Numerička i eksperimentalna studija sunčevog kolektora s valovitim apsorberom

Dović, Damir

Doctoral thesis / Disertacija

2005

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:235:316672

Rights / Prava: In copyright / Zaštićeno autorskim pravom.

Download date / Datum preuzimanja: **2024-04-19**

Repository / Repozitorij:

Repository of Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture University of Zagreb

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

NUMERIČKA I EKSPERIMENTALNA STUDIJA SUNČEVOG KOLEKTORA S VALOVITIM APSORBEROM

DOKTORSKI RAD

Mentor:

Prof.dr.sc. SREĆKO ŠVAIĆ

Mr.sc. DAMIR DOVIĆ, dipl.ing.

ZAGREB, 2005.

PODACI ZA BIBLIOGRAFSKU JEDINICU

UDK: 621.472 : 697.329

Ključne riječi: kolektor sunčevog zračenja, izmjena topline u kolektoru, učinkovitost kolektora, mjerenje, numerička simulacija, prototip kolektora bez cijevi, V-kanal pločastog izmjenjivača

Znanstveno područje: TEHNIČKE ZNANOSTI

Znanstveno polje: Strojarstvo

Institucija na kojoj je rad izrađen: Sveučilište u Zagrebu, Fakultet strojarstva i brodogradnje

Mentor rada: Dr.sc. Srećko Švaić, red. prof.

Broj stranica: 221

Broj slika: 126

Broj tablica: 18

Broj korištenih bibliografskih jedinica: 55

Datum obrane: 22. ožujak 2005.

Povjerenstvo: Dr.sc. Tonko Ćurko, red. prof.
Dr.sc. Srećko Švaić, red. prof.
Dr.sc. Bernard Franković, red. prof.

Institucije na kojima je rad pohranjen: Fakultet strojarstva i brodogradnje
Nacionalna i sveučilišna knjižica

SADRŽAJ

PREDGOVOR

SAŽETAK, SUMMARY

KLJUČNE RIJEČI, KEY WORDS

POPIS OZNAKA

POPIS SLIKA

POPIS TABLICA

1. UVOD 1

1.1. CILJEVI I SVRHA RADA 1

1.2. DOSADAŠNJE SPOZNAJE I RADOVI DRUGIH AUTORA 2

1.3. ODRŽIVI RAZVOJ I OBNOVLJIVI IZVORI ENERGIJE 3

1.4. KOLEKTORI SUNČEVOG ZRAČENJA 5

1.5. POSTAVLJANJE PROBLEMA 9

1.6. HIPOTEZA RADA 11

2. IZMJENA TOPLINE U KOLEKTORU SUNČEVOG ZRAČENJA 12

2.1 OSNOVNI MEHANIZMI IZMJENE TOPLINE 12

2.2 FAKTOR UČINKOVITOST REBRA 16

2.3 PRORAČUN TOPLINSKIH GUBITAKA S APSORBERA NA OKOLINU 21

2.4 UČINKOVITOST KOLEKTORA 25

2.4.1 Definicija 25

2.4.2 Utjecaj svojstava apsorbera i stakla na učinkovitost 27

2.4.3 Utjecaj razmaka između apsorbera i stakla 30

2.4.4 Utjecaj koeficijenta prijelaza topline na strani fluida 31

2.4.5 Utjecaj otpora spoja apsorbera i cijevi 32

2.4.6 Utjecaj razmaka između cijevi 36

2.5 SELEKTIVNE POVRŠINE 36

2.5.1 Karakteristike 36

2.5.2 Mehanizmi selektivnosti 39

3. PROTOTIP KOLEKTORA S VALOVITIM APSORBEROM 42
3.1 KONSTRUKCIJA 42
3.2 MJERENJA TOPLINSKO-HIDRAULIČKIH KARAKTERISTIKA PROTOTIPA 49
3.2.1 Mjerna linija 49
3.2.2 Mjerna oprema 52
3.2.3 Mjerenje učina 54
3.2.4 Termografska mjerenja 56
3.2.5 Mjerenje pada tlaka 57
3.2.6 Proračun učina i učinkovitosti 57
3.2.7 Mjerna nesigurnost 59
3.2.8 Rezultati mjerenja učina prototipa 60
3.2.9 Usporedba prototipa i cijevnih kolektora 63
3.2.10 Rezultati mjerenja pada tlaka 65
3.3 OSVRT NA REZULTATE MJERENJA 67

4. OPIS NUMERIČKIH MODELA IZMJENE TOPLINE U KOLEKTORIMA 69
4.1 IZMJENA TOPLINE ZRAČENJEM 70
4.1.1 Discrete ordinates (DO) model zračenja 70
4.1.2 Usporedba DO modela s ostalim modelima zračenja 75
4.2 IZMJENA TOPLINE SLOBODNOM KONVEKCIJOM 77
4.2.1 Osnovne jednadžbe laminarnog graničnog sloja 77
4.2.2 Diskretizacija jednadžbi slobodne konvekcije 80
4.3 OPIS NUMERIČKE DOMENE SIMULIRANIH MODELA KOLEKTORA 80
4.3.1 Pregled modela 81
4.3.2 Opis mreže kontrolnih volumena 86
4.4 RUBNI UVJETI 87
4.4.1 Računanje učinkovitosti iz rezultata simulacije 90
4.4.2 Parametri zračenja 91
4.4.3 Parametri slobodne konvekcije 92

5. REZULTATI NUMERIČKIH SIMULACIJA IZMJENE TOPLINE U KOLEKTORIMA 93

5.1 MODEL CIJEVNOG KOLEKTORA (PRVI MODEL) 93

5.1.1 Komentar rezultata 96

5.1.2 Izmjena topline između apsorbera i okoline 96

5.1.3 Utjecaj strujanja u cijevi na učinkovitost 98

5.1.4 Utjecaj geometrije zavara na učinkovitost 98

5.2 MODEL KOLEKTORA BEZ CIJEVI (DRUGI I TREĆI MODEL) 102

5.2.1 Osvrt na rezultate 107

5.3 2D MODEL ZASJENJENOG PROTOTIPA KOLEKTORA (ČETVRTI MODEL) 107

5.3.1 Utjecaj ε, a i dimenzija kućišta 111

5.4 3D MODELI PROTOTIPA KOLEKTORA (PETI MODEL I ŠESTI MODEL) 112

5.4.1 Zasjenjeni kolektor (peti model) 112

5.4.2 Nezasjenjeni kolektor (šesti model) 121

5.4.3 Usporedba rezultata mjerenja i simulacije 127

5.4.4 Osvrt na rezultate 129

5.5 3D MODEL SEGMENTA CIJEVNOG KOLEKTORA (SEDMI MODEL) 130

5.6 3D MODEL OTKRIVENOG SEGMENTA APSORBERA (OSMI MODEL) 135

5.7 UTJECAJ ODBIJENOG ZRAČENJA NA UČINKOVITOST PROTOTIPA 137

5.8 OSVRT NA REZULTATE SIMULACIJE 138

6. OPIS NUMERIČKIH MODELA STRUJANJA U V-KANALIMA 140

6.1 DISKRETIZACIJA OSNOVNIH JEDNADŽBI DINAMIKE FLUIDA 140

6.1.1 Laminarno strujanje 140

6.1.2 Diskretizacija konvektivnog člana 142

6.1.3 Izbor reda točnosti sheme diskretizacije 143

6.1.4 Linearizirani oblik diskretizacijske jednadžbe 144

6.1.5 Algoritmi numeričkog rješavanja osnovnih jednadžbi 145

6.1.6 Diskretizacija jednadžbe količine gibanja 146

6.1.7 Diskretizacija jednadžbe kontinuiteta 149

6.1.8 Korekcije tlaka i brzine 150

6.2 MODELIRANJE TURBULENTNOG STRUJANJA 153

6.2.1 k-ε model 155

6.2.2 Prijelaz topline 162

6.2.3 RSM model 163

6.2.4 Turbulentni granični sloj 165

6.2.5 Standardne zidne funkcije 167

6.2.6 Prošireni pristup i zidne funkcije 169

7. REZULTATI NUMERIČKIH SIMULACIJA STRUJANJA U MODELIMA V-KANALA 173

7.1 RASPODIJELA KONTROLNIH VOLUMENA U NUMERIČKOJ DOMENI 173

7.2 RUBNI UVJETI 177

7.3 SLIKA STRUJANJA 180

7.4 PAD TLAKA 189

7.5 IZMJENA TOPLINE 194

7.5.1 Osvrt na rezultate 198

7.6 OSVRT NA NAČIN PRIKAZIVANJA REZULTATA SIMULACIJE 200

7.7 PREGLED KORIŠTENIH PARAMETARA U MODELIMA SIMULACIJE 202

7.8 SIMULACIJA STRUJANJA U PROTOTIPU KOLEKTORA 203

7.8.1 Opis i rezultati 203

7.8.2 Osvrt na rezultate 207

8. ZAKLJUČAK 208
8.1 ZNANSTVENI DOPRINOS 211
8.2 SMJERNICE ZA DALJNJA ISTRAŽIVANJA 211
9. LITERATURA 213
10. ŽIVOTOPIS 220
11. BIOGRAPHY 221

PREDGOVOR

Količina sunčeve energije koja se godišnje dozračuje na zemlju veća je otprilike 9000 puta od godišnjih svjetskih potreba za energijom, koje se, kako je poznato, u najvećoj mjeri namiruju korištenjem preostalih rezervi fosilnih goriva. Takvi podaci nameću pitanje zašto se posvuda dostupna sunčeva energija ne koristi u većoj mjeri no što je to slučaj danas, kada udio sunčeve energije prikupljene sunčevim kolektorima i fotonaponskim ćelijama u ukupnoj proizvodnji iznosi gotovo nemjerljivih 0.1%. Osnovni razlog tome leži u velikoj površini na koju je ta sunčeva energija dozračena što nužno povlači za sobom i veliku površinu uređaja za prikupljanje te energije. Kada se tome pridoda visoka cijena kolektora i posebice fotonaponskih ćelija, te relativno niska učinkovitost pretvorbe sunčeve u korisnu toplinsku i električnu energiju, onda sve to u određenoj mjeri objašnjava navedene brojke o neznatnoj iskorištenosti energije sunca. Ipak, u posljednjih je dvadesetak godina, paralelno s jačanjem svijesti o potrebi pronalaženja izvora energije alternativnih fosilnima, došlo do znatnog povećanja broja instaliranih kolektora, pada njihove cijene i bitnog povećanja učinkovitosti. No, unatoč tome, cijene su tih uređaja kao i njihova učinkovitost još uvijek na takvoj razini da ne omogućuju dovoljnu ekonomsku isplativost solarnih sustava za zagrijavanje tople vode i grijanje prostora u odnosu na konvencionalne sustave. Nedovoljno visoka učinkovitost postojećih modela kolektora je uz cijenu proizvodnje istih i nedovoljno razvijene mehanizme institucionalne potpore ugradnji solarnih sustava identificirana u R. Hrvatskoj kao glavna prepreka široj primjeni tih sustava u rezidencijalnom i turističkom sektoru, a za koje je, obzirom na povoljne klimatske uvjete, utvrđeno da imaju veliki potencijal za termodinamički učinkovito i ekonomski isplativo korištenje energije sunca.

Višegodišnje iskustvo autora ovog rada u proračunima i ispitivanjima karakteristika raznih modela kolektora prisutnih na tržištu, kao i na poboljšavanju karakteristika pojedinih prototipova kolektora proizvođača iz R. Hrvatske, rezultiralo je spoznajama o nedostacima postojećih modela, problemima u njihovoj proizvodnji te idejama o povećanju učinkovitosti pretvorbe sunčeve u korisnu toplinsku energiju. Te su spoznaje i ideje predstavljene u ovom radu, a čija je razrada i provedba u konačnici dovela do razvoja prototipa kolektora bez cijevi jednostavne konstrukcije i veće učinkovitosti od postojećih komercijalnih kolektora s cijevima. Time je ostvaren izravan doprinos nastojanjima za podizanjem učinkovitosti pretvaranja sunčeve u korisnu toplinsku energiju i pojednostavljenja određenih dijelova konstrukcije, što su bili i glavni motivi za izradu ovog rada.

SAŽETAK

U prvom dijelu rada dani su izrazi i postupak proračuna izmjene topline u pločastom kolektoru sunčevog zračenja s cijevnim registrom i u pločastom kolektoru bez cijevi. Koristeći taj proračun provedene su simulacije rada ispitanih cijevnih kolektora varirajući rane konstrukcijske parametre. Temeljem tim putem dobivenog uvida u utjecaj pojedinog parametra na toplinske karakteristike, razvijeni su razni numerički modeli za simulaciju izmjene topline u cijevnom i kolektoru bez cijevi. Koristeći programski kod Fluent provedene su numeričke simulacije rada ispitanog visoko-učinkovitog cijevnog kolektora s laserski zavarenim cijevima za ploču apsorbera, varirajući geometrijske i radne parametre, ne bi li se uočio način za daljnje povećanje učinkovitosti. Slijedeći rezultate tih simulacija i prethodnih analiza, razvijen je prototip kolektora sastavljen od dvije valovite ploče s V-žlijebovima, kakve se inače koriste u visoko-učinkovitim kompaktnim pločastim izmjenjivačima topline. Rezultati ispitivanja učina i pada tlaka razvijenog prototipa sa i bez pokrovnog stakla uspoređeni su s rezultatima provedenih simulacija i podacima o mjerenju toplinsko-hidrauličkih karakteristika kolektora s cijevima. Na temelju termografskih snimki raspodijele temperatura apsorbera prototipa ocijenjene su učinkovitosti pojedinih dijelova ploča, te izračunate lokalne vrijednosti koeficijenata prijelaza topline s apsorbera na radni fluid. Posebni dio rada odnosi se na opis numeričkog modela za simulaciju strujanja kroz segment kanala pločastih izmjenjivača s kutom žlijebova od $\beta = 28°$, 60° i 65°. Vrijednosti koeficijenta prijelaza topline dobivene za pojedine uvjete strujanja korištene su kao rubni uvjet u prije spomenutim simulacijama izmjene topline u prototipu kolektora bez cijevi. Točnost provedenih simulacija provjerena je kroz usporedbu s rezultatima prethodno provedenih ispitivanja toplinsko-hidrauličkih karakteristika simuliranih kanala, vizualizacija strujanja i s termografskim snimkama ploče apsorbera. Iz provedenih analiza i mjerenja dane su smjernice za jednostavniju i toplinski učinkovitiju konstrukciju razvijenog prototipa kolektora bez cijevnog registra. Takav kolektor predstavlja novi pristup u oblikovanju uređaja za pretvaranje energije Sunca u toplinsku energiju, te je izravan doprinos nastojanjima da se proizvede visoko-učinkoviti kolektor uz izbjegavanje skupih i složenih tehnoloških postupaka kvalitetnog pričvršćivanja cijevnog registra za ploču apsorbera. Razvijeni numerički modeli izmjene topline u kolektoru s cijevima i u pločastim izmjenjivačima topline, omogućuju optimiranje svih relevantnih geometrijskih parametara u svrhu konstruiranja što učinkovitijeg, jednostavnijeg i jeftinijeg uređaja, te smanjenja broja eksperimenata u fazi razvoja proizvoda.

SUMMARY

The first part of this work provides the expressions and procedure for evaluation of heat transfer in plate type solar collector with and without tube sheet. Applying this calculation procedure, a number of simulations of collector work are performed, varying at that time constructional parameters. Following this parameter analysis, different numerical models for CFD simulation of heat transfer in collectors with and without tubes are developed. These CFD simulations are performed by means of the computer code Fluent, firstly focusing on the geometry of previously tested collector with tubes welded to the absorber by laser. The simulations are performed at altered constructional and working parameters with aim of considering possibilities for further increase of collector efficiency. These analyses lead to the construction of the collector prototype without tubes, consisting of two chevron plates normally used in plate heat exchangers. The thermal-hydraulic performances tests of developed prototype with and without glazing are compared against the results available from the numerical simulations and with the test results on collectors with tubes. The thermography is employed to record a temperature distribution over the prototype absorber plate in order to calculate the local heat transfer coefficients on the fluid side. A separate part of this work is devoted to the CFD simulation of the flow through the complex geometry of plate heat exchanger channel for the chevron angles $\beta = 28°$, 60° and 65°. The values of the heat transfer coefficients calculated from the results of these simulations served as a boundary condition for previously mentioned simulations of the heat transfer in collectors. All results are validated through the comparison with the results from the visualisation and thermal-hydraulic tests done on the corresponding plate heat exchangers channels, as well as with the thermograms recorded during the collector performances tests. Following the results of performed analyses and measurements, the instructions for simpler and thermally more effective construction of developed collector prototype are suggested. Generally, the developed type of collector without tubes represents a direct contribution to the efforts involved in producing a cheap solar collector of high thermal performances, avoiding rather complex and expensive technology nowadays employed to attach tubes to absorber in thermally effective way. Developed mathematical and CFD models for estimating the heat transfer in solar collectors and in plate heat exchangers channels, enable optimization of relevant constructional parameters in order to produce more efficient, simpler and cheaper device, as well as they allow for reduction of number of tests needed in designing process.

KLJUČNE RIJEČI

kolektor sunčevog zračenja, izmjena topline u kolektoru, učinkovitost kolektora, mjerenje, numerička simulacija, prototip kolektora bez cijevi, V-kanal pločastog izmjenjivača

KEY WORDS

solar collector, heat transfer in collector, collector efficiency, measurement, CFD simulation, prototype of collector without tubes, chevron channel of plate heat exchangers

POPIS OZNAKA

LATINIČNA SLOVA

OZNAKA	OBJAŠNJENJE	DIMENZIJA
A	površina	m^2
A_o	oplakivana površina V-kanala	m^2
a	koeficijent apsorpcije, koeficijent temperaturne vodljivosti	-, m^2/s
a_{ci}	linearizirani koeficijent na plohi kontrolnog volumena	
a_{eff}	efektivni koeficijent apsorpcije valovitog apsorbera	
B	udaljenost stakla od apsorbera	m
C_{zav}	koficijent toplinske provodljivosti zavara	W/(mK)
c	specifični toplinski kapacitet	J/(kgK)
c_i	središte kontrolnog volumena	
c_p	specifični toplinski kapacitet pri konstantnom tlaku	J/(kgK)
b	dubina žlijeba V-ploče	m
b	koeficijent u lineariziranoj općoj diskretizacijskoj jednadžbi	
C_D	bezdimenzijska funkcija R_t	
C_μ	bezdimenzijska funkcija od R_t	
d_h	hidraulički promjer	m
d_p	koeficijent-funkcija srednje vrijednosti koeficijenta a_{ci}	
$d_{u,v}$	unutarnji, vanjski promjer cijev	m
$\vec{e}_{x,y,z}$	jedinični vektori osi relativnog sfernog koordinatnog sustava	
$E_{\lambda c}$	intenzitet zračenja crnog tijela pri valnoj duljini λ	$W/(m^2\mu m)$
F	faktor učinkovitosti rebra	
F'	faktor učinkovitosti kolektora	
F_R	faktor odvođenja topline kolektora	
f	Fanning-ov faktor trenja	
f_i	specifična masena sila u smjeru osi x_i	m/s^2
$\overline{G}$	generacija turbulentne kinetičke energije	W/m^3
h	udaljenost između susjednih središta kontrolnih volumena	m

I	intenzitet zračenja	W/m^2
I_λ	intenzitet zračenja pri određenoj valnoj duljini λ	$W/(m^2\mu m)$
k	turbulentna kinetička energija	m^2/s^2
$k_{a\text{-}z}$	koeficijent prolaza topline od apsorbera do vanjskog zraka	$W/(m^2K)$
$k_{a\text{-}f}$	koeficijent prolaza topline od apsorbera do radnog fluida	$W/(m^2K)$
L	duljina cijevi, duljina V-ploče	m
l	širina žlijeba V-ploče	m
$l_{\varepsilon,\mu}$	karakteristični razmjer turbulentnog strujanja	m
M	masa fluida	kg
l_m	put miješanja turbulentnog strujanja	m
m	faktor rebra	
$\dot{m}$	maseni protok	kg/s
$\dot{m}_A$	specifični maseni protok	$kg/(s\cdot m^2)$
n	indeks loma, broj mjerenja, vektor normale na površinu	
p	tlak	Pa
p	ploha	
Q_{gub}	toplinski tok od apsorbera na vanjski zrak (top. gubici kolektora)	W
Q_{kol}	korisni toplinski tok predan radnom fluidu u kolektoru (od apsorbera do radnog fluida)	W
q	gustoća toplinskog toka	W/m^2
q_{aps}	gustoća toplinskog toka od apsorbera na radni fluid	W/m^2
q_{gub}	gustoća toplinskog toka od apsorbera na vanjski zrak	W/m^2
q_{sun}	gustoća toplinskog toka dozračene energije sunca	W/m^2
R_ε	član transportne jednadžbe za ε	
Re_{tx2}	turbulentni Reynolds-ov temeljen na udaljenosti od stijenke x_2	
r	specifični toplinski otpor	m^2K/W
$\vec{r}$	vektor položaja pojedine točke u prostornom koordinatnom sustavu	
S	izvorni član	
S_{ij}	tenzor naprezanja turbulentnog strujanja	s^{-1}

S_T	funkcija disipacije energije	W/m^3
s	prijeđeni put čestice fluida u V-kanalu	m
s	standardna devijacija	
T	temperatura	K, °C
T*	bezdimenzijska temperatura	
$T_{f,sr}$	srednja temperatura radnog fluida u kolektoru	K, °C
t	vrijeme, studentova raspodjela $t = 2$	s
u_i	brzina fluida u smjeru osi x_i	m/s
u_t	karakteristična brzina turbulentnih pulzacija	m/s
u_i^+ , u_i^*	bezdimenzijska brzina u smjeru osi x_i	
V	volumen V-kanala	m^3
W	razmak između osi cijevi kolektora	m
w	brzina	m/s
w_{cell}	brzina u poprečnom presjeku ćelije V-kanala	m/s
w_{kanal}	brzina u poprečnom presjeku kanala	m/s
x_i	prostorna koordinata	m
$x_{1,2,3}$	prostorne koordinate	m
$\bar{x}_i$	srednja vrijednost mjerene veličine x_i kroz n mjerenja	
x_2^+ , x_2^*	bezdimenzijska udaljenost od stijenke	
x,y,z	osi apsolutnog koordinatnog sustava	
Y	stvarna vrijednost mjerene veličine	
y	izmjerena vrijednost mjerene veličine	

