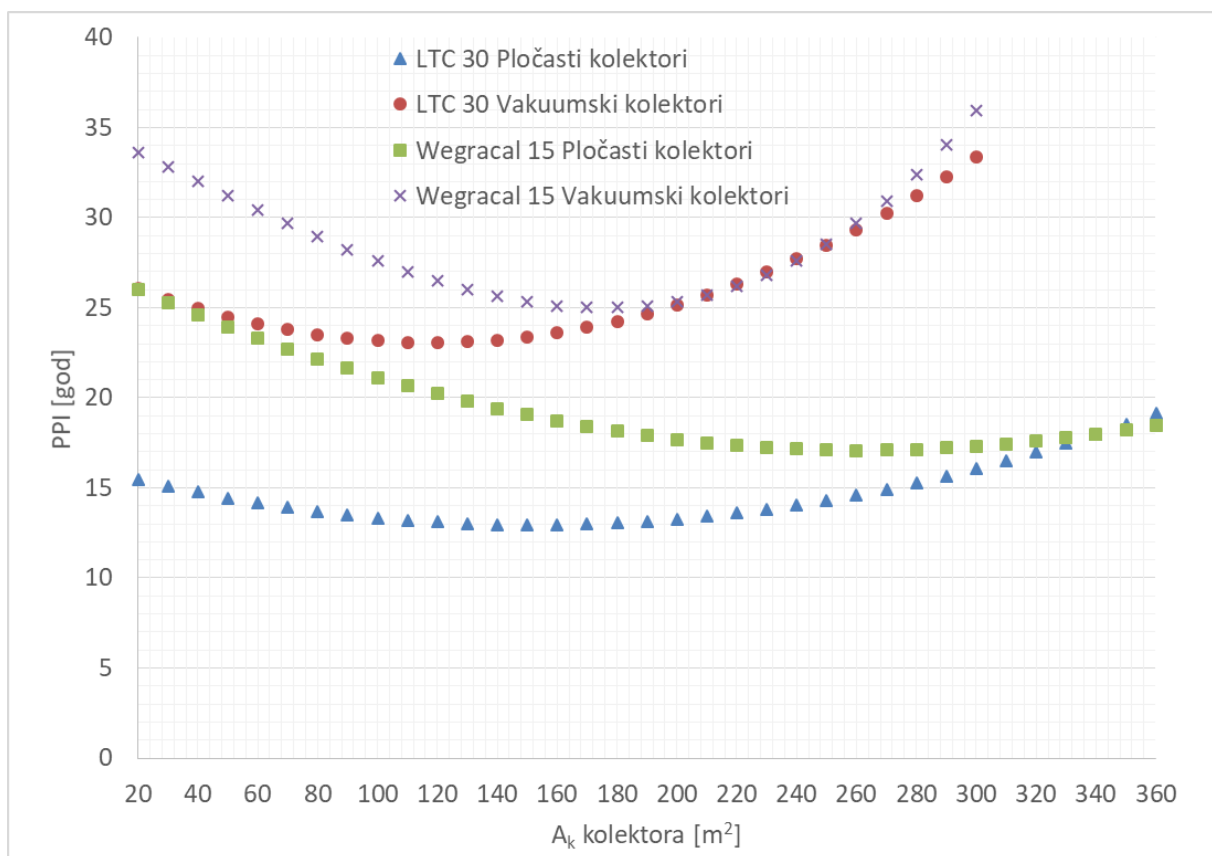
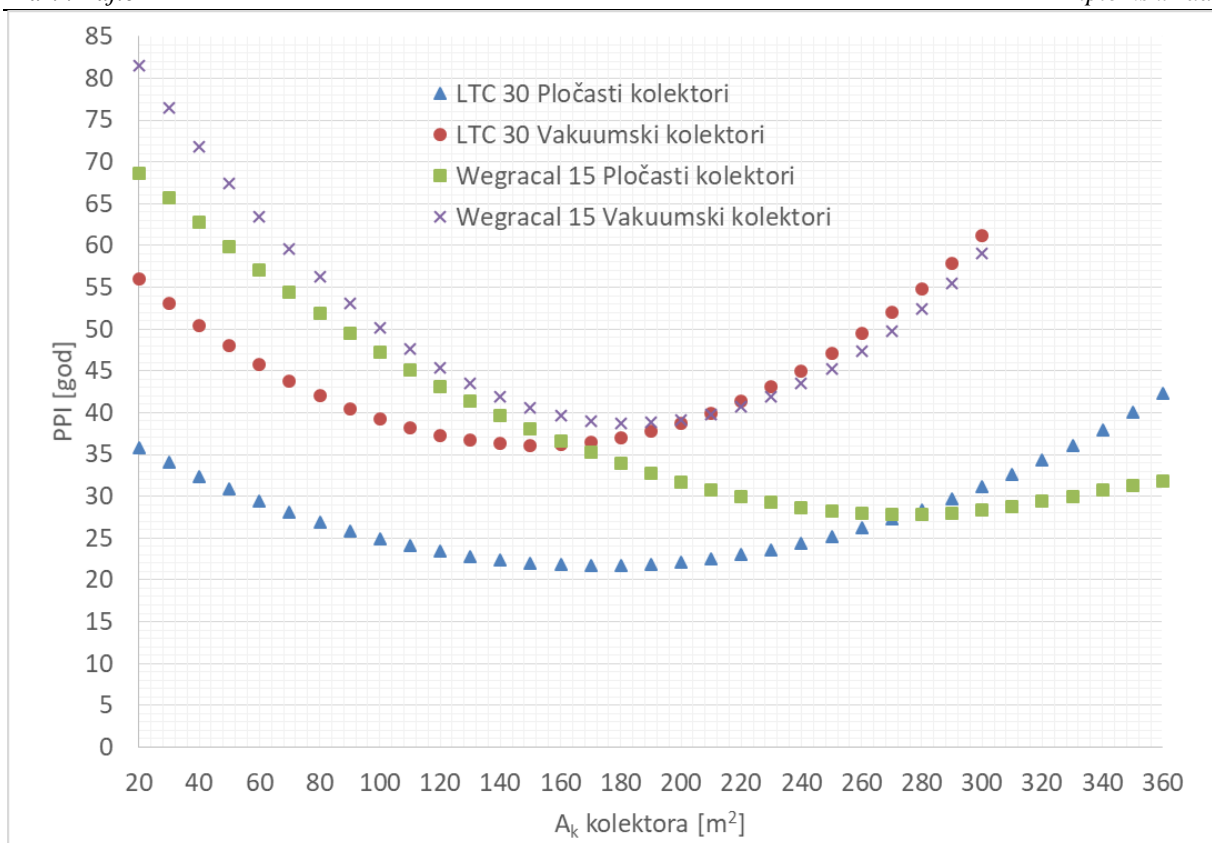
## 4.2. Ekonomska analiza