GRČKA SLOVA

OZNAKA	OBJAŠNJENJE	DIMENZIJA
α	koeficijent prijelaza topline	$W/(m^2K)$
β	kut nagiba kolektora prema horizontali, kut žlijebova V-ploče	°
β'	izobarni koeficijent prostornog termičkog rastezanja	1/K
Δp	pad tlaka	Pa
$\Delta\vec{s}$	vektor pomaka iz središta volumena prema središtu plohe p	
ΔV	volumen kontrolnog volumena	m^3
$\Delta\Omega_m$	kontrolni kut za diskretizaciju kutnog prostora oko točke c0	
Δx_i	dimenzija kontrolnog volumena u smjeru osi x_i	m
δ	debljina stijenke, debljina graničnog sloja	m
$\delta_{i,j}$	Kronecker-ov operator	
δY	mjerna nesigurnost mjerne veličine Y	%
ε	disipacija turbulentne kinetičke energije	m^2/s^3
ε	koeficijent emisije	
ϕ	funkcija raspršenog zračenja, azimut	-,°
ϕ	opća zavisna varijabla	K, Pa, m/s...
$\nabla\phi_p$	gradijent zavisne varijable ϕ	
γ	upadni kut sunčevog zračenja mjeren od normale na površinu	°
η_{kol}	učinkovitost kolektora (stupanj djelovanja)	
η_o	učinkovitost kolektora pri $(T_f - T_z)/q_{sun} = 0$	
Γ	koeficijent difuzije	
λ	toplinska vodljivost	W/(mK)
λ	valna duljina	μm
λ_t	turbulentna toplinska vodljivost	W/(mK)
μ	koeficijent dinamičke (molekularne) viskoznosti	Pa · s
μ_v	koeficijent volumenske viskoznosti	Pa · s
μ_t	turbulentna viskoznost	Pa · s

v	kinematička viskoznost	m^2/s
Θ	polarni kut	°
ρ	koeficijent refleksije, gustoća	-, kg/m^3
ρ_d	koeficijent refleksije donje strane stakla	
σ	$= 5.6697 \cdot 10^{-8}$ Steffan-Boltzmanova konstanta	$W/(m^2K^4)$
σ_s	koeficijent raspršivanja	
σ_k	turbulentni Prandtl-ov broj za k	
σ_ε	turbulentni Prandtl-ov broj za ε	
τ	koeficijent propusnosti (dijatermije)	
τ_w	viskozno tangencijalno (smično) naprezanje na stijenci	N/m^2
$\vec{\Omega}$	vektor smjera širenja zračenja	
$\vec{\Omega}_m$	vektor smjera širenja zračenja u kontrolnom kutu $\Delta\Omega_m$	

INDEKSI

aps	apsorber
a-f	apsorber-radni fluid
a-z	apsorber-okolišni zrak
ćel	ćelija V-kanala
e,w,n,s	oznake stranica kontrolnog volumena u 2D prostoru
eff	efektivno
ekv	ekvivalentni (obuhvaća zračenje i konvekciju)
f	radni fluid
f,iz	temperatura radnog fluida na izlazu iz kolektora
f,ul	temperatura radnog fluida na ulazu u kolektor
gub	toplinski gubici
i,j	oznaka smjera na osima x_i
kol	kolektor
kon	konstantni dio izvornog člana
konv	konvekcija sa stakla na vanjski zrak
lam	laminarni
lok	lokalno
P	točka fluida
p	ploha kontrolnog volumena
proširen	prošireni pristup
sun	sunce
sl.konv	slobodna konvekcija između apsorbera i stakla
stj	stjenka
sr	srednje
t	turbulentni
turb	turbulentni
val	valoviti apsorber
z	okolišni zrak

zav	zavar
zr	zračenje
zr,unut	zračenje između apsorbera i stakla
zr,van	zračenje s apsorbera na okolišne objekte i nebo
∞	izvan graničnog sloja
$\bar{}$	srednja vrijednost od *T, u, p*.. u turbulentnom strujanju

EKSPONENTI

*	vrijednosti brzina u_p, u_{ci} temeljene na pretpostavljenim vrijednostima tlaka
′	korekcija brzine u_p, u_{ci} i tlaka p
′	pulzirajući dio *T, u, p*.. u turbulentnom strujanju

BEZDIMENZIJSKE ZNAČAJKE

$Nu = \frac{\alpha \cdot d_h}{\lambda}$	Nusselt-ov broj
$Pr = \frac{c_p \mu}{\lambda}$	Prandtl-ov broj (molekularni)
$Pr_t = \frac{c_p \mu_t}{\lambda_t}$	Turbulentni Prandtl-ov broj
$Ra = \frac{g\beta' \Delta T B^3}{\nu\lambda/(\rho c_p)}$	Rayleigh-ov broj
$Re = \frac{w \cdot d_h \cdot \rho}{\mu}$	Reynolds-ov broj
$R_t = \rho\sqrt{\bar{k}} \cdot l / \mu$	Turbulentni Reynolds-ov broj

POPIS SLIKA

Slika 1.1 Prikaz raznih konstrukcija pločastog kolektora (prikazana je donja strana apsorbera i smjer strujanja radnog fluida) 6
Slika 1.2 Shema sustava za zagrijavanje PTV-a 7
Slika 1.3 Shema sustava sa solarnom dizalicom topline za zagrijavanje PTV-a 7
Slika 1.4 Prikaz a) vakuumskih b) paraboličnih c) tanjurastih tipova kolektora 8
Slika 1.5 Osnovni dijelovi pločastog kolektora s cijevima u obliku serpentine 8
Slika 1.6 Geometrija kanala pločastog izmjenjivača, β - kut žlijebova u odnosu na uzdužnu os ploče; *b*-dubina žlijeba; *p* –širina žlijeba u smjeru strujanja, *l*- širina žlijeba okomito na smjer pružanja žlijeba, *L* proračunska duljina ploče 10
Slika 2.1 Prikaz izmjene topline u cijevnom kolektoru s pokrovnim staklom 12
Slika 2.2 Apsorpcija i refleksija sunčevog zračenja u međuprostoru između apsorbera i stakla 13
Slika 2.3 Prikaz toplinskih otpora izmjeni topline između apsorbera i okolišnog zraka kroz pokrovno staklo 14
Slika 2.4 Propusnost stakla u području kratkovalnog (sunčevog) i dugovalnog (IC) zračenja 15
Slika 2.5 Prikaz rebra pojedine cijevi i raspodijele temperatura 16
Slika 2.6 Dimenzije dijela rebra na kojem je riješena diferencijalna jednadžba izmjene topline 16
Slika 2.7 Faktor odvođenja topline F_R u kolektoru kao funkcija faktora F', protoka m, površine apsorbera i otpora $r_{a\text{-}z}$ 21
Slika 2.8 Utjecaj Ra broja i kuta β na toplinske gubitke slobodnom konvekcijom 23
Slika 2.9 Izmjerene vrijednosti učinkovitosti kolektora kao funkcija srednje temperature u kolektoru i dozračenog sunčevog zračenja 26
Slika 2.10 Utjecaj koeficijenta emisije neselektivnog apsorbera ($\varepsilon = 0.95$) (a) i selektivnog ($\varepsilon = 0.1$) (b) na toplinske gubitke kolektora (W/m^2) pri temperaturi apsorbera od 100°C i okolišnog zraka od 10°C, $\beta = 45°$ 28
Slika 2.11 Rezultati mjerenja i simulacije rada kolektora SKT-40 (Tehnomont, HR) za razne koeficijente emisije selektivnog premaza ε i koeficijente transmisije stakla τ, uz nepromijenjeni koeficijent apsorpcije $a = 0.95$. 28
Slika 2.12 Krivulje učinkovitosti dobivene mjerenjima na tri kolektora tip EURO C20 različitih svojstava selektivnog premaza i pokrovnog stakla 29
Slika 2.13 Utjecaj razmaka između apsorbera i stakla na toplinske gubitke pri $\beta = 45°$ 30

Slika 2.14 Utjecaj kuta nagiba kolektora β na toplinske gubitke u odnosu na referentni kut β=45° za slučajeve iz prethodnog dijagrama 31
Slika 2.15 Rezultati mjerenja na dva različito prolemljena kolektora s cijevnom serepentinom (SKT-40, Tehnomont) $a = 0.9$, $\varepsilon = 0.106$....33
Slika 2.16 Rezultati mjerenja na modelu SKT-50 i geometrijski identičnim modelima s TINOX premazom apsorbera, te na različite načine ostvarenim spojevima apsorbera i cijevnog registra....33
Slika 2.17 Rezultati mjerenja kolektora GREENoneTEC s TINOX premazom i laserski zavarenim cijevima za ploču apsorbera 34
Slika 2.18 Rezultati mjerenja i simulacije rada kolektora SKT-40 za različite kvalitete kontakta apsorbera i cijevi opisane uz pomoć $k_{a\text{-}f}$, pri $\varepsilon = 0.106$ i $\tau = 0.9$. 35
Slika 2.19 Refleksivnost selektivnih površina ρ (%) u ovisnosti o valnim duljinama reflektiranog zračenja ($\rho = 1 - \varepsilon$)....37
Slika 2.20 Ovisnost koeficijenta apsorpcije selektivnog premaza o upadnom kutu sunčevog zračenja γ (mjereno od normale na površinu apsorbera)....38
Slika 2.21 Apsorpcija odbijenog zračenja od stijenki površine s V-utorima, kut otvora žlijebova 30° 39
Slika 2.22 Godišnje izmjerene i srednje vrijednosti efektivnog koeficijenta apsorpcije ravne otkrivene ploče s V-utorima u ovisnosti o kutu utora i koeficijentu apsorpcije (premaza) apsorbera 40
Slika 2.23 Valovita površina apsorbera korištena u razvoju prototipa kolektora bez cijevi, usporedba s odgovarajućim V utorom 41
Slika 3.1 a) Valovita V-ploča (tzv. "herringbone") pločastih izmjenjivača topline Alfa Laval tip. MK15-BW korištene kao apsorber i osnovna geometrija strujanja radnog fluida....43
Slika 3.2 a) Raspodjela dviju struja koje izmjenjuju toplinu u pločastom izmjenjivaču topline s brtvama, b) detalj zavarenih ploča u "kazete" odvojenih složenih u izmjenjivački paket i međusobno odvojenih brtvama paketa-tzv."poluzavarena" izvedba 44
Slika 3.3 Prikaz mjesta gdje su dvije ploče međusobno laserski zavarene 45
Slika 3.4 Dimenzije i prikaz dijelova donje V-ploče kanala (identične gornjoj ploči apsorbera) 46

Slika 3.5 Izgled i dimenzije prirubnica sa brtvama na ulaznim/izlaznim otvorima ploča prototipa 47
Slika 3.6 Dimenzije kućišta prototipa 47
Slika 3.7 Fotografija prototipa apsorbera smještenog u kućište.....48
Slika 3.8 Shematski prikaz mjerne linije za određivanje učina kolektora 50
Slika 3.9 Fotografija dijela mjerne linije pri mjerenju zasjenjenog prototipa.....51
Slika 3.10 Pozicija termoparova koji mjere temperature ploče apsorbera.....52
Slika 3.11 Prikaz stacioniranja temperatura tijekom mjerenja učina prototipa kolektora, prikaz sučelja programskog paketa ''Agilent BenchLink Data Logger'' 55
Slika 3.12 Rezultati mjerenja učinkovitosti nezasjenjenog prototipa kada je uklonjeno pokrovno staklo 60
Slika 3.13 Rezultati mjerenja učinkovitosti nezasjenjenog prototipa sa pokrovnim staklom.....61
Slika 3.14 Rezultati mjerenja učinkovitosti zasjenjenog prototipa sa pokrovnim staklom 61
Slika 3.15 Usporedba rezultata svih mjerenja na prototipu 62
Slika 3.16 Usporedba toplinskih karakteristika nezasjenjenog prototipa bez stakla sa cijevnim kolektorom bez stakla, podaci za cijevni kolektor SKT-40 bez stakla 63
Slika 3.17 Usporedba mjerenjem dobivenih vrijednosti η_{kol} zasjenjenog prototipa i raznih tipova cijevnih kolektora.....64
Slika 3.18 Rezultati mjerenja pada tlaka fluida kroz kanal prototipa 65
Slika 3.19 Rezultati mjerenja pada tlaka za prototip i kolektore s cijevnom serpentinom (SKT-40) i paralelnim registrom (SKT-50, GREENoneTEC).....66
Slika 3.20 Rezultati mjerenja pada tlaka za prototip i kolektore s paralelnim registrom (SKT-50, GREENoneTEC) izraženi preko masenog protoka po jedinici aktivne površine apsorbera..66
Slika 4.1 Prikaz mehanizma izmjene topline zračenjem u mediju koeficijenta apsorpcije a, emisije ε i raspršivanja σ_s.....71
Slika 4.2 Apsolutni prostorni i relativni kutni koordinatni sustav oko prostorne točke c0.....71
Slika 4.3 Kontrolni volumen u prostornoj domeni.....72
Slika 4.4 Diskretizacija kutnog prostora oko točke c0 kontrolnim kutovima $\Delta\Omega_m$ 73
Slika 4.5 Položaj kontrolnih kuteva na plohi kontrolnog volumena (2D prikaz), $N_\Theta = N_\phi = 2$ 73

Slika 4.6 Temperaturni i profil brzina u laminarnom strujanju fluida pri slobodnoj konvekciji uz grijanu vertikalnu stjenku....78
Slika 4.7 Numerička domena modela testiranog cijevnog kolektora (prvi model)....83
Slika 4.8 Numerička domena modela pločastog kolektora bez cijevi (drugi model), ...83
Slika 4.9 a) Numerička domena modela pločastog kolektora s valovitim apsorberom bez cijevi (treći model), b) detalj mreže kontrolnih volumena u prostoru između stakla i apsorbera....84
Slika 4.10 Numerička domena modela ispitanog zasjenjenog prototipa pločastog kolektora s valovitim apsorberom bez cijevi (četvrti model) 84
Slika 4.11 a) 3D Numerička domena modela ispitanog zasjenjenog prototipa kolektora bez cijevi (peti model) b)detalj mreže kontrolnih volumena u prostoru između stakla i apsorbera....84
Slika 4.12 a) 3D numerička domena modela ispitanog prototipa pločastog kolektora bez cijevi (šesti model) b) detalj raspodijele kontrolnih volumena na apsorberu 85
Slika 4.13 3D numerička domena modela segmenta ispitanog cijevnog kolektora (sedmi model) 85
Slika 5.1 Raspodjela temperatura (K) u numeričkoj domeni prvog modela cijevnog kolektora ..94
Slika 5.2 Profil brzina (m/s) između apsorbera i stakla 94
Slika 5.3 Usporedba vrijednosti η_{kol} dobivenih iz rezultata mjerenja i simulacija za prvi model cijevnog kolektora....95
Slika 5.4 Utjecaj dimenzije zavara na temperaturnu raspodjelu (K) u području spoja cijevi i apsorbera pri (T_f- T_z) / q_{sun} = 0,039824 m^2K/W 99
Slika 5.5 Raspodjela temperatura (K) u numeričkoj domeni drugog modela kolektora (bez cijevi) 103
Slika 5.6 Profil brzina (m/s) između apsorbera i stakla (drugi model) 103
Slika 5.7 Raspodjela temperatura (K) u numeričkoj domeni trećeg modela kolektora (valoviti apsorber)....104
Slika 5.8 Profil brzina (m/s) između valovitog apsorbera i stakla (treći model), $\varepsilon = 0.06$ 104
Slika 5.9 Raspodjela ukupnog dolaznog zračenja q_{zr} (W/m^2) na plohe pojedinog kontrolnog volumena u numeričkoj domeni drugog modela kolektor (apsorber $\varepsilon = 0.06$, staklo $\varepsilon = 0.88$) 105
Slika 5.10 Usporedba vrijednosti η_{kol} dobivenih iz rezultata mjerenja i simulacija za....106

Slika 5.11 Raspodjela ukupnog dolaznog zračenja q_{zr} (W/m^2) na plohe pojedinog kontrolnog volumena u numeričkoj domeni četvrtog modela kolektora pri $\varepsilon = 0.06$ i $\varepsilon = 0.15$ 108

Slika 5.12 Usporedba vrijednosti η_{kol} dobivenih iz rezultata mjerenja i simulacija za.....110

Slika 5.13 Prikaz temperaturne raspodijele (K) u diskretnim ravninama presjeka numeričke domene modela zasjenjenog prototipa kolektora (peti model) 113

Slika 5.14 a) Prikaz profila brzina (m/s) u diskretnim ravninama presjeka numeričke domene modela zasjenjenog prototipa kolektora (peti model), b) izdvojeni detalj raspodijele vektora brzina u središnjem dijelu kolektora 114

Slika 5.15 Prikaz profila brzina (m/s) u diskretnim ravninama presjeka numeričke domene modela zasjenjenog prototipa kolektora (peti model) uz izdvojeni detalj raspodijele vektora brzina u središnjem dijelu kolektora 115

Slika 5.16 Raspodjela izmjenjenog spec. toplinskog toka između apsorbera i zraka q_{gub} (W/m^2) u modelu zasjenjenog prototipa kolektora (peti model).....116

Slika 5.17 Prikaz raspodijele temperature (K) na apsorberu i staklu zasjenjenog prototipa kolektora (peti model) 117

Slika 5.18 Termografska slika raspodjela temperatura po površini apsorbera zasjenjenog prototipa u prikaz analize temperaturnog polja provedenoj u ThermaCam Researcher-u (emisivnost površine određena kao $\varepsilon = 0.89$). Dijagram prikazuje temperature koje odgovaraju paralelnim linijama LI01-LI04, dok su AR01-AR04 površine, a SP01 oznaka za točku. 118

Slika 5.19 Prikaz raspodijele temperature (K) na apsorberu nezasjenjenog prototipa kolektora (šesti model) 121

Slika 5.20 Prikaz raspodijele temperature (K) na staklu nezasjenjenog prototipa kolektora (šesti model).....122

Slika 5.21 Prikaz raspodijele a)spec. toplinskog toka gubitaka apsorbera q_{gub} (W/m^2) nezasjenjenog prototipa kolektora (šesti model) i b)spec. toplinskog toka apsorbera izmijenjenog zračenjem između apsorbera, stakla i kućišta q_{zr} (W/m^2) 123

Slika 5.22 Termografska slika raspodjela temperatura po površini apsorbera nezasjenjenog prototipa a) neposredno i b) nekoliko minuta nakon uklanjanja pokrovnog stakla 125

Slika 5.23 Termografska slika raspodjela temperatura po površini apsorbera nezasjenjenog prototipa 125

Slika 5.24 Usporedba vrijednosti η_{kol} dobivenih iz rezultata mjerenja i simulacija za četvrti, peti i šesti model prototipa kolektora 128
Slika 5.25 Prikaz raspodijele temperature (K) na segmentu apsorbera sa cijevi zavarenom za ploču apsorbera cijelom duljinom 131
Slika 5.26 Prikaz raspodijele toplinskog toka q_{kol} (W/m^2) koji se predaje vodi u cijevi koja je zavarena cijelom duljinom za segment apsorbera 131
Slika 5.27 Prikaz raspodijele temperature (K) na segmentu apsorbera s djelomično zavarenom cijevi 132
Slika 5.28 Prikaz raspodijele toplinskog toka q_{kol} (W/m^2) koji se predaje vodi u cijevi koja je djelomično zavarena za segment apsorbera 132
Slika 5.29 Termografska snimka raspodijele temperatura na apsorberu cijevnog kolektora tip Tehnomont SKT, ... 133
Slika 5.30 Usporedba vrijednosti η_{kol} dobivenih iz rezultata simulacija za prvi i sedmi model cijevnog kolektora 134
Slika 5.31 Usporedba vrijednosti η_{kol} dobivenih iz rezultata simulacija za sedmi i osmi model otkrivenog kolektora 136
Slika 5.32 Usporedba vrijednosti η_{kol} dobivenih iz rezultata mjerenja i simulacija za osmi model otkrivenog kolektora 137
Slika 6.1 Dvodimenzijski prikaz kontrolnih volumena korištenih za ilustraciju diskretizacije transportne jednadžbe (6.5) 142
Slika 6.2 Pomaknuti "staggered" kontrolni volumen korišten za diskretizaciju jednadžbe količine gibanja 148
Slika 6.3 Raspodjela brzine u turbulentnom graničnom sloju uz prikaz podjele graničnog sloja 166
Slika 6.4 Tipičan izgled mreže kontrolnih volumena kod primjene a) zidnih funkcija i b) modela "uz stjenku" 167
Slika 7.1a Prikaz modela kanala pločastog izmjenjivača sa β=28° od kojih se svaki sastoji od 16 ćelija dubine žlijeba b=2.05 mm i širine l=8 mm 174
Slika 7.2 Detalj mreže na ulaznoj površini u gornji dio kanala uz prikaz dijela izlaza iz donje polovice 175
Slika 7.3 Prikaz strukturirane mreže na gornjoj ploči kreiranoj od elemenata oblika kvadra metodom "map" 176

Slika 7.4 Prikaz nestrukturirane mreže kontrolnih volumena na površini presjeka jedne ćelije paralelnoj sa ulaznom/izlaznom površinom kanala kreiranoj od elemenata oblika kvadra metodom "pave" i "tri primitive" (u kutovima) 176
Slika 7.5 Kontrolni volumen oblika kvadra korišten za diskretizaciju domene strujanja 177
Slika 7.6 Princip "cooper" sheme umrežavanja domene strujanja i b) primjena na simulirani model kanala 177
Slika 7.7 Međusobni odnos vektora brzina u ćeliji s β=28° 178
Slika 7.8 Shematski prikaz komponenti strujanja u ćeliji 181
Slika 7.9 a) Trajektorije čestica fluida na putu od ulaza do izlaza iz kanala, β=65°, *Re*=14, ... 181
Slika 7.10 Dijagram pojedinih "ubačenih" čestica u ovisnosti od prijeđenom putu istih 182
Slika 7.11 a) Trajektorije čestica fluida na putu od ulaza do izlaza iz kanala, β=65°, *Re*=705 b) β=65°, *Re*=4677 183
Slika 7.12a Trajektorije čestica "ubačenih" na određenim udaljenostima od stjenke uz prikaz brzina; dijagram brzine pojedinih "ubačenih" čestica u ovisnosti od prijeđenom putu istih 183
Slika 7.13 a) Trajektorije čestica fluida na putu od ulaza do izlaza iz kanala, β=28°, *Re*=10, glycerin; b) usporedba s rezultatima vizualizacije 185
Slika 7.14 Trajektorije čestica "ubačenih" na određenim udaljenostima od stjenke uz prikaz brzina; dijagram brzine pojedinih "ubačenih" čestica u ovisnosti od prijeđenom putu istih 185
Slika 7.15 a) Trajektorije čestica fluida na putu od ulaza do izlaza iz kanala, β=28°, *Re*=885, b) β=28°, *Re*=6037 186
Slika 7.16 Trajektorije čestica "ubačenih" na određenim udaljenostima od stijenke uz prikaz brzina, dijagram brzine pojedinih "ubačenih" čestica u ovisnosti od prijeđenom putu istih 186
Slika 7.17 Profil brzina u različitim presjecima 188
Slika 7.18 Profil brzina u različitim presjecima 188
Slika 7.19 Definicija karakteristične duljine L u ovisnosti o kutu β 190
Slika 7.20 Usporedba simuliranog i mjerenog pada tlaka 190
Slika 7.21 Raspodjela naprezanja τ_{stj} (N/m^2) u fluidu uz stjenku 193
Slika 7.22 Raspodjela specifičnog izmijenjenog toplinskog toka q (W/m^2) pri laminarnim, prijelaznim i turbulentnim uvjetima strujanja 195

Slika 7.23 Položaj ćelije na koju se odnose vrijednosti toplinskog toka u dijagramu uz prikaz raspodjela bezdimenzionalne udaljenosti središta prvog kontrolnog volumena od stjenke x_2^+ po površini gornje ploče kanala (β=28°, Re=6037).....197

Slika 7.24 Rezultati simulacije izmijenjene topline, usporedba s mjerenjima i literaturom.....197

Slika 7.25 Raspodjela temperatura na ploči apsorbera i b) donjoj izoliranoj ploči 205

Slika 7.26 Raspodjela temperatura u fluidu (diskretnim ravninama presjeka kanala) uz b) prikaz trajektorije čestica fluida na putu od ulaza do izlaza iz kanala, β=65°, Re=39,4.....206

Slika 7.27 Raspodjela spec. toplinskog toka s aposrbera na fluid q_{kol} (W/m^2), β = 65°, Re=39,4 206

POPIS TABLICA

Tablica 2.1 Povećanje učinkovitosti η_{kol} pri smanjenju koeficijenta emisije premaza ε i koeficijenta propusnosti stakla τ pri raznim režimima rada 29

Tablica 3.1 Konstrukcijski podaci o V-pločama korištenim u prototipu kolektora 44

Tablica 3.2 Raspon mjerenih i izračunatih veličina za prototip kolektora koje odgovaraju odabranim mjernim točkama prikazanim u dijagramima u nastavku 56

Tablica 5.1 Prikaz rezultata i međusobnih odstupanja vrijednosti η_{kol} iz dijagrama sa Slike 5.3 96

Tablica 5.2 Vrijednosti izračunatih $k_{a\text{-}z}$ i α_{ekv} za prvi i drugi model 97

Tablica 5.3 Izračunate vrijednosti C_{zav} i $k_{a\text{-}f}$ za prvi i drugi model 101

Tablica 5.4 Prikaz rezultata i međusobnih odstupanja vrijednosti η_{kol} iz dijagrama sa Slike 5.10 107

Tablica 5.5a Prikaz rezultata i međusobnih odstupanja vrijednosti η_{kol} iz dijagrama sa Slike 5.12 110

Tablica 5.6 Termografski dobivene vrijednosti temperatura i lokalnog koeficijenta prijelaza topline na strani radnog fluida ((T_f- T_z) / q_{sun} = 0,01896 m^2K/W) 120

Tablica 5.7 Iznos toplinskih gubitaka pojedinih dijelova apsorbera i cijelog stakla nezasjenjenog prototipa kolektora pri (T_f- T_z) / q_{sun} = 0.025 m^2K/W 124

Tablica 5.8 Termografski dobivene vrijednosti temperatura i lokalnog koeficijenta prijelaza topline na strani radnog fluida ((T_f- T_z) / q_{sun} = 0,0259 m^2K/W) 126

Tablica 5.9 Prikaz rezultata i međusobnih odstupanja vrijednosti η_{kol} iz dijagrama sa Slike 5.24 128

Tablica 5.10 Usporedba vrijednosti $k_{a\text{-}z}$ i α_{ekv} dobivenih simulacijama na četvrtom i petom modelu 129

Tablica 5.11 Prikaz rezultata i međusobnih odstupanja vrijednosti η_{kol} iz dijagrama sa Slike 5.30 uz podatke o srednjoj temperaturi apsorbera i vrijednosti $k_{a\text{-}z}$ korištenoj kao rubni uvjet ... 134

Tablica 6.1 Eksperimentalno određene vrijednosti konstanti 158

Tablica 7.1 Simulirane i mjerene vrijednosti pada tlaka i f 191

Tablica 7.2 Simulirane i mjerene vrijednosti q, q_{celije}, α_{sred} i $Nu/Pr^{1/3}$ 198

Tablica 7.3 Usporedba rezultata simulacije strujanja s mjerenjima i simulacijama toplinskih gubitaka zasjenjenog prototipa kolektora (4. model) 204

1. UVOD

1.1. CILJEVI I SVRHA RADA

1. Razvoj matematičkog i numeričkog modela za simulaciju izmjene topline u tipovima pločastog kolektora sunčevog zračenja sa i bez cijevnog registra, te u V-kanalima pločastih izmjenjivača

2. Konstrukcija učinkovitijeg, jednostavnijeg i jeftinijeg prototipa kolektora bez cijevi u odnosu na postojeće cijevne kolektore dostupne na tržištu

3. Provedba mjerenja toplinsko-hidrauličkih karakteristika razvijenog prototipa i termografskog snimanja temperature ploče apsorbera

U ovom je radu analitičkim, eksperimentalnim i numeričkim metodama razmatran utjecaj raznih parametara konstrukcije i rada na učinkovitosti* cijevnog i pločastog kolektora sunčevog zračenja bez cijevi, kako bi se iznašao način za daljnje povećanje učinkovitost pretvorbe sunčeve u toplinsku energiju u odnosu na postojeće kolektore prisutne na tržištu. U konačnici je na temelju tih razmatranja konstruiran prototip kolektora bez cijevi koji bi trebao biti učinkovitiji i cijenom povoljniji od većine kolektora dostupnih na tržištu.

U tu su svrhu prvo razvijeni izrazi i postupak za proračun izmjene topline u kolektorima, te nakon toga detaljni numerički modeli koji se temelje na rješavanju diskretiziranih diferencijalnih jednadžbi izmjene topline u numeričkoj domeni koja vjerno oslikava geometriju promatranih kolektora i prototipa. Posebna je pažnja posvećena modeliranju strujanja i prijelaza topline u V-kanalima pločastih izmjenjivača topline koji predstavljaju konstitutivnu geometriju razvijenog prototipa kolektora, a za koje u literaturi nema pouzdanih izraza za prijelaz topline i pad tlaka.

U eksperimentalnom dijelu provedena su mjerenja učinkovitosti analiziranih kolektora, te termografska mjerenja raspodijele temperature po površini apsorbera prototipa, čime se dobio uvid u raspodjelu fluida u kanalu i učinkovitost pojedinih dijelova ploče. Mjerenja učinkovitosti prototipa i cijevnog kolektora bez stakla trebala bi pokazati koji je od ta dva tipa pogodniji za primjenu u solarnim dizalicama topline i sustavima za zagrijavanje bazenske vode.

Rezultati provedenih istraživanja i razvijeni numerički modeli za simulaciju izmjene topline u kolektorima i V-kanalima pločastih izmjenjivača trebali bi poslužiti pri proračunu toplinskih

* definirano izrazom (2.29)

karakteristika razvijenog prototipa izmijenjene konstrukcije koja bi bila prikladnija za praktičnu upotrebu, ali i u svrhu proračuna i razvoja novih modela cijevnih kolektora, tehnološki jednostavnijih za izradu i cijenom prihvatljivijih.
Dodatno, razvijeni model strujanja u V-kanalima mogao bi poslužiti pri kontroli izraza za prijelaz topline i pada tlaka u pločastim izmjenjivačima koji su dostupni iz literature (za laminarna, prijelazna i turbulentna strujanja), ili pak za proračun prijelaza topline i pada tlaka u (čestim) slučajevima za koje ne postoje egzaktni izrazi u literaturi, te kao pomoć pri razvoju ploča optimalnih geometrijskih parametara obzirom na prijelaz topline i pad tlaka.

1.2. DOSADAŠNJE SPOZNAJE I RADOVI DRUGIH AUTORA

Općenito, do sada u dostupnoj relevantnoj literaturi nije pronađena bilo numerička ili eksperimentalna studija utjecaja konstrukcijskih i radnih parametara kolektora na učinkovitost istog. U novije vrijeme, razvijeni su numerički modeli za simulaciju izmjene topline u cijevnim kolektorima, koji su ograničeni na simuliranje rada samo jednog modela zadane konstrukcije. Tako su u [1] dani rezultati simulacije toplinskih gubitaka provedenih na 2D-modelu cijevnog kolektora, a koji predstavlja određeni odmak u odnosu na numeričke modele iz prethodnih radova [2,3,4] u smislu uzimanja u obzir promjene svojstava fluida i materijala apsorbera s temperaturom, računanja izmjene topline između apsorbera i okolišnog zraka (prije je taj rubni uvjet računan iz rezultata mjerenja), gubitaka kućišta itd.. Rezultati tih simulacija prikazani su putem temperatura dijelova apsorbera i izlaznih temperatura fluida, vrijednosti učinkovitosti i toplinskih gubitaka pojedinih dijelova kolektora, te koeficijenata prolaza topline od apsorbera u okolinu, sve pri konstantnom protoku fluida. No u tom radu, kao ni u prijašnjima, nisu dani nikakvi podaci o ponašanju kolektora pri promijenjenim bilo konstrukcijskim ili radnim parametrima. Isto tako nije provedena numerička simulacija izmjene topline (slobodna konvekcija) između apsorbera i stakla, već su u proračunu korišteni polu-empirijski izrazi, kao što nije ni simuliran toplinski tok od apsorbera kroz materijal spoja do cijevi (preko diskretizirane dif. jednadžbe provođenja topline), već je izmjena topline između apsorbera i fluida računata korištenjem koeficijenta prolaza topline dobivenog analitičkim putem.

U [5] je predstavljen 3D numerički model segmenta kolektora bez stakla za dinamičku simulaciju rada pri, u vremenu, varijabilnim protocima radnog fluida i dozračenoj sunčevoj energiji. Rezultati su prikazani u obliku izlazne temperature fluida iz kolektora, tako da nema kvantitativnih podataka o utjecaju protoka fluida na učinkovitost. Za razliku od modela iz [1] ovaj model uzima u obzir geometriju spoja između apsorbera i cijevi rješavanjem diferencijalne jednadžbe provođenja, dok je izmjena topline između apsorbera i okoline, te cijevi i fluida, računata na isti način, preko polu-empirijskih izraza.

U radovima [6,7,8] razmatran je utjecaj kvalitete spoja apsorbera i cijevi na učinkovitost kroz usporedbu rezultata mjerenja toplinskih karakteristika kolektora različitih kvaliteta spoja. U [6,8] dana je analiza utjecaja optičkih karakteristika apsorbera i stakla na učinkovitost kolektora na temelju rezultata proračuna toplinskih gubitaka cijevnog kolektora i podataka o toplinskim karakteristikama određenih tipova kolektora dostupnim od strane proizvođača.

U raspoloživoj literaturi nisu pronađene na termografiji temeljene analize kvalitete hlađenja ploče apsorbera, čiji bi se rezultati usporedili s rezultatima numeričke analize.

Što se tiče ostalih vrsta pločastih kolektora bez cijevnog registra, nisu pronađeni nikakvi podaci ili studije vezani uz toplinske karakteristike takvih uređaja. U području pločastih izmjenjivača s V-pločama objavljen je određeni manji broj rezultata ispitivanja srednjeg koeficijenta prijelaza topline i faktora pada tlaka [9,10,11,12,13,14,15,16], dok su podaci o lokalnim vrijednostima uglavnom kvalitativne prirode dobiveni posrednim metodama (elektrokemijskim) određivanja prijenosa tvari [17,18,19]. Manji broj numeričkih analiza strujanja [20,21] svodi se uglavnom na samo jednu ćeliju složene geometrije V-ploča, uz primjenu periodičkih rubnih uvjeta koji, kako je pokazano u ovom radu, ne omogućuju točno određivanje koeficijenta prijelaza topline i usporedbu s rezultatima mjerenja.

1.3. ODRŽIVI RAZVOJ I OBNOVLJIVI IZVORI ENERGIJE

U modernom društvu na početku 21. stoljeća pitanje proizvodnje energije uz što manji utjecaj na okoliš ne nameće se kao važno samo onima koji su profesionalno vezani uz proizvodnju i korištenje energije, već i cjelokupnoj ljudskoj zajednici. Uništavanje ozonskog omotača, globalno zagrijavanje, zagađivanje atmosfere i nestajanje fosilnih goriva s kojima se danas sve

više suočavamo, predstavljaju glavne izazove suvremenom čovječanstvu. UN-ova konferencija o okolišu i razvoju održana 1992. u Rio de Janeire-u, slijedeći izvještaj Svjetske komisije za okoliš i razvoj iz 1987.(*Brundtlandt report*), tada je po prvi put definirala pojam "održivog razvoja" kao sintezu očuvanja okoliša i industrijskog razvitka. Potpisnice Konvencije o promjeni klime iz 1997. (poznatije kao *"Kyoto protocol to the UNFCCC"**), među kojima je i R.Hrvatska, obvezale su se, između ostalog, promovirati održivi razvoj, obnovljive izvore energije te reducirati emisiju CO_2 i ostalih staklenčnih plinova. Shodno tomu Europska unija, čije su zemlje svjetske predvodnice u promoviranju održivog razvitka i obnovljivih izvora, postavila je za cilj smanjiti emisiju CO_2 za 15%, te povećati udio obnovljivih izvora u ukupnoj proizvodnji energije sa sadašnjih 6% na 12% do 2010. godine (*Altener program*) uz poticanje istraživanja kroz brojne programe poput JOULE I THERMIE (definirane u dokumentima Europske komisije White paper i Green paper) s ciljem poticanja proizvodnje i iskorištenja energije uz što višu efikasnost te korištenje obnovljivih izvora energije, odnosno energije sunca i vjetra, biomase, energije valova i plime, geotermalne energije. Degradacija ozonskog omotača uslijed korištenja radnih tvari koje sadrže klor (CFC i CFHC) u tehnici hlađenja i ostalim *industrijskim granama uočena je 1973. godine, što je 14 godina poslije dovelo do potpisivanja Montrealskog sporazuma te kasnijih konvencija (*Londonska* 1990. i *Kopenhagen ammendment* 1992.) kojima su se zemlje potpisnice obvezale smanjiti, te naposljetku i potpuno ukinuti korištenje štetnih tvari u rashladnim uređajima i dizalicama topline. Naša je zemlja potpisnica svih navedenih sporazuma, te isto tako i Sporazuma o stabilizaciji i približavanju iz 1999. čiji članci *Article 101 Energy* i *Article 103 Environment* obvezuju na promoviranje energetske učinkovitosti u proizvodnji i korištenju energije, te uporabu obnovljivih izvora energije. Mjere za poštivanje odredaba iz navedenih sporazuma morat će se provesti u svim sektorima proizvodnje i potrošnje energije razmatranjem korištenja što učinkovitijih sustava za proizvodnju i korištenje energije, te razvojem i uključivanjem uređaja u konvencionalne sustave koji koriste obnovljive izvore energije. Hrvatska danas koristi najveći dio od svojih ukupnih hidro potencijala (trenutno hidroenergija čini 6% ukupne proizvodnje energije odnosno 20% ukupne proizvodnje el. energije), tako da je postizanje smanjenja emisije CO_2 na koje smo se obvezali izgledno još jedino putem korištenja ostalih obnovljivih izvora poput biomase (koja danas ima udio od 4% u ukupnoj proizvodnji energije), energije vjetra i sunca. Energija vjetra i sunca, zajedno s izvorima geotermalne energije, trenutno

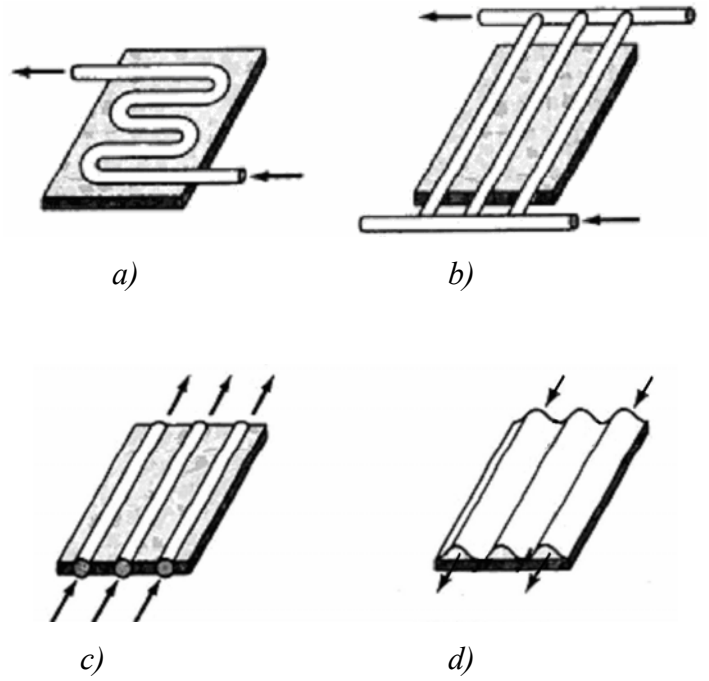
* The United Nations Framework Convention on Climate Change

u R. Hrvatskoj predstavlja neznatnih 0.1 % ukupne energetske bilance. Podaci o otprilike 40000 m^2 instalirane površine sunčevih kolektora u R. Hrvatskoj u usporedbi sa instaliranih 100000 m^2 u Sloveniji i 1.5 mil m^2 kolektorske površine u Austriji (koja ima i do 50% manju insolaciju nego naša zemlja) ukazuju na mogućnosti znatno većeg uključivanja u energetsko tržište uređaja i sustava koji koriste energiju sunca, prvenstveno za potrebe proizvodnje potrošne tople vode, grijanja, hlađenja, te proizvodnje el. energije.

S druge strane, tehnološki napredak omogućio je efikasniju proizvodnju energije koristeći konvencionalne izvore energije. To se u posljednje vrijeme posebno odnosi na razvoj raznovrsnih proizvodnih procesa poput ko-generacije i tri-generacije, korištenje dizalica topline, te usavršavanje karakteristika samih uređaja koji rade u sklopu tih procesa. Energetski gledano vrlo učinkovite, dizalice topline su zbog visokih cijena el. energije naspram cijena fosilnih energenata (plina, nafte) još uvijek nedovoljno zastupljene u praksi. Unatoč tomu, njihov je koncept i danas privlačan u svijetlu smanjenja emisije CO_2. Dizalice topline koje koriste energiju Sunca kao izvor topline za isparavanje radnog medija, pri temperaturama višim i od 30 °C, imaju dvostruko pa i trostruko viši stupanj djelovanja u odnosu na one konvencionalne [22,23,24], te kao takve postaju i ekonomski zanimljive za primjenu u rezidencijalnom, turističkom i industrijskom sektoru. Većem udjelu sunčeve energije u ukupnoj proizvodnji u bliskoj budućnosti, zasigurno će značajno pridonijeti i primjetni trend smanjenja cijene sunčevih kolektora (danas se na tržištu već može pronaći kolektor osrednjih toplinskih karakteristika po cijeni od 150÷200 EUR/m^2 površine apsorbera) te porast cijena fosilnih goriva, prvenstveno plina i lož ulja kao najzastupljenijih energenata u kućanstvima i industriji, kao uostalom i el. energije.

1.4. KOLEKTORI SUNČEVOG ZRAČENJA

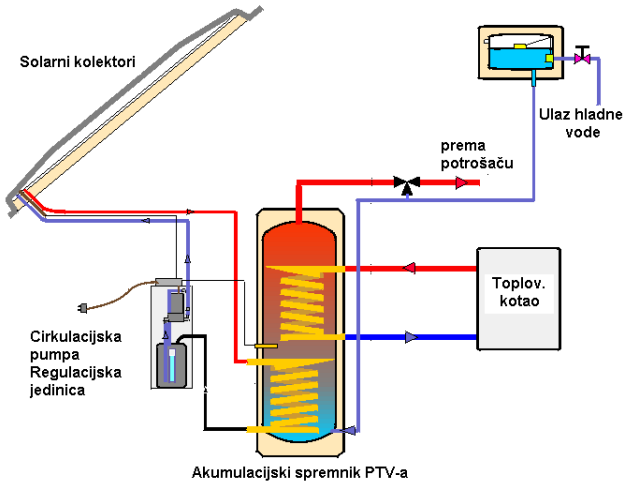
Danas je na tržištu na raspolaganju velik broj tipova kolektora sunčevog zračenja od kojih su najraširenija pločasti kolektori čija je namjena zagrijavanje vode do temperatura 70°C. Razni tipovi pločastih kolektora prikazani su na Slici 1.1.



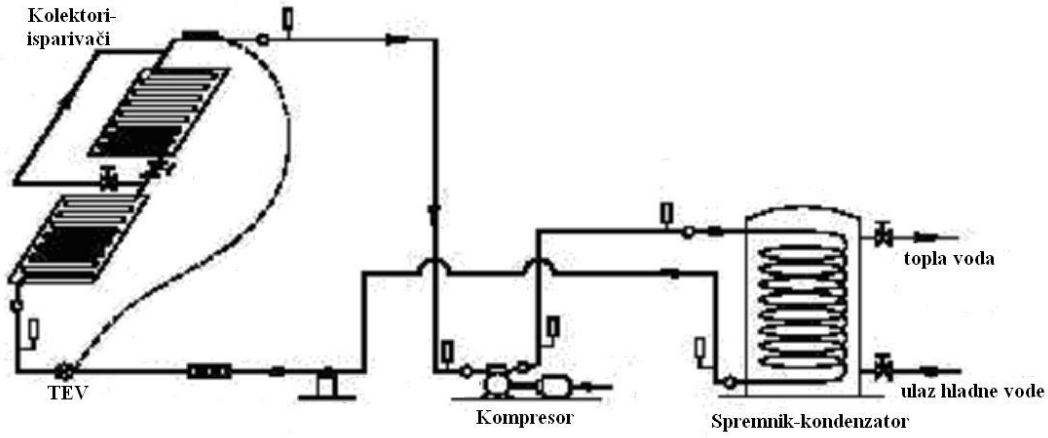
Slika 1.1 Prikaz raznih konstrukcija pločastog kolektora (prikazana je donja strana apsorbera i smjer strujanja radnog fluida)

a) cijevi u obliku "serpentine" zavarene (zalemljene) za ploču apsorbera
b) paralelni cijevni registar zavaren (zalemljen) za ploču apsorbera
c) cijevi formirane u materijalu (plastika, guma) apsorbera
d) valoviti kanal zavaren za ploču apsorbera

Pločasti su kolektori našli primjenu u sustavima za pripremu potrošne tople vode (PTV) i nisko temperaturnog grijanja (Slika 1.2), za zagrijavanje bazenske vode, a u novije vrijeme i solarnim dizalicama topline (Slika 1.3).