Period povrata investicije STS za sezonu hlađenja bez pripreme PTV-a nije predmet ekonomske analize. Efikasnost takovog sustava je najniža (prvi dijagram slike 4.3.) i zaključuje se da će period povrata investicije također biti veći od navedenih u ovom poglavlju.

Na dijagramima na slici 4.4. su redom navedeni periodi povrata investicije za sezonu hlađenja s pripremom PTV-a i cijelu sezonu. U oba slučaja će najkraći period povrata investicije biti s adsorpcijskim rashladnim uređajem LTC 30 plus e spojenim s pločastim kolektorima. Neočekivano je da će drugi najkraći period povrata investicije biti kombinacija apsorpcijskog rashladnog uređaja Wegracal 15 s pločastim kolektorima zbog poražavajućih vrijednosti energetske efikasnosti STS-a. Razlog tome je izrazito visoka cijena vakuumskih kolektora. Najduži period povrata investicije će se postići varijantom s apsorpcijskim rashladnim uređajem Wegracal 15 i vakuumskim kolektorima. U tablici 4.1. su navedeni najkraći periodi povrata investicije svake kombinacije STS-a za sezonu hlađenja s pripremom PTV-a i cijelu sezonu i s kojim brojem, odnosno površinom kolektora je taj period povrata investicije izvediv.

**Tablica 4.1. Najkraći period povrata investicije**

Rashladni uređaj	Kolektori	Sezona hlađenja s pripremom PTV-a			Cijela sezona		
		n kolektora	$A_k$ kolektora	$PPI_{min}$	n kolektora	$A_k$ kolektora	$PPI_{min}$
Vrsta	Vrsta	[-]	[m <sup>2</sup> ]	[god]	[-]	[m <sup>2</sup> ]	[god]
LTC 30 plus e	Pločasti	74	173,9	21,67	69	162,2	12,84
	Vakuumski	75	150,0	36,17	56	112,0	23,09
Wegracal 15	Pločasti	119	279,7	27,85	103	242,1	17,09
	Vakuumski	90	180,0	38,66	89	178,0	24,96



**Slika 4.4.** Period povrata investicije za različite kombinacije STS-a za sezonu hlađenja s pripremom PTV-a (1.) i cijelu sezonu (2.) u ovisnosti o površini kolektora  $A_k$