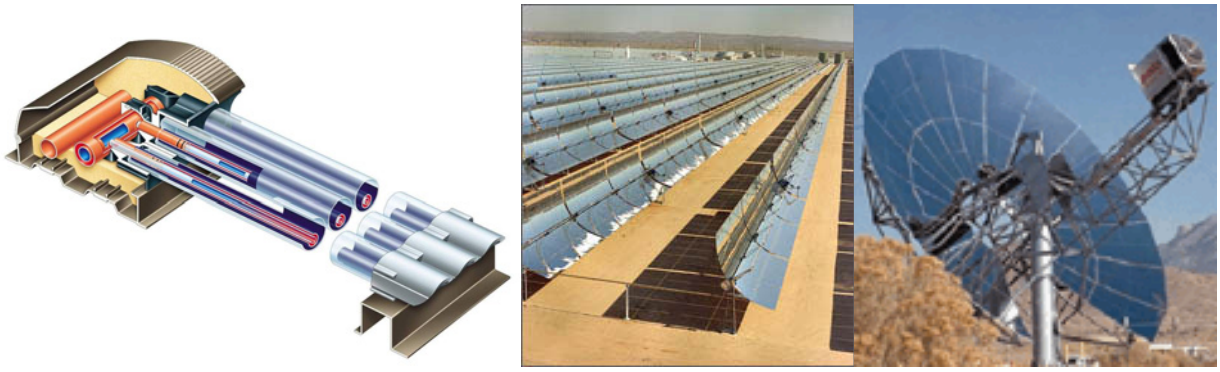


Slika 1.2 Shema sustava za zagrijavanje PTV-a



Slika 1.3 Shema sustava sa solarnom dizalicom topline za zagrijavanje PTV-a, [24]

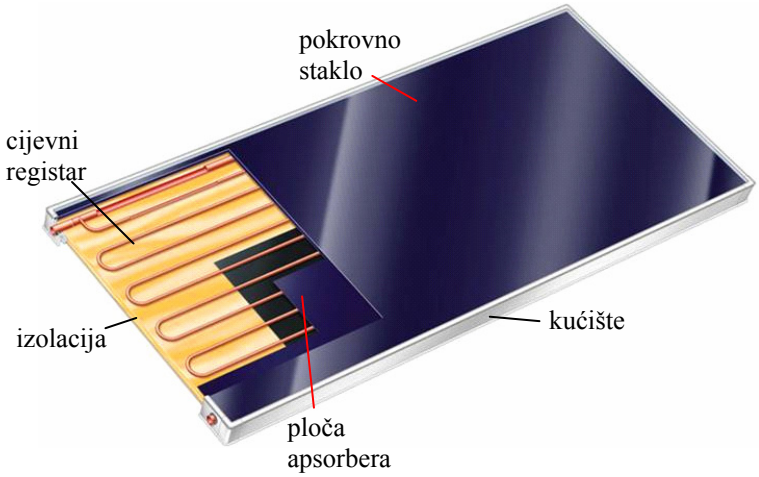
Ostali tipovi kolektora (Slika 1.4) poput cijevnih vakuumskih (temp. do 110°C, primjena za PTV, grijanje prostora, apsorpcijsko hlađenje), paraboličnih (temp. do 350°C, proizvodnja procesne pare i el. energije) i tanjurastih (temp.do 1000°C, efikasnija proizvodnja el. energije Stirlingovim strojem) sve se više koriste, no njihov je udio na solarnom tržištu još relativno skroman zbog složenosti i visoke cijene izrade.



a) b) c)

Slika 1.4 Prikaz a) vakuumskih, b) paraboličnih, c) tanjurastih tipova kolektora

Od pločastih kolektora najviše su zastupljeni pločasti kolektori s cijevnim registrom koji je pričvršćen za apsorbersku ploču i kroz koji protječe radni medij preuzimajući toplinu od ugrijane apsorberske ploče. Radi smanjenja toplinskih gubitaka kolektor je s gornje strane pokriven staklom, a s donje izoliran izolacijom (min.vuna, spužva..). Osnovni dijelovi jednog takvog pločastog kolektora prikazani su na Slici 1.5.



Slika 1.5 Osnovni dijelovi pločastog kolektora s cijevima u obliku serpentine

Ostali tipovi pločastih kolektora prikazanih Slikom 1.1 iz raznih razloga vezanih uz proizvodnju i eksploataciju (npr. otpornost na visoki tlak, složenost i cijena proizvodnje, zaprljanje) nisu se uspjeli značajnije nametnuti tradicionalnijim konstrukcijama s cijevnim registrima.

U Hrvatskoj se danas mogu nabaviti uglavnom pločasti i vakuumski kolektori renomiranih proizvođača iz EU, te oni nekoliko domaćih proizvođača.

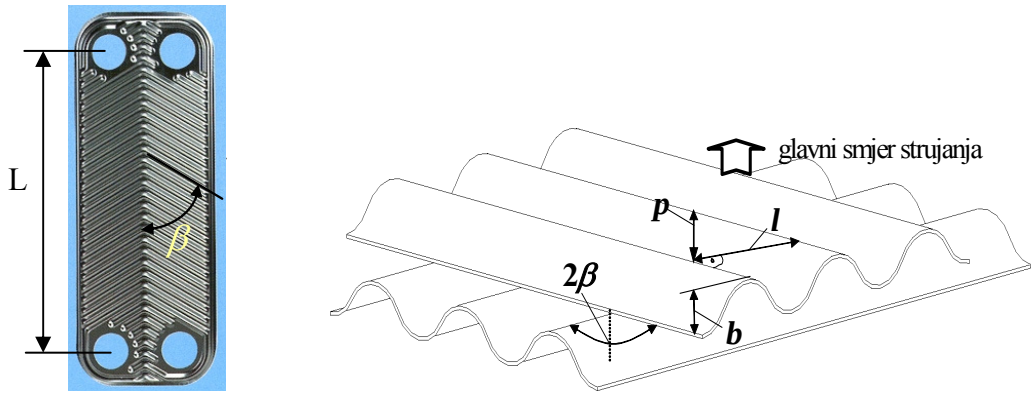
1.5. POSTAVLJANJE PROBLEMA

Otvaranje tržišta i rastući interes za ugradnjom kolektora (od malih korisnika do hotelskih naselja i industrijskih pogona) uz smanjenje cijene kolektora i pripadajuće opreme, pogodovao je povećanom interesu za proširenjem fonda znanja o ponašanju kolektora i pripadajućih sustava tijekom eksploatacije, u ovisnosti o promjenjivim meteorološkim uvjetima (temperaturi zraka, insolacija) i potrošnji. Obzirom na broj inovacija u pogledu konstrukcije kolektora i vrste premaza apsorbera koji se svake godine pojavljuju na tržištu, stječe se dojam da se neprestano ulažu napori u podizanje učinkovitosti pretvaranja sunčeve u toplinsku energiju, a koja se trenutno kreće u prosjeku od 35 % do 55 %, ovisno o radnim parametrima. Obzirom na relativno nisku gustoću toplinskog toka dozračene sunčeve energije (<1 kW/m^2) nezadovoljavajuće niska efikasnost pretvorbe razlog je malom udjelu energije Sunca prikupljene kolektorima u ukupnoj proizvodnji energije. Iz tih je razloga nužno raditi na daljnjem povećanju učinkovitosti kolektora koja je kod naprednijih modela danas i do 100% veća no što je to bio slučaj primjerice prije dvadesetak godina, kao i na smanjenju troškova izrade kolektora.

Obzirom da su optičke karakteristike premaza (koeficijent apsorpcije a = 0.95÷0.97 i emisije ε = 0.05÷0.1) i pokrovnog stakla (koeficijent transmisije τ = 0.9÷0.96) već dostigle vrlo visoke vrijednosti, nameće se pitanje na koje je načine moguće dodatno povećati učinkovitost kolektora. Kao jedina preostala mogućnost pojavljuju se zahvati na konstrukciji samog kolektora i to prvenstveno u cilju smanjenja otpora prolazu topline od ploče apsorbera do radnog medija tj. učinkovitijeg hlađenja apsorberske ploče. To se može postići npr. kvalitetnijim kontaktom ploče apsorbera i cijevi, variranjem dimenzija i međusobnog razmaka cijevi. Dodatno povećanje otpora izmjeni topline između apsorbera i radnog medija na okolišni zrak također utječe na podizanje učinkovitosti, pri čemu su od utjecaja udaljenost pokrovnog stakla od apsorberske ploče te debljina i smještaj izolacije. Kako u otvorenoj literaturi nema puno informacija o utjecaju tih parametara na toplinske karakteristike, potrebno je dodatno istražiti tu tematiku, što je i učinjeno u ovom radu.

Poboljšanje kontakta između cijevi i apsorbera pokazalo se u dosadašnjim analizama [6,7,8] od velikog utjecaja na učinkovitost (povećanje učinkovitosti i do 30%). Smanjenje promjera samih cijevi i posljedično povećanje koeficijenta prijelaza topline s cijevi na fluid, daljnje su mjere smanjenja otpora prolazu topline od apsorbera prema radnom mediju, kao i smanjenje razmaka između cijevi, a koje su sve u dosadašnjim studijama manje istražene [1,5,6,7,8].

Zbog relativne složenosti postupka ostvarivanja kvalitetnog kontakta između cijevi i ploče apsorbera (poput skupog laserskog zavarivanja ili strojnog lemljena - prikladnih za proizvodnju velikih serija kolektora) te male površine izmjene topline između stjenki limitiranog broja cijevi i radnog fluida, došlo se na ideju konstruirati prototip pločastog kolektora kod kojeg ploče tvore kanal kroz koji struji radni medij, pri čemu jedna od njih služi kao apsorber sunčevog zračenja. Takva je geometrija valovitih V-ploča (Slika 1.6) identična onoj koja se koristi u visoko-učinkovitim pločastim izmjenjivačima koji se pak odlikuju desetak puta intenzivnijim prijelazom topline stjenka kanala -fluid u odnosu na prijelaz topline u cijevi [9,10]. Tu je potrebno spomenuti da u literaturi nema pouzdanih izraza koji bi omogućili proračun prijelaza topline i pada tlaka pri proizvoljnim geometrijskim i radnim parametrima [9,10,11,12], što je posljedica izuzetno složene slike strujanja u valovitim V-kanalima. Ovo posljednje nameće potrebu za provođenjem zasebnih toplinsko-hidrauličkih mjerenja za svaku pojedinu geometriju i uvjete strujanja ili pak razvoj numeričkih modela prethodno provjerenih kroz usporedbu s rezultatima ispitivanja, kao što je i učinjeno u ovom radu.



Slika 1.6 Geometrija kanala pločastog izmjenjivača, β - kut žlijebova u odnosu na uzdužnu os ploče; b-dubina žlijeba; p –širina žlijeba u smjeru strujanja, l- širina žlijeba okomito na smjer pružanja žlijeba, L proračunska duljina ploče

Od razvijenog se prototipa kolektora, pored poboljšanih toplinskih karakteristika i nižih cijena po m^2 korisne površine apsorbera u odnosu na najučinkovitije cijevne kolektore dostupne na tržištu, očekuje da pokaže superiorne karakteristike i kod primjene u solarnim dizalicama topline. Kod tih sustava kolektori-isparivači skupljaju energiju za isparavanje radnog fluida kako od apsorbiranog sunčevog zračenja tako i od okolišnog zraka. Iz tih su razloga u velikom broju slučajeva s tih kolektora uklonjena pokrovna stakla [22,23,24,25]. No, time je učinkovitost kolektora povećana samo kada je temperatura isparavanja niža od okolišne. Kada to nije slučaj, učinkovitost cijevnih kolektora bez stakla naglo pada s porastom razlike između temperatura isparavanja i okolišnog zraka. Razvijeni prototip trebao bi imati veću učinkovitost pri svim navedenim radnim parametrima, tako da bi skidanje stakla rezultiralo zamjetnijim povećanjem prosječne učinkovitosti cijelog sustava tijekom godine, koja je prema nekim analizama [25] sada tek malo veća u odnosu na slučaj kada su korišteni cijevni kolektori sa staklom. Nadalje, 20% veća efektivna površina izmjene topline valovitog apsorbera prototipa u odnosu na ravnu površinu apsorbera cijevnog kolektora dodatno pridonosi povećanju učinkovitosti prototipa bez stakla. U tom bi smislu prototip mogao zamijeniti posebne konstrukcije cijevnih kolektora namijenjenih dizalicama topline koje imaju proširenu površinu apsorbera (cijevne lamele).

1.6. HIPOTEZA RADA

Iz navedenih razmatranja i provedenih mjerenja toplinsko-hidrauličkih karakteristika kolektora s cijevnim registrom postavlja se slijedeća hipoteza ovog doktorskog rada:

Učinkovitost razvijenog prototipa kolektora bez cijevnog registra s valovitim apsorberom veća je od učinkovitosti konvencionalnih tipova kolektora s cijevima istih svojstava premaza i pokrovnog stakla.

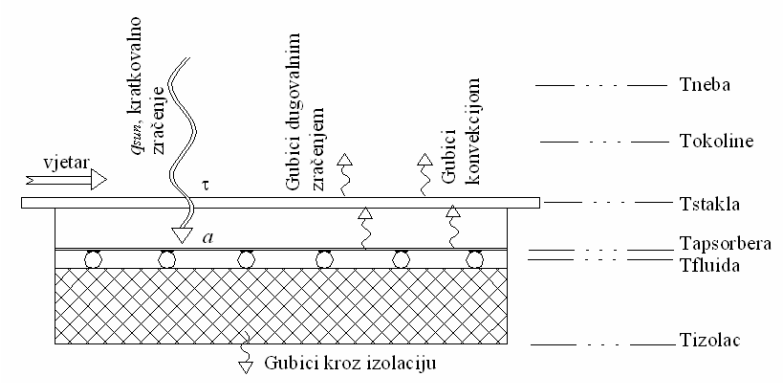
Postavljanje numeričkog modela prijelaza topline u tipovima kolektorima sa cijevi i bez cijevi te u pločastim izmjenjivačima omogućuje pouzdano određivanje toplinskih karakteristika navedenih uređaja za proizvoljne geometrijske i radne parametre. Raspodjelu lokalnih koeficijenata prijelaza topline na strani radnog fluida u prototipu kolektora moguće je odrediti putem termografskih mjerenja temperaturnog polja valovitog apsorbera.

2. IZMJENA TOPLINE U KOLEKTORU SUNČEVOG ZRAČENJA

U ovom su poglavlju dani izrazi i postupak proračuna izmjene topline u pločastom kolektoru sunčevog zračenja s cijevnim registrom i u kolektoru bez cijevi. Koristeći te izraze i postupak proveden je niz simulacija rada cijevnog kolektora s ciljem ocjene veličine utjecaja pojedinih konstrukcijskih parametara (koeficijenta apsorpcije i emisije premaza, koeficijenta propusnosti stakla, razmaka stakla od ploče apsorbera, otpora zavara cijevi za apsorber, razmaka između cijevi) na toplinske gubitke, te pronalaženja mogućnosti za daljnje povećanje učinkovitost kolektora. Rezultati tih proračuna uspoređeni s rezultatima mjerenja toplinskih karakteristika raznih modela cijevnih kolektora.

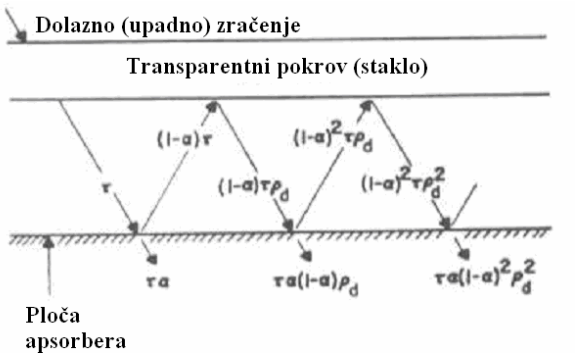
2.1 OSNOVNI MEHANIZMI IZMJENE TOPLINE

Slikom 2.1 shematski je prikazan mehanizam izmjene topline u staklom pokrivenom kolektoru. Sunčevo se kratkovalno zračenje q_{sun} (98% zračenja pri valnim duljinama $\lambda < 3$ μm, [26]) nakon prolaska kroz staklo koeficijenta propusnosti τ apsorbira u premazu ploče apsorbera koeficijenta apsorpcije a.



Slika 2.1 Prikaz izmjene topline u cijevnom kolektoru s pokrovnim staklom

Dio zračenja koji nije apsorbiran reflektira se od površine apsorbera i vraća na površinu stakla (Slika 2.2) te se nakon djelomične refleksije i apsorpcije u materijalu stakla gubi u okolinu.



Slika 2.2 Apsorpcija i refleksija sunčevog zračenja u međuprostoru između apsorbera i stakla, [26]

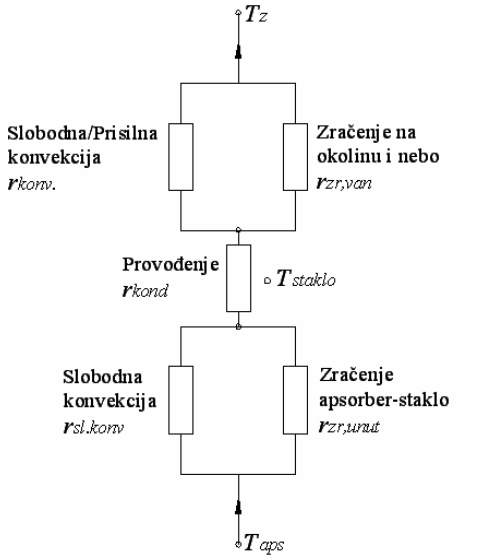
Ukupni specifični toplinski tok (W/m^2) apsorbiran u ploči apsorbera tada iznosi

$$q_{aps} = q_{sun}\tau a\sum_{n=0}^{\infty}\left[(1-a)\rho_d\right]^n = q_{sun}\frac{\tau a}{1-(1-a)\rho_d} \tag{2.1}$$

Kako je kod većine kolektora na tržištu koeficijent apsorpcije a = 0.9÷0.95 a refleksivnost stakla $\rho_d = 1 - \tau \cong 1 - 0.9 = 0.1$, to se gornji izraz može pojednostavljeno pisati kao

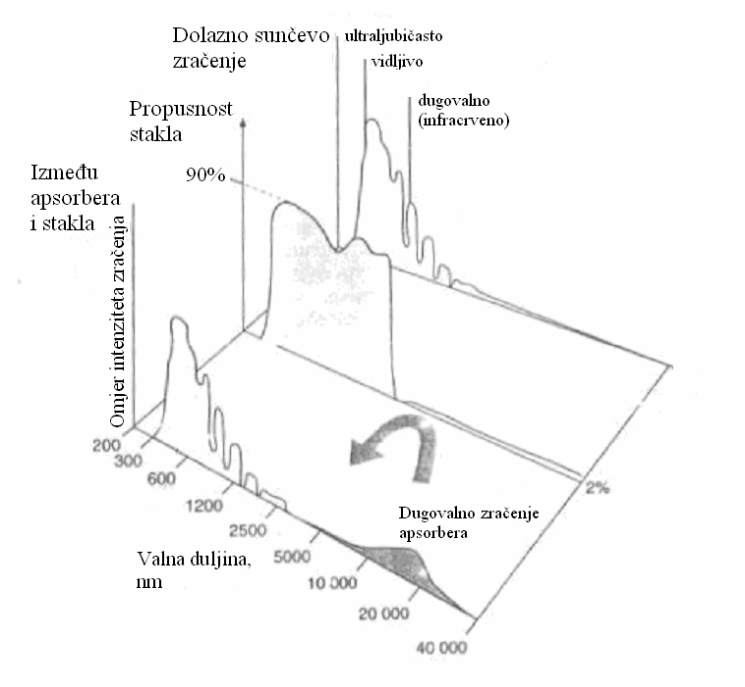
$$q_{aps} \cong 1.01 \cdot q_{sun}\tau a \tag{2.2}$$

Dio se apsorbirane energije predaje radnom fluidu provođenjem kroz materijal apsorbera i cijevi (u slučaju cijevnog kolektora). Zbog velikog utjecaja otpora prolazu topline kroz apsorber do cijevi, te od cijevi na radni fluid koji struji kroz nju na toplinske karakteristike kolektora, u ovom je radu posebna pažnja posvećena upravo analizi tog otpora i pronalaženju načina za smanjenje istog. Drugi dio apsorbirane energije, koji nije predan radnom fluidu, odlazi u okolinu, te kao takav predstavlja toplinske gubitke kolektora (Slika 2.3). Najveći dio te topline ploča apsorbera izmjenjuje s okolišnim zrakom kroz staklo, dok se manji dio gubi kroz izolaciju kućišta kolektora (< 3%). Toplinski gubici kroz pokrovno staklo mogu se shematski prikazati uz pomoć analogije s otporima u električnom krugu



Slika 2.3 Prikaz toplinskih otpora izmjeni topline između apsorbera i okolišnog zraka kroz pokrovno staklo

Zagrijana ploča apsorbera predaje toplinu zraku u međuprostoru između stakla i samog apsorbera mehanizmom slobodne konvekcije. Ta se toplina nadalje predaje staklu istovjetnim mehanizmom. Jedan se dio topline također gubi zračenjem s apsorbera na unutarnju površinu stakla. Kako je staklo nepropusno za infracrveno dugovalno zračenje
($\lambda > \sim 3\ \mu m$) koje emitira apsorber (vidi Sliku 2.4) dolazi do apsorpcije tog zračenja u staklu od čega se ono dodatno zagrijava. Ta se toplina dalje provodi do vanjske površine stakla gdje se konvektivno i zračenjem izmjenjuje sa okolinom. Da bi se izračunali toplinski gubici kolektora, odnosno korisna toplina predana radnom fluidu, potrebno je izračunati svaki od navedenih toplinskih otpora, za što je postupak dan u nastavku.



Slika 2.4 Propusnost stakla u području kratkovalnog (sunčevog) i dugovalnog (IC) zračenja, [27]

Korisni toplinski tok Q_{kol} (W) koji se od apsorbera površine A_{aps} predaje fluidu jednak je apsorbiranom toplinskom toku umanjenom za toplinske gubitke s ploče apsorbera na okolišni zrak temperature T_z.

$$Q_{kol} = 1.01 q_{sun} \tau\alpha \cdot A_{aps} - A_{aps}\left(T_{aps} - T_z\right)/ r_{a-z} \tag{2.3}$$

Taj je toplinski tok jednak onome izmijenjenom između apsorbera i fluida temperature T_f

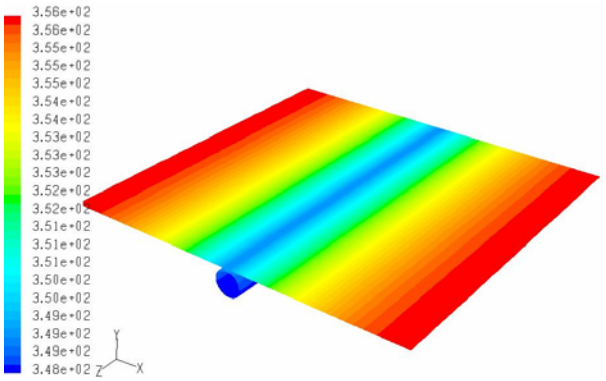
$$Q_{kol} = A_{aps}\left(T_{aps} - T_f\right)/ r_{a-f} \tag{2.4}$$

Ovdje $r_{a\text{-}z}$ (m^2K/W) predstavlja otpor izmjeni topline između apsorbera i okolišnog zraka, dok je $r_{a\text{-}f}$ toplinski otpor izmjeni topline od apsorbera do radnog fluida u cijevi ili kanala između dviju ploča kolektora. Pri tome je pretpostavljeno da cijela površina apsorbera ima temperaturu T_{aps}. Takva pretpostavka ima smisla jedino za kolektore bez cijevi kod kojih je cijela površina apsorbera u neposrednom kontaktu s radnim fluidom. Kod cijevnih kolektora to nije slučaj, tako

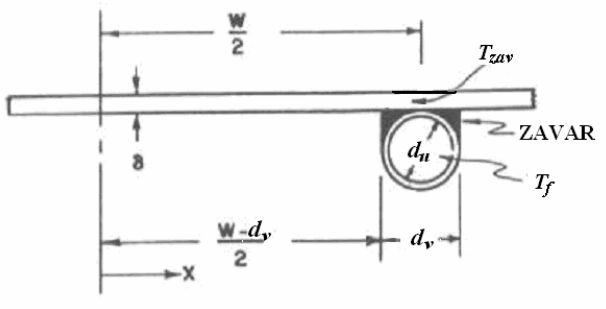
da je potrebno preinačiti gornje jednadžbe (2.3) i (2.4) kako bi se uzela u obzir karakteristična raspodjela temperatura po ploči apsorbera.

2.2 FAKTOR UČINKOVITOST REBRA

Cijevi kolektora djeluju poput svojevrsnih toplinskih ponora na ploči apsorbera koja se jednoliko zagrijava uslijed apsorpcije sunčevog zračenja. Zbog te jednoličnosti raspodijele toplinskih ponora i izvora, ploča apsorbera se može podijeliti na jednake dijelove od kojih svaki čini rebro oko pojedine cijevi. Na Slici 2.5 je prikazano jedno takvo rebro uz raspodjelu temperatura dobivenu simulacijom o čemu će više riječi biti u Poglavlju 5.



Slika 2.5 Prikaz rebra pojedine cijevi i raspodijele temperatura (K)



Slika 2.6 Dimenzije dijela rebra na kojem je riješena diferencijalna jednadžba izmjene topline

Analitički pristup određivanju temperaturne raspodijele na rebru temelji se na rješavanju diferencijalne jednadžbe izmjene topline na segmentu rebra Δx jedinične širine u smjeru strujanja (Slika 2.6), zanemarujući gubitke kroz izolaciju

$$1.01 \cdot q_{sun} \tau\alpha \cdot \Delta x - \Delta x\left(T - T_z\right)/ r_{a-z} + \left(- \lambda\delta \frac{dT}{dx} \right)\Bigg|_x - \left(- \lambda\delta \frac{dT}{dx} \right)\Bigg|_{x+\Delta x} = 0 \qquad (2.5)$$

Za $\Delta x \to 0$ dobiva se

$$\lambda\delta \frac{d^2T}{dx^2} = \frac{1}{r_{a-z}} \left[T - T_z - 1.01 q_{sun} \tau\alpha \cdot r_{a-z} \right] \qquad (2.6)$$

Pri određivanju rubnih uvjeta za gornju jednadžbu (2.6) uvedena je pretpostavka da je temperatura ploče apsorbera jednaka temperaturi cijelog zavara koji zbog visoke toplinske provodljivosti materijala (obično Cu, Al) ima zanemarivi temperaturni gradijent, pa se može pisati

$$T\Big|_{x=(W-d_v)/2} = T_{za\,\mathrm{var}} \qquad (2.7)$$

Pretpostavljajući simetričnost profila temperatura u odnosu na os cijevi

$$\frac{dT}{dx}\Bigg|_{x=0} = 0 \qquad (2.8)$$

dolazi se do rješenja diferencijalne jednadžbe rebra kojim je određen profil temperatura

$$\frac{T - T_z - 1.01 q_{sun} \tau\alpha \cdot r_{a-z}}{T_{za\,\mathrm{var}} - T_z - 1.01 q_{sun} \tau\alpha \cdot r_{a-z}} = \frac{\cosh\left(mx\right)}{\cosh\left[m\left(W - d_v\right)/2\right]} \qquad (2.9)$$

gdje je faktor rebra

$$m = \sqrt{\frac{1}{\lambda \delta \, r_{a-z}}} \tag{2.10}$$

I konačno, derivirajući izvedeni izraz za profil temperatura na rebru dobije se toplinski tok koji se provodi od apsorbera do cijevi duljine L, $Q_{kol} = 2 \cdot \left(-\lambda \delta L \frac{dT}{dx} \right)\Big|_{x=(W-d_v)/2}$, koji pak možemo napisati u obliku jednadžbe (2.3), zbrojeno s toplinskim tokom u području apsorbera iznad cijevi, kao

$$Q_{kol} = \left[(W - d_v)F + d_v \right] / W \cdot \left[1.01 q_{sun} \tau\alpha - \left(T_{zav} - T_z \right) / r_{a-z} \right] A_{aps} \tag{2.11}$$

gdje je A_{aps} površina rebra ($= W \cdot L$), uz uvedeni faktor učinkovitosti rebra F definiran kao

$$F = \frac{\tanh\left[m(W - d_v)/2 \right]}{m(W - d_v)/2} \tag{2.12}$$

Kako se u jednadžbi (2.11) pojavljuje član $[(W - d_v)F + d_v]/W<1$ jasno je da je korisni toplinski tok koji se predaje radnom fluidu u cijevi manjeg iznosa od onog koji bi se predao u kolektoru bez cijevi ukoliko bi cijeli apsorber bio na istoj temperaturi T_{zav} (usporedi jedn. (2.3) i (2.11)). Nadalje, obzirom da je temperatura apsorbera T_{aps} kolektora bez cijevi ipak za iste radne uvjete niža od T_{zav} (jer je apsorber u neposrednom kontaktu sa fluidom), ta činjenica dodatno ukazuje na veći iznos korisne topline koja se predaje fluidu u kolektoru bez cijevi u odnosu na cijevni kolektor, pri istim radnim uvjetima.

Kako je spomenuto ranije, toplinski tok izražen preko apsorbirane sunčeve energije i toplinskih gubitaka mora biti jednak toplinskom toku izraženom preko otpora izmjeni topline od apsorbera na fluid, pa se za rebro cijevnog kolektora može pisati

$$Q_{kol} = \frac{\left(T_{zav} - T_f \right)}{\frac{1}{\alpha_f \cdot d_u \pi L} + \frac{1}{C_{zav} \cdot L}} \tag{2.13}$$

Ovdje je α_f koeficijent prijelaza topline u cijevi unutarnjeg promjera d_u i duljine L. C_{zav} (W/(mK)) je tzv. koeficijent toplinske provodljivosti zavara izražen po jedinici duljine cijevi, te je proporcionalan koeficijentu vodljivosti materijala zavara i širini istog, dok je obrnuto proporcionalan visini zavara.

Kombinirajući posljednje dvije jednadžbe, toplinski tok (W) koji se predaje fluidu cijevnog kolektora može se izraziti preko temperature fluida, eliminirajući za proračune nepraktičnu temperaturu korijena, kao

$$Q_{kol} = F'\left[1.01 q_{sun}\tau\alpha - \left(T_f - T_z\right)/ r_{a-z}\right]A_{aps} \tag{2.14}$$

pri čemu je A_{aps} može biti definirana kao površini rebra tj. $A_{aps} = W \cdot L$ ili pak cijelog apsorbera, uz novo uvedeni faktor učinkovitosti kolektora *F'*

$$F' = \frac{r_{a-z}}{W \cdot \left[\frac{r_{a-z}}{(W - d_v)F + d_v} + \frac{1}{\alpha_f d_u \pi L} + \frac{1}{C_b L}\right]} \tag{2.15}$$

koji predstavlja odnos između topline koja se stvarno preda fluidu u cijevi i one koja bi se predala ukoliko bi cijela površina apsorbera imala jednaku temperaturu kao i radni fluid. Kako se vidi iz gornje jednadžbe 2.15, *F'* je funkcija promjera cijevi, udaljenosti između cijevi, dimenzija i materijala zavara, koeficijenta prijelaza topline u cijevi i uvjeta izmjene topline između apsorbera i okolišnog zraka. U ovome su radu svaki od tih elemenata zasebno analizirani, koristeći analitičke izraze, rezultate mjerenja i simulacija.

U slučaju kolektora bez cijevi nema otpora zavara pa se može pisati

$$Q_{kol} = \alpha_f \left(T_{aps} - T_f\right)A_{aps} \tag{2.16}$$

Kombinirajući gornji izraz s izrazom (2.3) dobiva se

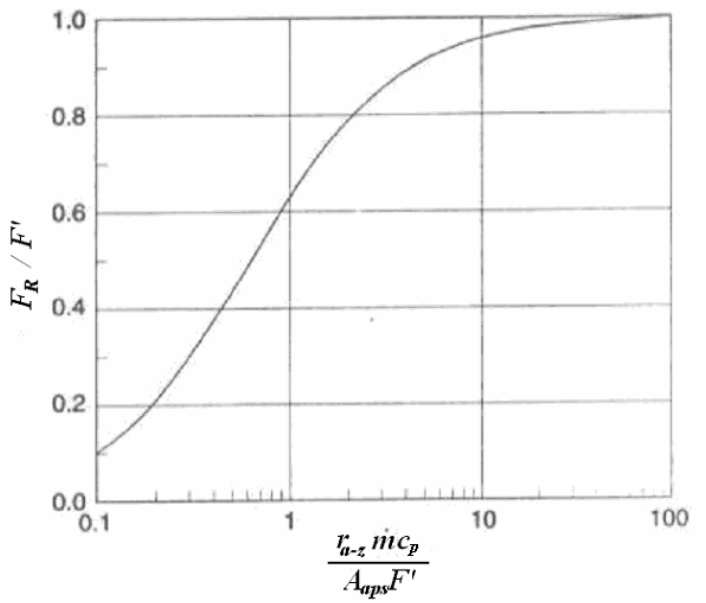
$$Q_{kol} = \frac{1}{1+1/\alpha_f}\left[1.01 q_{sun}\tau\alpha - \left(T_f - T_z\right)/ r_{a-z}\right]A_{aps} \tag{2.17}$$

Iz posljednjeg se izraza vidi da toplinske karakteristike kolektora bez cijevi najviše ovise o uvjetima izmjene topline s apsorbera na okolinu, dok je utjecaj koeficijenta prijelaza topline s apsorbera na fluid vrlo mali, uslijed znatno veće površine izmjene topline između fluida i apsorbera (A_{aps}) u odnosu na istu površinu kod cijevnog kolektora ($d_u \cdot \pi \cdot L$). Iz gornjeg se izraza (2.17) vidi da je u slučaju dovoljno visokih vrijednosti α_f toplina dovedena fluidu iznosom vrlo bliska spomenutoj idealnoj toplini koja bi se kod cijevnog kolektora izmijenila kada bi temperatura apsorbera bila jednaka temperaturi fluida. To je kod kolektora bez cijevi gotovo i slučaj, a kao rezultat nepostojanja zavara te velike površine izmjene topline apsorber-fluid, odnosno malog toplinskog otpora izmjeni topline apsorber-fluid.

Ovdje je još potrebno napomenuti da su sve jednadžbe do sada izvedene pod pretpostavkom da je temperatura fluida konstantna od ulaza do izlaza iz cijevi, odnosno kanala. Utjecaj u stvarnosti promjenjive temperature uzima se u obzir preko faktora odvođenja topline F_R, pa se gornji izrazi za korisni toplinski tok kolektora mogu u praktičnom obliku pisati kao funkcija ulazne temperature u kolektor $T_{f,ul}$

$$Q_{kol} = F_R\left[1.01 q_{sun}\tau\alpha - \left(T_{f,ul} - T_z\right)/ r_{a-z}\right]A_{aps} \tag{2.18}$$

Faktor F_R predstavlja omjer topline koja se stvarno preda fluidu i one koja bi se predala da je temperatura cijelog apsorbera jednaka ulaznoj temperaturi fluida. Za cijevni kolektor faktor F_R prikazan je u slijedećem dijagramu kao funkcija *F'*, masenog protoka, površine apsorbera i otpora izmjeni topline apsorber-okolina.



Slika 2.7 Faktor odvođenja topline F_R u kolektoru kao funkcija faktora F', protoka m, površine apsorbera i otpora r_{a-z} , [26]

Što se tiče kolektora bez cijevi faktor F_R ovisi o koeficijentu prijelaza topline α_f i masenom protoku, te je praktički jednak prvom množitelju desne strane jednadžbe (2.17).
To znači da je iznosom vrlo blizak jedinici, dok je kod cijevnog F_R uvijek niži od F' te je u praksi reda veličine ~0.80, [26].

2.3 PRORAČUN TOPLINSKIH GUBITAKA S APSORBERA NA OKOLINU

Na Slici 2.3 shematski su prikazani toplinski otpori izmjeni topline između apsorbera i okolišnog zraka kroz pokrovno staklo kolektora. Ukupni otpor izmjeni topline od apsorbera na okolinu r_{a-z} (m^2K/W) može se prema toj shemi pisati kao

$$r_{a-z} = \left(\frac{1}{r_{sl.konv}} + \frac{1}{r_{zr,unut}} \right)^{-1} + r_{kond} + \left(\frac{1}{r_{konv}} + \frac{1}{r_{zr,van}} \right)^{-1} \tag{2.19}$$

Ukupni gubici dijela cijevnog kolektora na kome je T_f konstantan mogu se onda izračunati iz

$$q_{gub} = \frac{[(W - d_v)F + d_v]/W(T_{zav} - T_z)}{r_{a-z}} = \frac{F'(T_f - T_z)}{r_{a-z}} \tag{2.20}$$

dok za kolektor bez cijevi s jednoliko protemperiranim apsorberom (T_{aps}) vrijedi

$$q_{gub} = \frac{(T_{aps} - T_z)}{r_{a-z}} = \frac{1}{1+1/\alpha_f}\frac{(T_f - T_z)}{r_{a-z}} \tag{2.21}$$

ili izraženo preko koeficijenta prolaza topline $k_{a\text{-}z}$

$$q_{gub} = k_{a-z}(T_{aps} - T_z) = \frac{1}{1+1/\alpha_f} k_{a-z}(T_f - T_z) \tag{2.22}$$

Pojedinačni otpori izmjeni topline mogu se računati prema slijedećim izrazima

a). $r_{sl.konv} = \dfrac{1}{\alpha_{sl.konv}}$ je otpor izmjeni topline slobodnom konvekcijom u međuprostoru između apsorbera i pokrovnog stakla, a koji se može izračunati iz izraza (2.23), [26], izvedenim za slučaj izmjene topline slobodnom konvekcijom između dviju ploča nagnutih pod kutem od $\beta = (0 \div 75)°$ prema horizontali

$$Nu = \frac{\alpha_{sl.konv} B}{\lambda} = 1 + 1.44\left[1 - \frac{1708\cdot(\sin(1.8\beta))^{1.6}}{Ra\cdot\cos\beta}\right]\left[1 - \frac{1708}{Ra\cdot\cos\beta}\right]^{+} + \left[\left(\frac{Ra\cdot\cos\beta}{5830}\right)^{1/3} - 1\right]^{+} \tag{2.23}$$

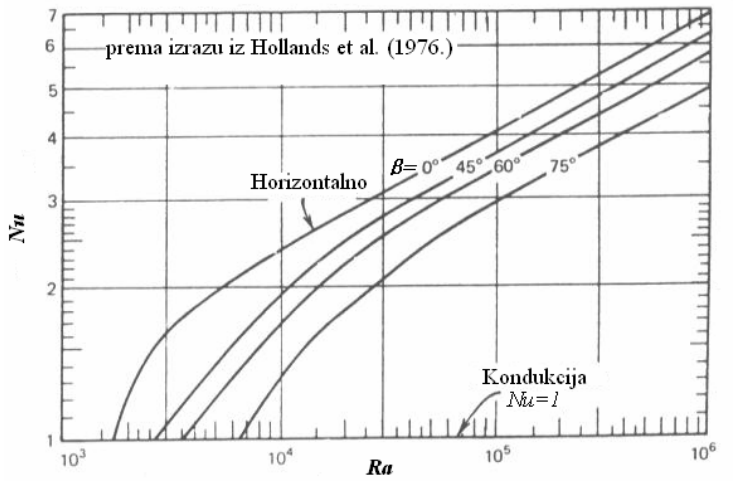
+ eksponent znači da se dobivene vrijednosti u zagradama koriste samo ukoliko su pozitivne. Ukoliko bi bile negativne uzima se da je njihova vrijednost jednaka 0. Kada je $Nu = 1$ to znači da nema slobodne konvekcije između dviju ploča, te se toplina izmjenjuje mehanizmom čistog provođenja.

Ovdje je Rayleigh-ov broj *Ra* definiran kao

$$Ra = \frac{g\beta'\left(T_{aps} - T_{staklo}\right)B^3}{\nu\lambda/\left(\rho c_p\right)} \tag{2.24}$$

gdje je g = gravitacijska konstanta (~9.81 m/s^2), β' je izobarni koeficijent prostornog termičkog rastezanja koji za idealne plinove iznosi $\beta' = 1/T$ (ta se vrijednost može koristiti i za zrak),
B je razmak između ploča; ν, λ, ρ, c_p su fizikalna svojstva fluida (zraka u ovom slučaju)

Ovisnost *Nu*-broja o *Ra*-broju i kutu β prikazana je dijagramski na Slici 2.8. Iz dijagrama se vidi da pri nižim *Ra*-brojevima toplinski gubici konvekcijom znatnije ovise o kutu pod kojim je nagnut kolektor no što je to slučaj pri intenzivnijoj slobodnoj konvekciji. Pri tome su toplinski gubici veći što manji kut β pod kojim je kolektor montiran prema horizontali.



Slika 2.8 Utjecaj Ra broja i kuta β na toplinske gubitke slobodnom konvekcijom, [26]

b) $r_{zr,unut} = \dfrac{1}{\alpha_{zr,unut}}$ predstavlja otpor izmjeni topline zračenjem između ploče apsorbera i pokrovne ploče (stakla).

Pod pretpostavkom da je pokrov potpuno nepropustan za dugovalno toplinsko zračenje (što vrijedi samo za staklo, ali ne i za plastične pokrove), taj se otpor može izračunati iz slijedećeg izraza

$$1/r_{zr} = \alpha_{rad,\text{int}} = q_{zr}/\Delta T = \frac{\sigma\left(T_{aps}^4 - T_{staklo}^4\right)}{1/\varepsilon_{aps} + 1/\varepsilon_{staklo} - 1} / \left(T_{aps} - T_{staklo}\right) \tag{2.25}$$

gdje je Stefan-Boltzmann-ova konstanta $\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8}$ W/(m^{2}K^4).

ε_{aps}, ε_{staklo} su koeficijenti emisije apsorbera i donje strane pokrovnog stakla u području toplinskog zračenja, respektivno. Gornja strana stakla može imati drugačiji koeficijent emisije i refleksije u odnosu na donju, što ovisi o strukturi (hrapavosti) pojedine površine.

c) $r_{konv} = \dfrac{1}{\alpha_{konv}}$ je otpor izmjeni topline slobodnom ili prisilnom konvekcijom između gornje plohe stakla i okolišnog zraka, koji se može izračunati iz izraza za koeficijent prijelaza topline za prijelaz topline bilo slobodnom ili prisilnom konvekcijom sa nagnute plohe

$$\alpha_{konv} = \max\left[5.0, 2.8 + 3.0w\right] \tag{2.26}$$

gdje je w (m/s) brzina vjetra (u prosjeku ~4 ÷ 5 m/s). Najmanja vrijednost α_{konv} = 5 W/(m^{2}K) odgovara prijelazu topline slobodnom konvekcijom.

d) $r_{zr,van} = \dfrac{1}{\alpha_{zr,van}}$ odnosi se na otpor izmjeni topline zračenjem između gornje plohe stakla i okoline, tj. nebeskog svoda koji se može promatrati kao crno tijelo efektivne temperature T_{neba}

$$\alpha_{zr,van} = q_{zr,van}/\Delta T = \varepsilon_{stakla}\sigma\left(T_{stakla}^4 - T_{neba}^4\right) / \left(T_{stakla} - T_z\right) \tag{2.27}$$

U gornjoj je jednadžbi koeficijent prijelaza topline sveden na temperaturnu razliku apsorber-okolišni zrak, kako bi se omogućilo jednostavno zbrajanje prethodno danog otpora konvekcije i zračenja.

Efektivna temperatura neba je iskustvena veličina koja se razlikuje od temperature okolišnog zraka T_z od 5 K u vrućim i vlažnim klimatskim područjima do 30 K u hladnim i suhim područjima. Ove neodređenosti u određivanju točne efektivne temperature T_{neba} srećom ne utječu značajnije na proračun toplinskih gubitaka, jer je udio gubitaka zračenjem na okolinu vrlo mali u odnosu na gubitke konvekcijom. Općenito, kako je predloženo u [28], T_{neba} se može odrediti iz izraza

$$T_{neba} = T_z - 6K \tag{2.28}$$

Ukoliko su okolišni objekti znatno niže temperature od temperature okolišnog zraka tj. pokrova, onda bi u gornjem izrazu bilo potrebno to uzeti u obzir kroz nižu temperaturu T_{neba}.

2.4 UČINKOVITOST KOLEKTORA

2.4.1 Definicija

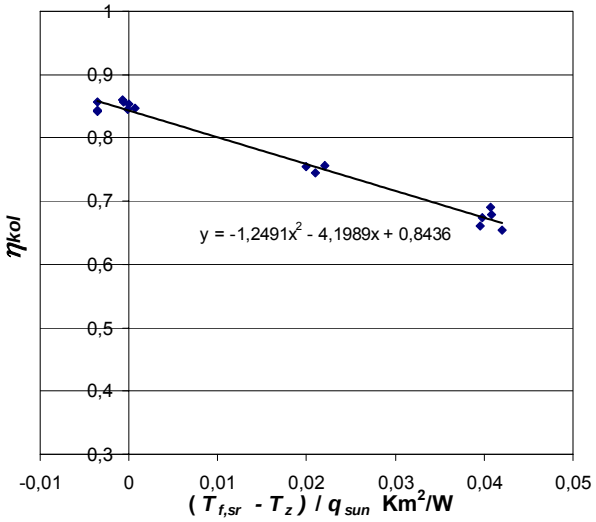
Učinkovitost kolektora (ili stupanj djelovanja) definirana ja kao omjer korisnog toplinskog toka koji je od apsorbera predan radnom fluidu kolektora i od Sunca dozračenog toplinskog toka na pokrovno staklo

$$\eta_{kol} = \frac{Q_{kol}}{q_{sun} \cdot A_{kol}} \tag{2.29}$$

pri tome se A_{kol} može definirati kao efektivna površina apsorbera ili pak stakla. Te se dvije površine obično razlikuju iz razloga konstrukcijske prirode.

Učinkovitost kolektora odraz je veličine toplinskih gubitaka pri određenim radnim parametrima, pa je tako kod većih razlika temperatura radnog fluida i okolišnog zraka (veći je brojnik drugog člana u jednadžbi (2.30)) i učinkovitost kolektora niža.

$$\eta_{kol} = \frac{F_R\left[1.01 q_{sun}\tau\alpha - \left(T_{f,ul} - T_z\right)/ r_{a-z}\right]A_{aps}}{q_{sun}A_{kol}} = F_R 1.01a\cdot\tau - \frac{F_R k_{a-z}\left(T_{f,ul} - T_z\right)}{q_{sun}} \approx$$
$$\approx F_R 1.01a\cdot\tau - \frac{F_R k_{a-z}\left(T_{f,sr} - T_z\right)}{q_{sun}} \qquad (2.30)$$



Slika 2.9 Izmjerene vrijednosti učinkovitosti kolektora kao funkcija srednje temperature u kolektoru i dozračenog sunčevog zračenja

Učinkovitost kolektora obično je prikazana kao funkcija razlike srednje temperature T_f radnog fluida i temperature okolišnog zraka T_z, te dolaznog sunčevog zračenja q_{sun}.

Kako se vidi iz dijagrama na Slici 2.9 učinkovitost kolektora je uvijek niža od 1, čak i kada je srednja temperatura fluida jednaka onoj okoline, kada je apsorber još uvijek na nešto višoj temperaturi. U toj točci učinkovitost se označava s η_o te je odraz, kako optičkih karakteristika stakla (τ) i apsorbera (a), tako i veličine otpora $r_{a\text{-}f}$ izmjeni topline između apsorbera i radnog fluida. Što je taj otpor veći, viša je temperatura apsorbera i toplinski gubici istog, što uz gubitke uslijed refleksije sunčevog zračenja od površine stakla i apsorbera rezultira vrijednostima η_o

nižim od 1. Što je otpor izmjeni topline apsorber-fluid niži, to je η_o bliži najvećoj teoretskoj vrijednosti $\eta_{o,\max}$ određenoj optičkim karakteristikama stakla i apsorbera prema

$$\eta_{o,\max} = 1.01\tau \cdot a \tag{2.31}$$

Na temelju prethodno provedene analize otpora $r_{a\text{-}f}$ za očekivati je da će kod kolektora bez cijevi vrijednosti η_0 biti praktički jednake $\eta_{0,\max}$ kako je i pokazano u nastavku rada.