## 5. ZAKLJUČAK

Solarni rashladni sustavi se jedino mogu iskoristiti za geografska područja s Mediteranskom klimom ili sličnom, gdje postoji dovoljan broj osunčanih dana, tj. veliki intenzitet sunčevog zračenja. Stoga je u ovom radu promatrana zgrada koje se nalazi u gradu Splitu. Zgrada je novogradnja i izgrađena prateći smjernice tehničkog propisa o racionalnoj upotrebi energije zbog čega je potreba za grijanjem i hlađenjem dovoljno niska da se može zadovoljiti solarnim sustavom. Potrebna je rashladna snaga do 35 kW. Za razliku od solarnog grijanja, u slučaju solarnog hlađenja potreba za hlađenjem raste kroz godinu kako raste i količina sunčevog zračenja. Kako je sunčevo ozračenje u ovom slučaju glavna pogonska energija, efikasnost njezina prikupljanja predstavlja bitnu stavku sustava. Efikasnost kolektora ovisi o temperaturnoj razlici vanjske temperature i srednjoj temperaturi fluida u kolektorskom krugu te o sunčevom ozračenju. Pločasti i vakuumski kolektori rade pri istom sunčevom ozračenju, stoga će efikasnost kolektora varirati samo zbog navedene temperaturne razlike. Adsorpcijski rashladni uređaj radi pri nižim temperaturama od 45 do 60°C za razliku od apsorpcijskog od 73 do 90°C, čime se postiže veća efikasnost i pločastih i vakuumskih kolektora s adsorpcijskim rashladnim uređajem. To će biti slučaj sve dok se radna temperatura adsorpcijskog rashladnog uređaja ne podigne iznad granične koja će dovoljno sniziti efikasnost pločastih kolektora, gdje onda bolje vrijednosti efikasnosti kolektora poprimaju vakuumski kolektori s apsorpcijskim rashladnim uređajem (prvi dijagrami slika 4.1. i 4.2.).

Energetski promatrano će slučaj s adsorpcijskim rashladnim uređajem LTC 30 plus e i vakuumskim kolektorima stvarati najviše rashladnog učina za isto sunčevo ozračenje, a on iznosi  $SCPF = 34,41\%$  kao što je prikazano na trećem dijagramu slike 4.1., odnosno  $SCPF = 30,4\%$  kao što je prikazano na trećem dijagramu slike 4.2. gdje je dodatno zadovoljena potreba za pripremom PTV-a. Problem se javlja zbog 2,4 puta veće cijene vakuumskih kolektora (7289 kn) u odnosu na pločaste kolektore (3044 kn), koja se također odražava na investiciji STS-a, gdje investicija STS-a s pločastim kolektorima iznosi prosječno 2500 €/kW rashladnog učina, a investicija STS-a s vakuumskih kolektorima 4000 €/kW rashladnog učina.

Ekonomski promatrano najkraći period povrata investicije će biti 12,84 godine dobiven s adsorpcijskim rashladnim uređajem LTC 30 plus e i pločastim kolektorima unatoč tome što energetski gledano ne postiže najveće vrijednosti SCPF-a.

---

**LITERATURA**

- [1] Kai Wang, Ph.D; Edward A. Vineyard, P.E.: Adsorption Refrigeration, ASHRAE Journal, rujan 2011
- [2] John A. Duffie, William A. Beckman: Solar Engineering of Thermal Processes Fourth Edition, Madison, Wisconsin, 2005
- [3] Damir Dović: Obnovljivi izvori energije, Uporaba sunčeve energije u termotehničkim sustavima, Zagreb, 2012
- [4] V. Soldo, S. Novak, I. Horvat: Algoritam za proračun potrebne energije za grijanje i hlađenje prostora zgrade prema HRN EN ISO 13790, Zagreb, 2015
- [5] Nikica Tabain dia, Glavni projekt arhitekture kuće Palme, Zagreb, 2016
- [6] prof.dr.sc. D. Dović, I. Horvat, A. Rodić, prof.dr.sc. V. Soldo. prof.dr.sc. S. Švaić, Algoritam za određivanje energijskih zahtjeva i učinkovitosti termotehničkih sustava u zgradama, Zagreb, 2015
- [7] Projektantske podloge – solarni sustavi, Valliant
- [8] InvenSor, LTC 30 plus e, <http://invensor.com/en/cooling-systems/invensor-ltc-30-e-plus/>, 16.9.2017
- [9] EAW, Wegracal 15, <http://www.eaw-energieanlagenbau.de/>, 13.10.2017
- [10] prof.dr.sc. D. Dović, dipl.ing. B. Čosić, prof.dr.sc. N. Duić, Hands-on guidelines useful to help decision makers to adopt the solar cooling system, Zagreb, 2015
- [11] Paul Kohlenbach, Uli Jakob ,Solar Cooling- The Earthscan Expert Guide to Solar Cooling Systems, 2017