Učinkovitost kolektora se najčešće određuje eksperimentalno prema proceduri opisanoj u Poglavlju 3. Tako dobiveni podaci omogućuju jednostavan proračun učina kolektora i toplinskih gubitaka pri proizvoljnim radnim parametrima koristeći izraze (2.32, 2.33), nasuprot složenom proračunu temeljenom na poznavanju otpora $r_{a\text{-}z}$ gdje se zahtijeva provođenje iterativnog postupka određivanja nepoznatih temperatura T_{aps} i T_{stakla}.

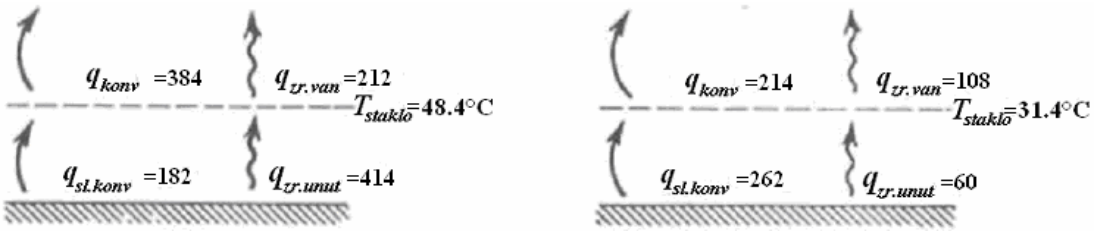
$$Q_{kol} = \eta_{kol} \cdot q_{sun} \cdot A_{kol} \tag{2.32}$$

$$Q_{gub} = \left(a \cdot \tau - \eta_{kol}\right) \cdot q_{sun} A_{kol} \tag{2.33}$$

2.4.2 Utjecaj svojstava apsorbera i stakla na učinkovitost

Unatoč složenosti postupka izračuna toplinskih gubitaka određivanjem otpora $r_{a\text{-}z}$ takav pristup omogućuje uvid u utjecaj pojedinih konstrukcijskih parametara na učinkovitost kolektora.
Slika 2.10 prikazuje utjecaj koeficijenta emisije apsorbera na učinkovitost dvaju kolektora od kojih je jedan premazan selektivnim a drugi neselektivnim premazom, pri identičnim temperaturama apsorbera i okoline. Rezultati su dobiveni koristeći prikazane izraze za proračun $r_{a\text{-}z}$. U slučaju neselektivnog premaza apsorbera, koeficijent emisije jednak je prema Kirchhoff-ovom stavku koeficijentu apsorpcije pri svim valnim duljinama, dok je kod selektivnog premaza koeficijent emisije puno niži za dugovalno toplinsko zračenje u odnosu na koeficijent apsorpcije kratkovalnog sunčevog zračenja. Visoka vrijednost koeficijenta emisije neselektivnog premaza ($\varepsilon = 0.95$) ima za posljedicu dominaciju toplinskih gubitaka zračenja između apsorbera i stakla u

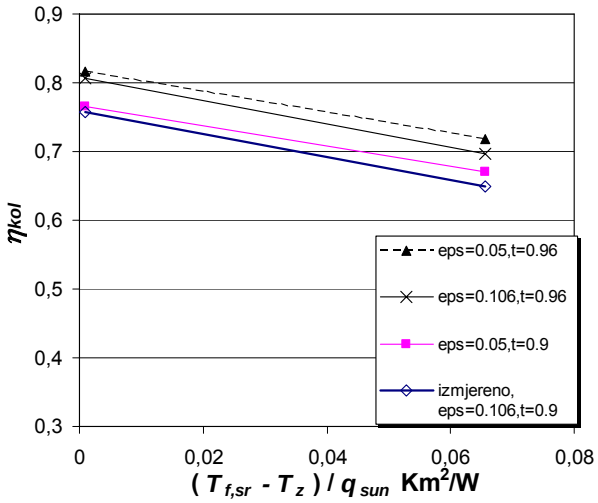
odnosu na one konvektivne. Iz tog su razloga i ukupni gubici neselektivnog apsorbera znatno veći. Ovdje je potrebno pripomenuti da je udio gubitaka uslijed zračenja u ukupnim tim veći što je veća razlika temperatura apsorbera (tj. radnog fluida) i stakla (tj. okolišnog zraka) (vidi Poglavlje 5).



a) b)

Slika 2.10 Utjecaj koeficijenta emisije neselektivnog apsorbera ($\varepsilon = 0.95$) (a) i selektivnog ($\varepsilon = 0.1$) (b) na toplinske gubitke kolektora (W/m^2) pri temperaturi apsorbera od 100°C i okolišnog zraka od 10°C, $\beta = 45°$, [26]

Dijagram na Slici 2.11 i Tablica 2.1 prikazuju rezultate mjerenja učinkovitosti cijevnog kolektora i rezultate simulacije njegova rada pri promijenjenim karakteristikama apsorbera (ε) i pokrovnog stakla (τ) (uz konstantan $r_{a\text{-}f}$), provedenim koristeći prethodno dane izraze za $r_{a\text{-}z}$.

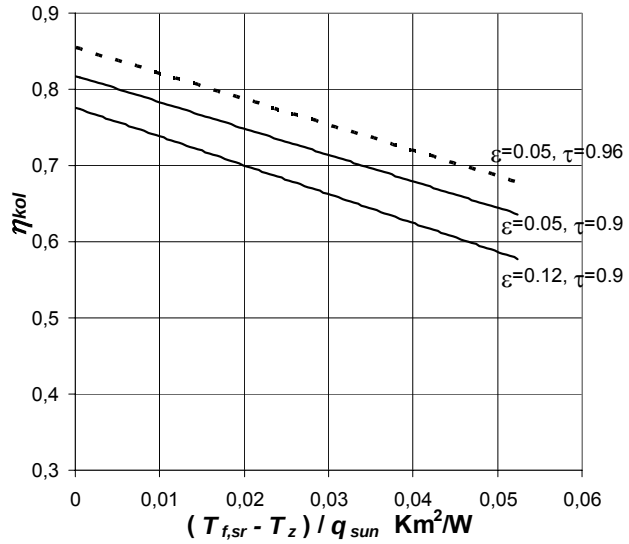


Slika 2.11 Rezultati mjerenja i simulacije rada kolektora SKT-40 (Tehnomont, HR) za razne koeficijente emisije selektivnog premaza ε i koeficijente transmisije stakla τ, uz nepromijenjeni koeficijent apsorpcije $a = 0.95$.

Tablica 2.1 Povećanje učinkovitosti η_{kol} pri smanjenju koeficijenta emisije premaza ε i koeficijenta propusnosti stakla τ pri raznim režimima rada

$(T_f - T_z) / q_{sun}$ Km^2/W	mjereno $\varepsilon = 0.106,\ \tau = 0.9$	$\varepsilon = 0.05,\ \tau = 0.9$	$\varepsilon = 0.106,\ \tau = 0.96$	$\varepsilon = 0.05,\ \tau = 0.96$
0	referentno	1.24%	6.53%	7.86%
0.0657		3.24%	7.37%	10.75%

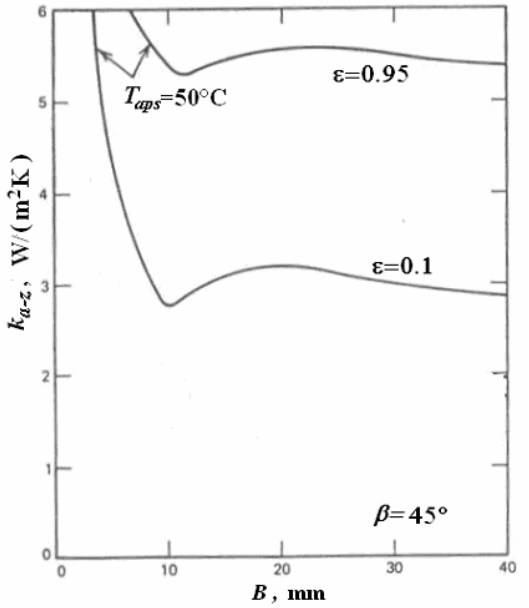
Iz rezultata je vidljivo značajnije povećanje efikasnosti korištenjem boljeg i znatno skupljeg stakla-do 7%, dok bi visoko selektivni premaz s ε = 0.05 u odnosu na korišteni prosječni sa ε = 0.106 utjecao na povećanje učinkovitosti od najviše 3%. Prikazani rezultati donekle se razlikuju od podataka proizvođača o učinkovitosti tri kolektora prikazanim na Slici 2.12 iste konstrukcije ali različitih svojstava apsorbera i stakla.. Razlike se odnose na povećanje učinkovitosti pri nižim razlikama temperatura fluid-okolina, gdje je ono manje izraženo kod simuliranih učinkovitosti, što je ipak za očekivati obzirom na manji udio gubitaka zračenjem u odnosu na konvektivne gubitke. Ocjena utjecaja koeficijenta emisije i apsorpcije na učinkovitost dana je i u Poglavlju 5 temeljem rezultata numeričkih simulacija provedenih na za to posebno razvijenim modelima koristeći numerički kod FLUENT.



Slika 2.12 Krivulje učinkovitosti dobivene mjerenjima na tri kolektora tip EURO C20 različitih svojstava selektivnog premaza i pokrovnog stakla

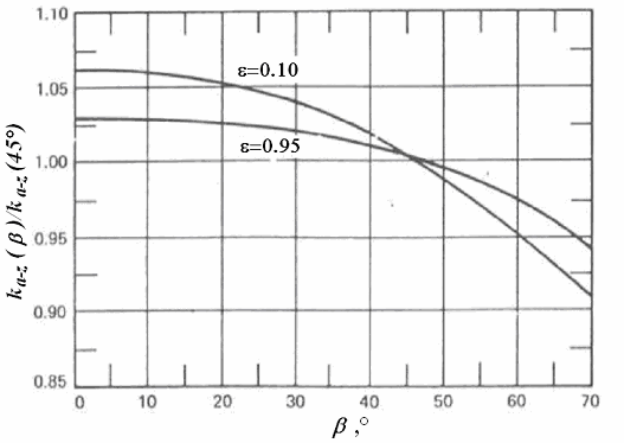
2.4.3 Utjecaj razmaka između apsorbera i stakla

Slika 2.13 u nastavku prikazuje utjecaj udaljenosti između apsorbera i pokrovnog stakla na iznos toplinskih gubitaka pri različitim temperaturama i koeficijentima apsorpcije apsorbera za slučaj jednog i dva pokrovna stakla, [26]. U svim slučajevima pri udaljenostima manjim od B = (10÷13) mm do izražaja dolazi izmjena topline čistim provođenjem, tako da se koeficijent prolaza topline $k_{a\text{-}z}$ naglo smanjuje s povećanjem dimenzija zračnog "jastuka" između apsorbera i stakla. U trenutku kada zbog povećanja udaljenosti počinje gibanje zraka uslijed slobodne konvekcije, dolazi do povećanja $k_{a\text{-}z}$ (tj. gubitaka) da bi s daljnjim povećanjem udaljenosti opet došlo do blagog smanjivanja vrijednosti $k_{a\text{-}z}$. U praksi je udaljenost između apsorbera i stakla obično B = (20÷30) mm, odnosno veća od "idealne" kod koje još ne dolazi do efekata slobodne konvekcije. Razlozi za to su čisto konstrukcijske prirode, jer je potrebno osigurati određeni razmak kako bi se omogućilo savijanje tanke ploče apsorbera uslijed toplinskih dilatacija, bez da dođe do neželjenog kontakta s površinom stakla koje bi vodilo do njegovog pucanja. Kako je pokazano u nastavku, kod razvijenog prototipa kolektora ploča apsorbera je dovoljno kruta tako da je moguće smanjivanje razmaka B na spomenute "idealne" iznose od (10÷13) mm. Slijedeći ove smjernice, utjecaj udaljenosti B na učinkovitost prototipa ispitan je kroz numeričke simulacije na spomenutim modelima kolektora u FLUENT-u, čiji su rezultati prikazani u nastavku rada.



Slika 2.13 Utjecaj razmaka između apsorbera i stakla B na toplinske gubitke pri β = 45°, [26]

Utjecaj kuta nagiba β pod kojim je kolektor montiran prema horizontali prikazan je slijedećim dijagramom u obliku odstupanja odgovarajućih vrijednosti $k_{a\text{-}z}$ u odnosu na vrijednosti dobivene za referentni kut $\beta = 45°$. Kako je već ranije bilo spomenuto, gubici uslijed slobodne konvekcije razlog su većim iznosima $k_{a\text{-}z}$ kod većih kutova. Pri uobičajenim kutovima montiranja od (20÷50)° utjecaj je kuta nagiba relativno mali, ali ne i zanemariv (do 5%), dok povećanje konvektivnih (i ukupnih) gubitaka postaje izraženije pri $\beta > 60°$ što je posebno izraženo kod apsorbera s $\varepsilon = 0.1$ gdje su konvektivni gubici dominantni nad gubicima zračenjem.



Slika 2.14 Utjecaj kuta nagiba kolektora β na toplinske gubitke u odnosu na referentni kut β=45° za slučajeve iz prethodnog dijagrama, [26]

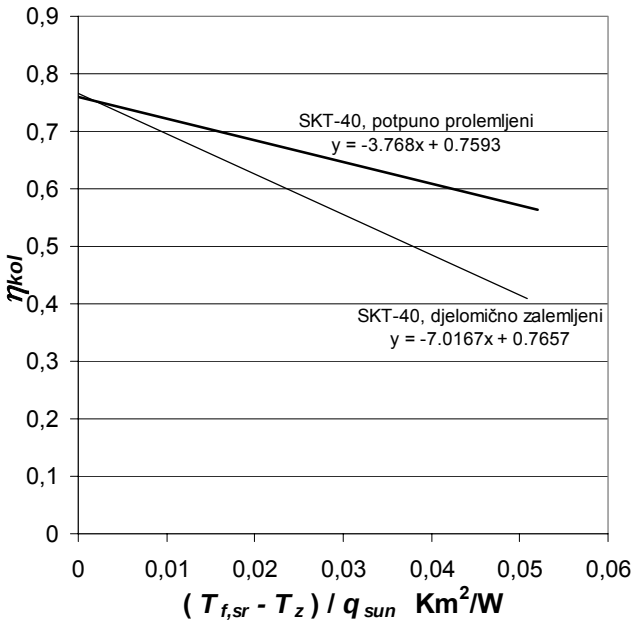
2.4.4 Utjecaj koeficijenta prijelaza topline na strani fluida

Rezultati simulacija toplinskih gubitaka pri raznim keoficijentima prijelaza topline α_f provedenim u [26] pokazali su da u slučaju cijevnog kolektora s cijevima promjera $d_u = 10$ mm i zanemarivog otpora zavara ($1/C_{zav} = 0$), povećanje protoka koje bi vodilo povećanju α_f iznad vrijednosti 1000 W/(m^{2}K) ne bi imalo nikakvog utjecaja na daljnje poboljšanje učinkovitosti. Kako u praksi protoci kroz kolektore iznose (15÷35) kg/h po jedinici površine apsorbera, α_f se kreće od 250 W/(m^{2}K) do 300 W/(m^{2}K) pri $d_u = 10$ mm, pa se prema spomenutoj analizi iz [26] čini da bi se ostvarivanjem većih vrijednosti α_f ipak moglo utjecati na poboljšanje toplinskih karakteristika kolektora. Pri tome su osim protoka medija kroz cijevi od utjecaja i sami promjeri cijevi.

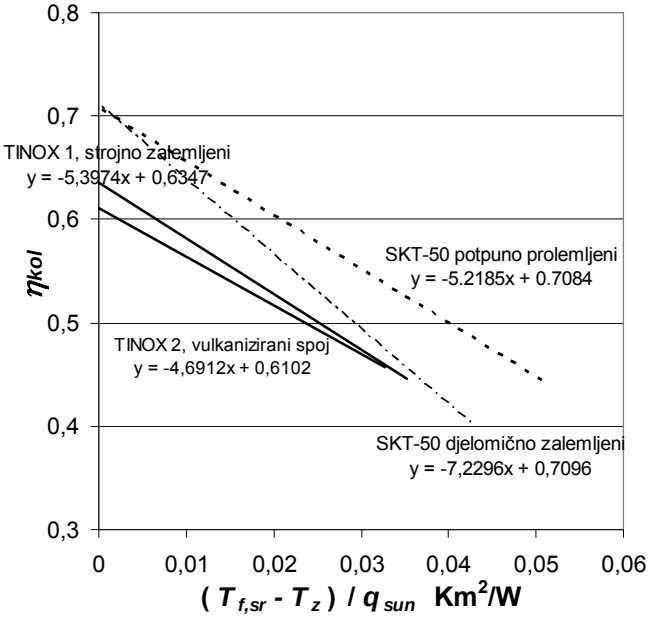
Detaljnija analiza utjecaja α_f na učinkovitost cijevnih i kolektora bez cijevi pri raznim protocima i geometrijama strujanja provedena je nastavku rada (Poglavlje 5) na temelju rezultata numeričkih simulacija u FLUENT-u.

2.4.5 Utjecaj otpora spoja apsorbera i cijevi

Kako je već spomenuto, kvaliteta spoja cijevi i apsorbera od velikog je utjecaja na učinkovitost kolektora. Lošiji kontakt predstavlja veliki toplinski otpor prolazu topline od apsorbera prema fluidu koji struji u cijevi, što uzrokuje povišenje temperature apsorbera i povećane toplinske gubitke. Na velikom broju do sada instaliranih kolektora cijevi su za ploču apsorbera pričvršćene postupkom lemljenja, pri čemu su cijevi najčešće smještene u utore. Česti problemi koji se javljaju pri postupku lemljenja vezani su uz zaostajanje mjehura plinova u samom lemu, čime se znatno snižava njegova toplinska provodljivost. Pored toga, prisutan je i određen broj potpuno neprolemljenih mjesta. Rezultati ispitivanja jednog, na takav način zalemljenog, kolektora s cijevnom serpentinom, dani su u donjem dijagramu na Slici 2.15. Također, u tom su dijagramu prikazani i rezultati mjerenja na istom tipu kolektora kod kojeg je lemljeni spoj ostvaren cijelom duljinom cijevi. U dijagramu na Slici 2.16 prikazani su rezultati mjerenja učinkovitosti kolektora manjeg promjera cijevi, s paralelnim rasporedom cijevi u registru, kod kojih su spojevi ostvareni djelomičnim i potpunim lemljenjem u utorima, zatim posebnim postupkom vulkanizacije, te naposljetku lemljenjem direktno na ploču apsorbera uz pomoć stroja.



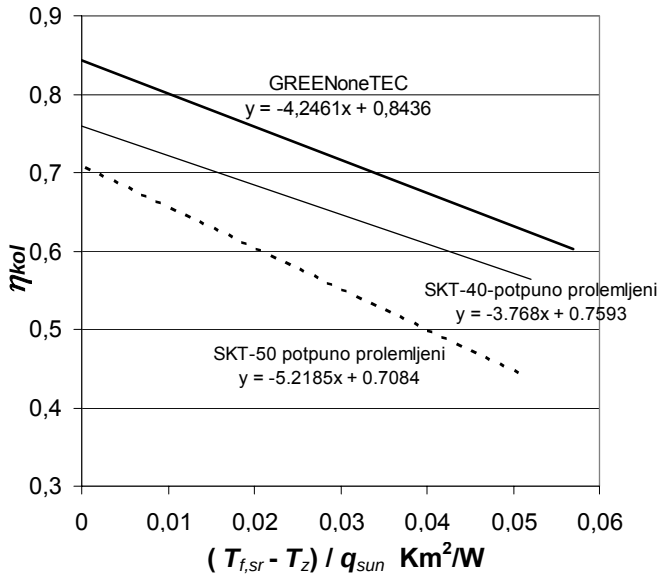
Slika 2.15 Rezultati mjerenja na dva različito prolemljena kolektora s cijevnom serpentinom (SKT-40, Tehnomont) a = 0.9, ε = 0.106



Slika 2.16 Rezultati mjerenja na modelu SKT-50 i geometrijski identičnim modelima s TINOX premazom apsorbera, te na različite načine ostvarenim spojevima apsorbera i cijevnog registra

Kako se vidi iz gornjih dijagrama, prolemljivanje je kod oba tipa kolektora (SKT-40,50) rezultiralo povećanjem učinkovitosti od (10÷30) %. Postupci vulkanizacije i strojnog lemljenja rezultirali su znatnim smanjenjem učinkovitosti unatoč upotrijebljenom visoko-učinkovitom premazu apsorbera TINOX ($a = 0.95, \varepsilon = 0.05$). To je posljedica niskog koeficijenta provodljivosti materijala korištenog za ostvarivanje spoja vulkanizacijom, te vizualno uočenoj prisutnosti mnogobrojnih mjehurića plinova u materijalu lemljenog spoja kod drugog modela. Niže vrijednosti učinkovitosti zalemljenog kolektora s paralelnim registrom u odnosu na onaj sa serpentinom, posljedica su neodgovarajućih dimenzija utora koji su preveliki u odnosu na promjer cijevi paralelnog registra.

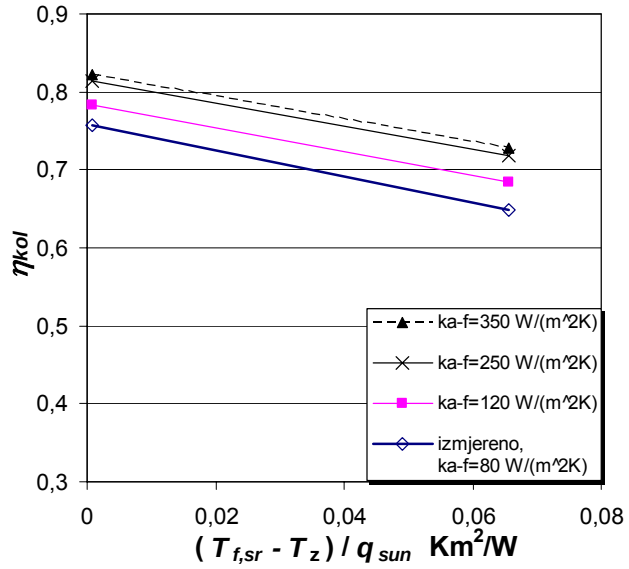
Najučinkovitiji postupci spajanja danas su postupci laserskog zavarivanja cijevi za ploču apsorbera bez dodatnog materijala. Takav, dimenzijama najmanji, spoj pokazao se boljim od spoja nastalog potpunim prolemljivanjem cijevi kolektora SKT-40, što se vidi iz viših vrijednosti učinkovitosti (11%) izmjerenih kod kolektora proizvođača GREENoneTEC, kod kojeg je spoj ostvaren upravo laserskim zavarivanjem (Slika 2.17) .



Slika 2.17 Rezultati mjerenja kolektora GREENoneTEC s TINOX premazom i laserski zavarenim cijevima za ploču apsorbera

Numerička simulacija rada ispitanog kolektora GREENoneTEC te analiza promijenjenih dimenzija zavara na učinkovitost provedena je u FLUENT-u (Poglavlje 5). Na Slici 2.18 dani su rezultati manje pouzdane, preliminarne, simulacije temeljene na izračunu otpora $r_{a\text{-}z}$ potpuno

prolemljenog kolektora SKT-40, za koji su varirane vrijednosti otpora zavara nakon što su prethodno izračunate one koje odgovaraju izvedenom stanju.



Slika 2.18 Rezultati mjerenja i simulacije rada kolektora SKT-40 za različite kvalitete kontakta apsorbera i cijevi opisane uz pomoć $k_{a\text{-}f}$, pri $\varepsilon = 0.106$ i $\tau = 0.9$.

Radi usporedbe s vrijednostima iz gornjeg dijagrama, za laserski zavarene cijevi malog promjera d_u = 7 mm kolektora GreenOne Tec izračunat je $k_{a\text{-}f}$ = 180 W/(m^{2}K), dok je za nepotpuno prolemljeni kolektor SKT-40 $k_{a\text{-}f}$ = 35 W/(m^{2}K). Nadalje, iz tih se usporednih podataka vidi da i kod potpuno prolemljenog kolektora ima mjesta daljnjem povećanju učinkovitosti, pa bi tako kolektor istih svojstava apsorbera i stakla s $k_{a\text{-}f}$ = 250 W/(m^{2}K) (bliskih GREENoneTEC-u) imao 10% bolju učinkovitost (Slike 2.17,2.18). Povećanje $k_{a\text{-}f}$ iznad vrijednosti 250 W/(m^{2}K) ne vodi značajnijem povećanju učinkovitosti. Pretpostavka je kako je daljnje povećanje korisne topline koja se od apsorbera dovodi fluidu (u odnosu na najučinkovitiji ispitani kolektor GREEoneTEC) moguće ostvariti većim dimenzijama zavara, povećanjem koeficijenta prijelaza topline u cijevi α_f (variranjem protoka i promjera cijevi), ali i same površine izmjene topline tj. konstrukcijom kolektora bez cijevi. Odgovori na pitanja koje je rješenje bolje dani su u nastavku rada kroz numeričke simulacije rada modela kolektora s cijevima i bez cijevi provedenim u FLUENT-u.

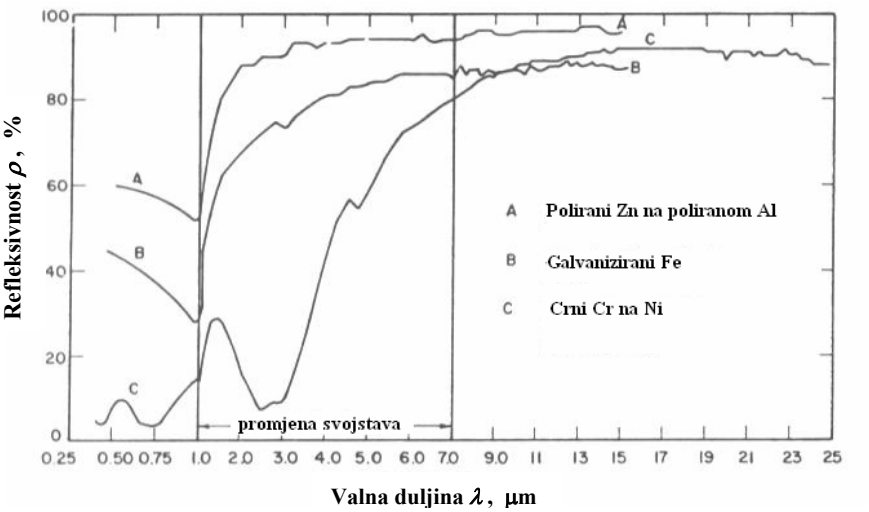
2.4.6 Utjecaj razmaka između cijevi

Faktor učinkovitosti rebra F izračunat je za kolektore različitih razmaka i promjera cijevi GREENoneTEC i SKT-40 prema jednadžbi (2.12). Toplinski otpor $r_{a\text{-}z}$ koji se pojavljuje u toj jednadžbi izračunat je za radne uvjete koji odgovaraju dvjema točkama mjerenja prikazanim u prethodnom dijagramu. Tako je za GREENoneTEC-ov kolektor dobivena vrijednost $F = 0.988$ pri razmaku između cijevi od $W = 0.107$ m i $d_u = 0.07$ m, dok je za SKT-40 $F = 0.987$ $W = 0.11$ m i $d_u = 0.1$ m. Rezultati provedene simulacije su pokazali da ukoliko bi se razmak između cijevi W smanjio za pola, tj. dvostruko povećao broj cijevi, faktor F bi u oba slučaja iznosio $F \cong 0.998$ što bi vodilo povećanju učinkovitosti u prosjeku od 0.6%. Povećanje razmaka na $W = 0.2$ m rezultiralo bi pak faktorom $F = 0.955$ i smanjenjem učinkovitosti za 3 %. Iz tih se podataka vidi da su postojeće konstrukcije cijevnih kolektora optimirane u pogledu iskoristivosti rebra apsorbera, te da nema mjesta daljnjem povećanju učinkovitosti dodatnim smanjivanjem razmaka između cijevi.

2.5 SELEKTIVNE POVRŠINE

2.5.1 Karakteristike

Kako je već spomenuto, površine (premazi) apsorbera kolektora odlikuju se visokim koeficijentima apsorpcije kratkovalnog sunčevog zračenja i niskim koeficijentima emisije dugovalnog toplinskog zračenja. Kako su takva selektivna svojstva od velikog značenja za postizanje visokih vrijednosti učinkovitosti kolektora, kao što je pokazano kroz prethodne simulacije, u nastavku su razmatrani razni postupci postizanja i poboljšanja selektivnih svojstava apsorberske površine. Slika 2.19 prikazuje optičke karakteristike nekoliko takvih selektivnih površina kod kojih značajnija promjena apsorpcije i emisivnosti nastupa u području valnih duljina od $\lambda = (1 \div 7)$ μm.



Slika 2.19 Refleksivnost selektivnih površina ρ (%) u ovisnosti o valnim duljinama reflektiranog zračenja ($\rho = 1 - \varepsilon$), [26]

Koeficijent apsorpcije za pojedini spektar valnih duljina može se izračunati kao odnos apsorbiranog i dozračenog intenziteta zračenja uz pomoć slijedećeg integrala

$$a = \frac{\int_{\lambda_1}^{\lambda_2} a_\lambda I_\lambda d\lambda}{\int_{\lambda_1}^{\lambda_2} I_\lambda d\lambda} \tag{2.34}$$

gdje su a_λ koeficijent apsorpcije (određen eksperimentalno) i I_λ intenzitet zračenja (W/(m^{2}μm)) pri određenoj valnoj duljini λ.

Koeficijent emisije za pojedini spektar valnih duljina može se izračunati kao odnos stvarno emitirane energije neke površine i emitirane energije crnog tijela identične temperature površine uz pomoć integrala

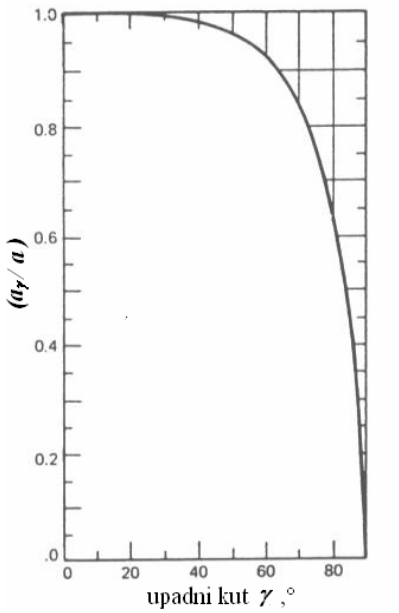
$$\varepsilon = \frac{\int_{\lambda_1}^{\lambda_2} \varepsilon_\lambda E_{\lambda c} d\lambda}{\int_{\lambda_1}^{\lambda_2} E_{\lambda c} d\lambda} = \frac{\int_{\lambda_1}^{\lambda_2} \varepsilon_\lambda E_{\lambda c} d\lambda}{\sigma T^4} \tag{2.35}$$

uz koeficijent emisije ε_λ (određen eksperimentalno) i intenzitet zračenja $E_{\lambda c}$ (W/(m^{2}μm)) crnog tijela pri valnoj duljini λ koji je dobiven rješavanjem integrala intenziteta difuznog zračenja (neovisnog o smjeru) po plohi jedinične polukugle formirane oko segmenta promatrane površine (apsorbera), te iznosi

$$E_\lambda = \pi \cdot I_\lambda \tag{2.36}$$

Ovdje je potrebno napomenuti da je koeficijent emisije većine realnih površina ovisan o kutu promatranja, što je posebno izraženo kod metala gdje se najmanje vrijednosti postižu u smjeru normale na površinu, a najveće u smjeru same površine. Na tu činjenicu treba pripaziti kod termografskog određivanja temperaturne raspodijele, a čije vrijednosti ovise o vrijednostima koeficijenta emisije snimane površine, odnosno o kutu snimanja termografskom kamerom.

Što se tiče apsorpcije, ona također ovisi o upadnom kutu zračenja i, kako se može vidjeti iz donjeg dijagrama, naglo pada nakon što se upadni kut γ (mjeren od normale površine) poveća iznad ~50°.



Slika 2.20 Ovisnost koeficijenta apsorpcije selektivnog premaza o upadnom kutu sunčevog zračenja γ (mjereno od normale na površinu apsorbera), [26]

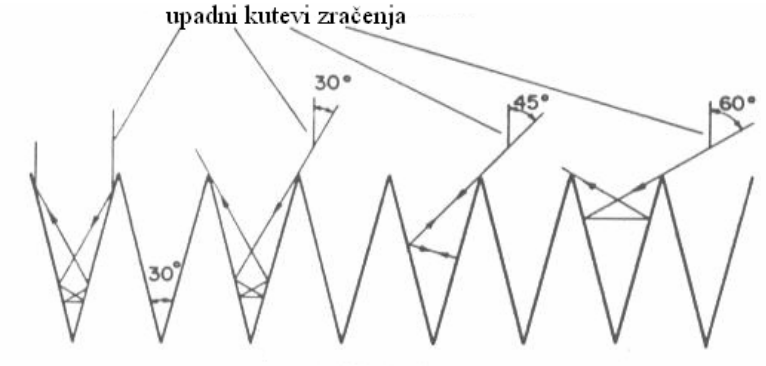
Iz prethodnih se izraza vidi da je emisivnost svojstvo površine ali i njezine temperature, dok apsorpcija ovisi o spektralnoj raspodijeli dolaznog zračenja. To znači da je koeficijent emisije selektivne površine, osim o valnim duljinama i smjeru zračenja, ovisan i o temperaturi same površine. Ta je činjenica uzeta u obzir kod termografskog određivanja temperatura selektivnih površina provedenog u ovom radu u svrhu izračuna lokalnih koeficijenata prijelaza topline u kanalu prototipa kolektora bez cijevi.

2.5.2 Mehanizmi selektivnosti

Jedan od danas najraširenijih načina postizanja selektivnih svojstava površine apsorbera je nanošenje tankog filma materijala, koji ima visoki koeficijent apsorpcije za kratkovalno zračenje i visoki koeficijent propusnosti za dugovalno zračenje, na visoko reflektivnu površinu koja pak ima malu emisivnost pri svim valnim duljinama. Premazi mogu imati homogenu ili pak slojevitu strukturu, pa prema tome svojstva premaza ovise bilo o samom materijalu ili pak njegovoj strukturi. Neki od primjera premaza nanesenih na aluminijsku ili bakrenu ploču apsorbera elektrokemijskim ili postupcima prskanja uključuju metalne okside poput oksida bakra, kroma, titana (TINOX = "titanium-nitrogen-oxyde"), cinka..

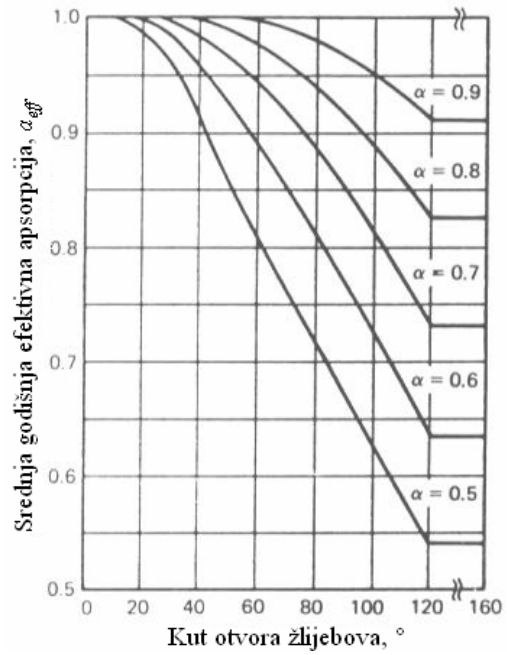
Drugi način postizanja selektivnih svojstava je povećanje hrapavosti metalne površine apsorbera, te bušenje velikog broja rupa čijim je dimenzijama određeno pri kojim će valnim duljinama doći do prethodno prikazane nagle promjene apsorpcije tj. emisivnosti.

Jednostavan način za postizanje kontrolirane selektivnosti je korištenje ploča s V-utorima prikazanim na Slici 2.21.



Slika 2.21 Apsorpcija odbijenog zračenja od stijenki V-utora, kut otvora žlijebova 30°, [26]

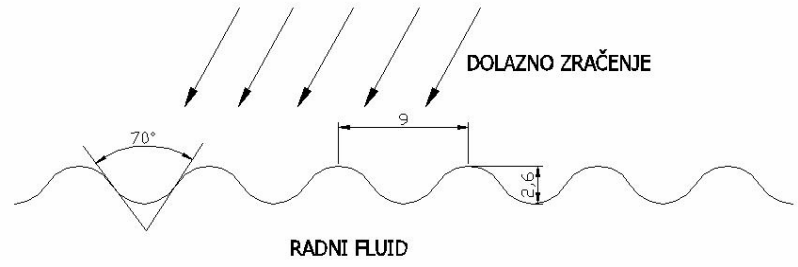
Takve površine imaju utore dimenzija većih od valnih duljina dolaznog sunčevog zračenja, kao i emitiranog dugovalnog. Kako se veliki dio dolaznog zračenja apsorbira kroz niz sukcesivnih refleksija od stjenki pojedinog utora, to je efektivni koeficijent apsorpcije više od desetak puta veći od onog samog materijala, koji je u slučaju poliranog aluminija ili bakra reda veličine $a = 0.05$. Istog je iznosa i koeficijent emisije čija je efektivna vrijednost tek neznatno veća zbog povećanja površine s koje se emitira zračenje. U dijagramu na Slici 2.22 prikazana je mjerenjem određena ovisnost efektivnog koeficijenta apsorpcije o kutu utora i svojstvima apsorpcije samog materijala.



Slika 2.22 Godišnje izmjerene srednje vrijednosti efektivnog koeficijenta apsorpcije ravne otkrivene ploče s V-utorima u ovisnosti o kutu utora i koeficijentu apsorpcije (premaza) apsorbera, [26]

Iz gornjeg se dijagrama vidi da bi apsorber prevučen premazom koeficijenta apsorpcije $a = 0.9$ pri kutu utora manjem od 60° imao efektivni koeficijent apsorpcije a_{eff} jednak jedinici! Ta su svojstva iskorištena pri konstrukciji prototipa kolektora kod koga je za apsorber upotrijebljena valovita ploča, kako je pokazano Slikom 2.23. Iz usporedbe geometrije valovite strukture i V-utora danoj na toj slici, uočava se da dio valovite ploče prati geometriju V-utora čiji je kut ~70°, što upućuje na to da bi apsorber prototipa mogao imati efektivnu apsorpciju vrlo blisku jedinici.

Rezultati mjerenja na razvijenom prototipu kolektora upravo i upućuju na to, a što je opisano u slijedećem poglavlju.



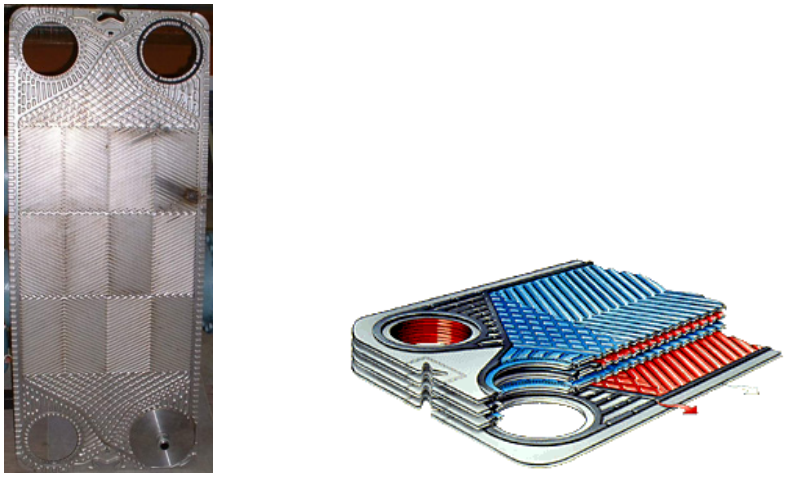
Slika 2.23 Valovita površina apsorbera korištena u razvoju prototipa kolektora bez cijevi, usporedba s odgovarajućim V- utorom

3. PROTOTIP KOLEKTORA S VALOVITIM APSORBEROM

U ovom je poglavlju opisana ideja i konstrukcija prototipa kolektora bez cijevi te je dan opis mjerne linije i postupka ispitivanja toplinsko-hidrauličkih karakteristika, te termografskog snimanja temperatura apsorbera. Prikazani rezultati ispitivanja prototipa sa i bez pokrovnog stakla uspoređeni su s rezultatima mjerenja učinkovitosti i pada tlaka raznih modela cijevnih kolektora.

3.1 KONSTRUKCIJA

Analiza izmjene topline u kolektoru provedena u prethodnom poglavlju pokazala je kako je učinkovitost danas najraširenijeg tipa kolektora sa cijevima moguće značajnije povećati ugradnjom vrlo skupog stakla veće propusnosti (τ = 0.96 umjesto sadašnjih τ = 0.9), te mjerama u cilju smanjivanja otpora izmjeni topline između apsorbera i fluida. Što se tiče ostalih parametara koji utječu na toplinske karakteristike, može se reći da su današnji kolektori u tom pogledu već dostigli gornje granice, pa tako koeficijent apsorpcije kod većine selektivnih premaza iznosi visokih a = 0.95÷0.97, dok je emisivnost ε = 0.05÷0.10, tako da daljnje poboljšanje tih parametara, kada bi i bilo trenutno tehnološki ostvarivo, ne bi imalo većeg utjecaja na toplinske karakteristike kolektora. Iz svih navedenih razloga čini se da je značajnije poboljšanje toplinskih karakteristika izgledno ostvariti još jedino mjerama smanjivanja otpora izmjeni topline apsorber-fluid $r_{a\text{-}f}$. Kako je kroz numeričke simulacije u Poglavlju 5 pokazano da kod laserskih spojeva cijevi i ploče apsorbera ostvaren kontakt čije poboljšanje ne bi vodilo nikakvom povećanju učinkovitosti, a i broj tj. udaljenost cijevi je takva da je učinkovitost rebra vrlo visoka, kao jedino rješenje za smanjenje otpora $r_{a\text{-}f}$ ostaje povećanje površine izmjene topline apsorber-fluid. Vodeći se tom idejom, konstruiran je prototip kolektora bez cijevi u kojem radni fluid struji kroz kanal malog hidrauličkog promjera omeđen dvjema pločama od kojih je jedna apsorber. Kao ploče kanala korištene su valovite ploče sa žlijebovima u obliku slova V (ili riblje kosti) koje se koriste u pločastim izmjenjivačima (Slika 3.1), a koji se pak odlikuju izuzetno visokim vrijednostima koeficijenata prijelaza topline čak i pri strujanjima s vrlo malim *Re*-brojevima koji odgovaraju radnim protocima kroz prototip kolektora (*Re* = 40÷80).

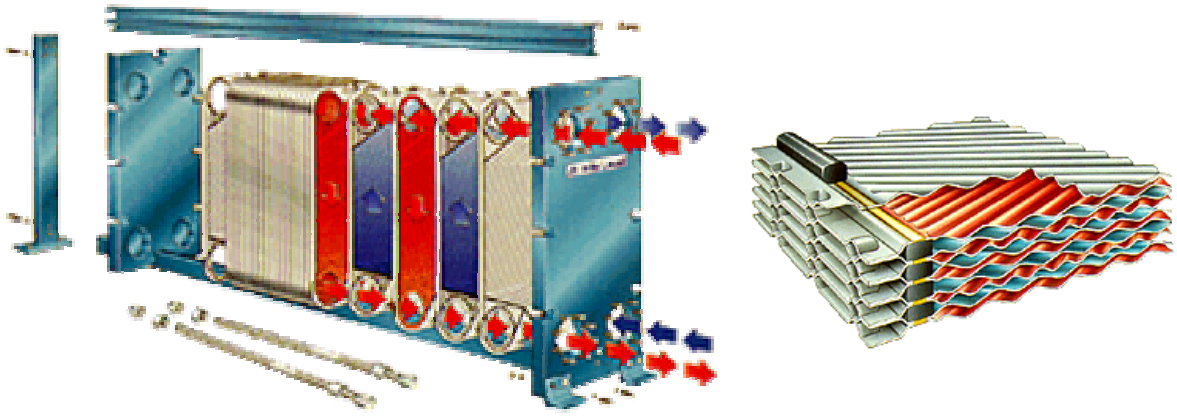


a) *b)*

Slika 3.1 a) Valovita V-ploča (tzv. "herringbone") pločastih izmjenjivača topline Alfa Laval tip. MK15-BW korištene kao apsorber i osnovna geometrija strujanja radnog fluida, b) primjer V-ploče (tzv. "chevron plate") složene u paket s ostalim pločama

Valovitost ploča, između ostalog, osigurava njihovu čvrstoću i krutost konstrukcije obzirom na velika naprezanja kojima su izložene ploče pri radnim tlakovima iznosa do 3 bar (sila na površinu = 300 kN/m^2 !). Dodatno, uslijed valovitosti apsorberske površine, za očekivati je visoke vrijednosti koeficijenta efektivne apsorpcije ($a \approx 1$) čak i pri korištenju vrlo jeftinih premaza s koeficijentom apsorpcije $a = 0.9$.

Korištene V-ploče dio su tzv. poluzavarenih pločastih izmjenjivača topline proizvođača Alfa-Laval u kojima su po dvije ploče međusobno laserski zavarene po rubovima tvoreći jednu "kazetu" koja se pridodaje drugima i vijcima steže u izmjenjivački paket (Slika 3.2). Konstrukcijski podaci o korištenim pločama dani su donjoj tablici. Ovdje je potrebno pripomenuti da su odabrane ploče najvećih dimenzija dostupnih u zavarenoj izvedbi.



a) *b)*

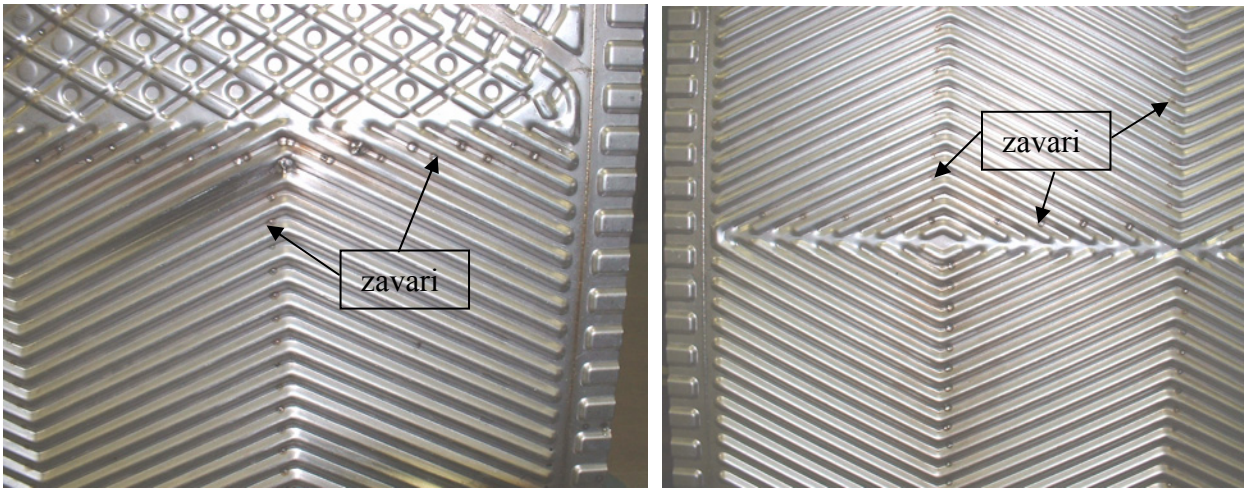
Slika 3.2 a) Raspodjela dviju struja koje izmjenjuju toplinu u pločastom izmjenjivaču topline s brtvama, b) detalj zavarenih ploča u "kazete" odvojenih složenih u izmjenjivački paket i međusobno odvojenih brtvama paketa-tzv."poluzavarena" izvedba

Tablica 3.1 Konstrukcijski podaci o V-pločama korištenim u prototipu kolektora

Proizvođač i zemlja porijekla	Alfa Laval, Švedska
Tip	MK15-BW
Materijal	nehrđ.čelik AISI 316
Duljina×širina	1250 mm × 500 mm
Debljina ploče	0.25÷0.4 mm
Kut žlijebova mjeren od uzdužne osi ploče, β	60°
Dubina/širina žlijebova *b/l*	2.65 mm / 9 mm
Odnos efektivne valovite i projicirane površine	1.19 m^2/m^2
Promjer otvora priključaka	ϕ 137 mm, ϕ 152 mm

Unatoč valovitosti već je pri tlakovima fluida u kanalu nižih od 1 bar dolazilo do značajne deformacije ploča. Iz tih je razloga bilo nužno dodatno međusobno učvrstiti dvije ploče u određenim točkama gdje se žlijebovi dviju ploča kanala dodiruju. To je učinjeno postupkom laserskog zavarivanja uz pomoć robota "IGM Limat RT 280" (šest stupnjeva slobode gibanja) instaliranog u Laboratoriju za zavarivanje Fakulteta strojarstva i brodogradnje. Ploče su

zavarivane na mjestima gdje žlijebovi mijenjaju smjer (Slika 3.3) kako bi se što više smanjio utjecaj zavara na strujanje fluida u kanalu. Isto tako, zavareni su i distribucijski dijelovi u nizu dodirnih točaka dviju ploča (Slike 3.3, 3.4).

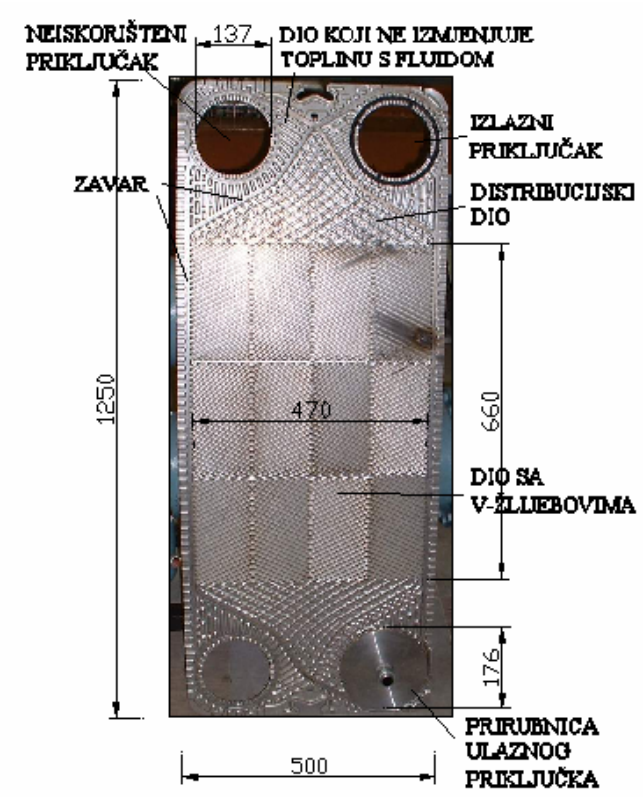


Slika 3.3 Prikaz mjesta gdje su dvije ploče međusobno laserski zavarene

Vlačna čvrstoća svakog pojedinog od 220 zavara veća je od vlačne čvrstoće materijala koji se vari tj. od 460 N/mm^2 do 860 N/mm^2 , tako da pri promjerima zavara kružnog poprečnog presjeka koji se u prosjeku kreću od 0.8 mm do 1 mm najveći tlak koji zavari mogu izdržati iznosi najmanje (1.6÷2.8) bar. Tlak je tijekom ispitivanja držan ispod vrijednosti od 3 bar, pri čemu nije primijećena deformacija bilo kojeg dijela ploče. Takvu je krutost konstrukcije bilo izuzetno bitno osigurati, jer povećanje razmaka između ploča vodi do promjene slike strujanja (o kojoj će biti više riječi u Poglavlju 7) i znatnog pada vrijednosti koeficijenta prijelaza topline u kanalu [6,7].

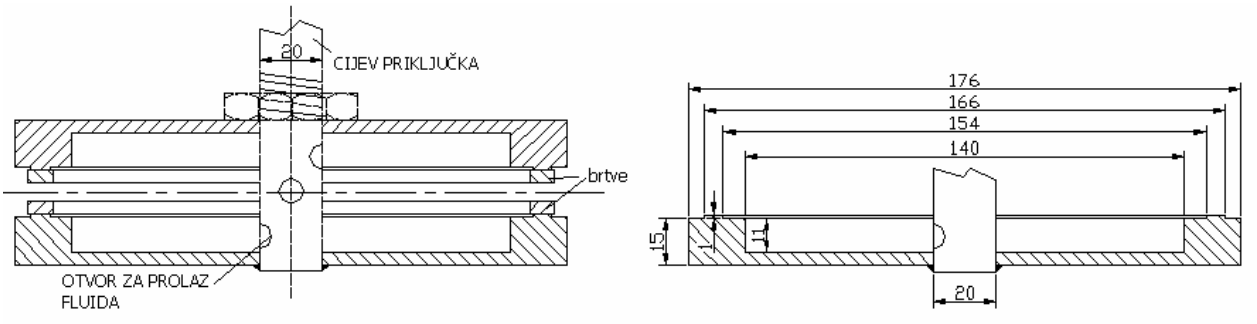
Kako su svojom konstrukcijom ploče prilagođene smještaju u paket pločastog izmjenjivača, to je jedan veći dio ploče laserskim zavarom odvojen od kanala kroz koji struji radni fluid, kako bi se spriječilo miješanje dviju struja koje izmjenjuju toplinu u pločastom izmjenjivaču.

U Poglavlju 5 je pokazano da taj dio ploče (vidi Sliku 3.4), na žalost, ne doprinosi izmjeni topline između apsorbera i fluida, već se sva apsorbirana toplina s tog dijela apsorbera vrlo visoke temperature izmjenjuje s okolinom.



Slika 3.4 Dimenzije i prikaz dijelova donje V-ploče kanala (identične gornjoj ploči apsorbera)

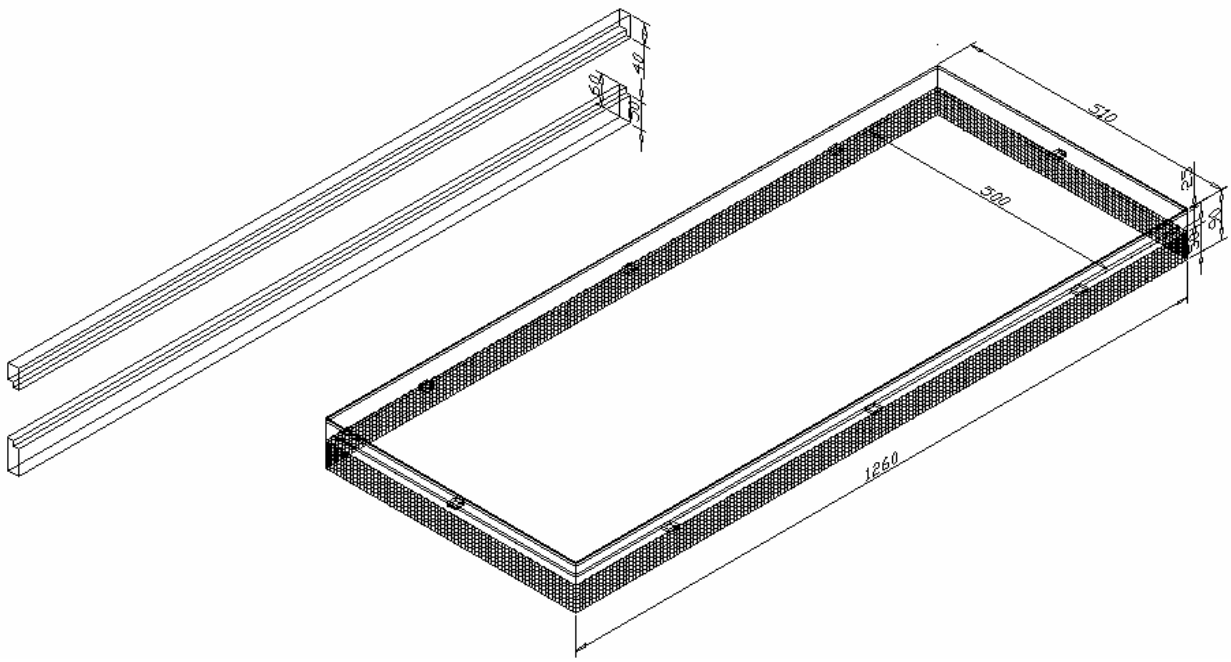
Drugi nedostatak korištenih ploča pločastog izmjenjivača leži u velikim otvorima za ulazak i izlazak fluida koji struji u kanalu, a koji zbog nemogućnosti centralnog smještaja otvora moraju biti velikih dimenzija da bi se osigurala dobra distribucija fluida po cijeloj širini kanala. Pored toga što taj dio predstavlja gubitak korisne površine apsorbera, isti je uzrokovao i probleme oko konstrukcije priključaka za radni fluid. Priključci kolektora na tim su otvorima ostvareni uz pomoć dviju prirubnica i brtvi koje su stisnute zajedno kako je pokazano Slikom 3.5. Pokušaji lijepljenja prirubnica posebnim visoko-učinkovitim ljepilima (proizvođača Loctite) nisu dali dobre rezultate zbog osjetljivosti spoja na smična opterećenja i naglog pada čvrstoće pri temperaturama višim od 50°C.



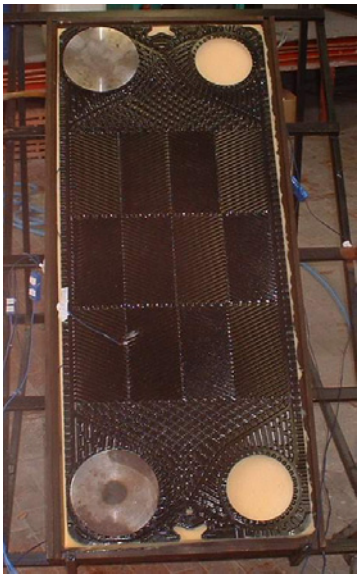
Slika 3.5 Izgled i dimenzije prirubnica sa brtvama na ulaznim/izlaznim otvorima ploča prototipa

Na ploču apsorbera nanesen je postupkom prskanja jeftini selektivni premaz tip SOLARECT-Z-24 proizvođača HELIOS, koji je mješavina polimera i anorganskog crnog pigmenta postojanog na visoku temperaturu, koeficijenta apsorpcije a = 0.9 i emisije ε = 0.15÷0.25 (ovisno o debljini sloja). Premaz je nanesen na sve dijelove ploče osim na prirubnice, koje su na taj način isključene iz efektivne apsorberske površine za proračun učinkovitosti, kao i dijelovi ploče odvojeni zavarom. Radni dio asporbera obuhvaća tako dio ploče s V-žlijebovima te distribucijske zone između tog dijela i ulaznog/izlazog priključka, tako da je ukupna efektivna površina reducirana sa 0.590 m^2 na 0.47063 m^2.

Cijeli je kanal s priključcima smješten u drveno kućište koje se sastoji iz dva dijela, donjeg i gornjeg, kako je pokazano Slikama 3.6 i 3.7.



Slika 3.6 Dimenzije kućišta prototipa



Slika 3.7 Fotografija prototipa apsorbera smještenog u kućište

U donjem dijelu kućišta smještena je spužva debljine 70 mm koja je gotovo dva puta veće debljine nego što je to slučaj u većini komercijalnih kolektora, tako da su osigurani približno adijabatski uvjeti na donjoj ploči kolektora položenoj na spužvu, a koje je pak bilo važno ostvariti radi vjerodostojnosti kasnijih mjerenja temperature ploče. Gornji dio kućišta, na koje je montirano pokrovno staklo, konstruiran je tako da ga je moguće jednostavno i brzo odvojiti od donjeg dijela za potrebe postavljanja termoparova i termografskog snimanja temperature površine apsorbera.

Na kolektoru je montirano prizmatično solarno staklo proizvođača LIPIK d.o.o., koje se odlikuje visokim koeficijentom propusnosti τ = 0.91 i hrapavom strukturom donje površine koja osigurava visok stupanj refleksije zračenja od apsorbera. Propusnost korištenog pokrovnog stakla izmjerena je pri raznim upadnim kutevima sunčevog zračenja koristeći proceduru i opremu propisanu normom ASTM E 424-71. Pri svim upadnim kutovima zračenja u odnosu na normalu površine stakla ostvarenim tijekom mjerenja (0÷30)° zabilježena je konstantna vrijednost propusnosti

τ = 0.91. Ta je vrijednost naknadno korištena pri numeričkim simulacijama rada testiranog prototipa.

3.2 MJERENJA TOPLINSKO-HIDRAULIČKIH KARAKTERISTIKA PROTOTIPA

Mjerenja toplinskih karakteristika prototipa prvotno su provedena bez pokrovnog stakla, kako bi se dobio uvid u prikladnost korištenja ovog tipa kolektora kao dijela solarnih dizalica toplina ili pak grijača bazenske vode. Drugi je niz mjerenja obavljen sa solarnim staklom karakteristika identičnih staklima kakva se koriste u komercijalnim kolektorima. Zadnji niz mjerenja obavljen je na djelomično zasjenjenom prototipu ne bi li se dobili podaci o učinkovitosti dijela apsorbera sa V-žlijebovima i potpuno isključio eventualni utjecaj dijelova ploča koje su izuzete iz efektivne apsorberske površine (prirubnice i zavarom odvojeni dijelovi). Opis mjerne linije i postupak mjerenja dani su u nastavku. Ovdje je još potrebno pripomenuti da su sva mjerenja na drugim tipovima kolektora, čiji su rezultati u ovom radu prikazani radi usporedbe, provedena na istoj mjernoj liniji, koristeći istu mjernu opremu i postupak.

3.2.1 Mjerna linija

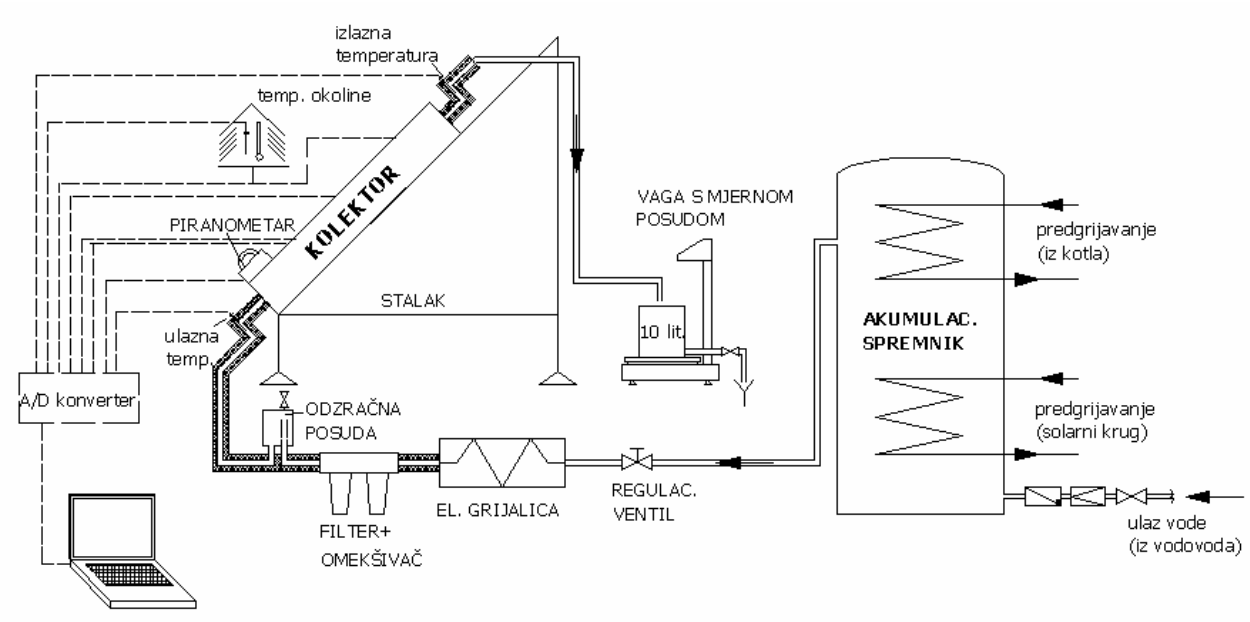
Mjerna linija korištena za mjerenje učina kolektora (Slika 3.8) pripremljena je prema odredbama iz norme HRN M.F5.110/1988 (EN DIN 4757 dio 4) u sklopu Laboratorija za obnovljive izvore energije "Sunce" (dio Laboratorija za toplinu i toplinske uređaje, FSB, Zagreb).

Osnovni dijelovi su: kolektor postavljen na stalak pod kutom od $\beta = 45°$ prema horizontali, te grijalica vode koja u otvorenom krugu struji kroz kolektor. Protok vode kroz kolektor je konstantan, kao i ulazna temperatura vode koja se postiže regulacijom napona el. grijalice. Voda iz vodovoda koja prolazi kroz kolektor prethodno je predgrijana u akumulacijskom spremniku solarnog sustava za zagrijavanje PTV-a i grijanje prostora laboratorija.

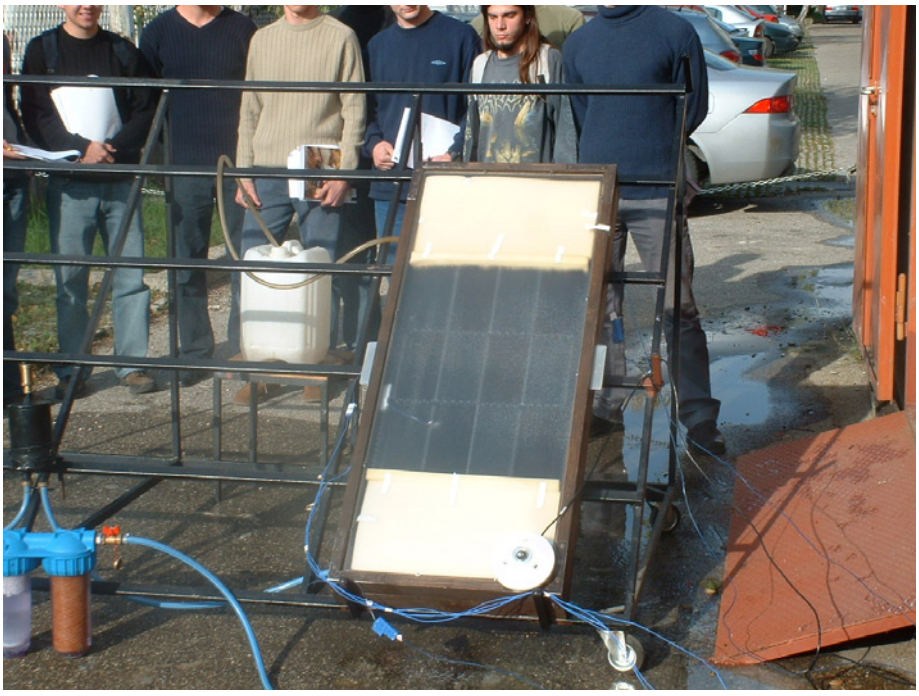
Maseni protok vode kroz kolektor mjeri se vaganjem vode koja je istekla u određenom vremenskom periodu. Na ulazu u kolektor montirana je preljevna posuda s odzračnim ventilom, kako bi se osiguralo da u kanal prototipa ne dospiju mjehuri zraka, koji bi potom ostali zarobljeni oko kontaktnih točaka dvaju valovitih ploča i predstavljali značajan toplinski otpor izmjeni topline apsorber-fluid, [6]. Na izlaznom priključku nalazi se prozirna plastična cijev kroz koju se kontrolira eventualna prisutnost mjehurića zraka u struji fluida. Na ulazu je postavljen filter i protočni omekšivač vode, kako bi se spriječilo smanjenje prostrujne površine presjeka kanala uslijed prisutnosti nečistoća u vodi i stvaranja kamenca.

Ulazna i izlazna temperatura vode mjerene su uz pomoć termoparova postavljenih na način prikazan Slikom 3.8, čime je omogućeno dobro miješanje slojeva vode pri relativno malim ispitnim protocima od 0.02 kg/s±10% po m^2 apsorbera kolektora (propisano navedenom normom). Oba priključka izolirana su Armaflex izolacijom. Dozračena sunčeva energija mjerena je piranometrom globalnog zračenja (direktno+difuzno) postavljenim pod istim kutem prema horizontali kao i kolektor. Okolišna temperatura mjerena je zasjenjenim termoparom i kontrolirana živinim termometrom. Temperature donje ploče kanala mjerene su na tri mjesta termoparovima, dok je temperatura apsorbera mjerena na jednom mjestu u svrhu određivanja koeficijenta emisije premaza apsorbera čije je poznavanje potrebno za termografsko određivanje temperatura apsorbera. Ti su termoparovi pričvršćeni na ploču uz pomoć termo-cementa velike toplinske vodljivosti. Piranometar i kompenzacijski vodovi svih termoparova spojeni su na akvizicijski sustav i prijenosno računalo.

Vrijednosti pada tlaka pri različitim protocima dobivene su na temelju izmjerenog statičkog tlaka na ulaznom i izlaznom priključku kolektora uz pomoć diferencijalnog davača tlaka.

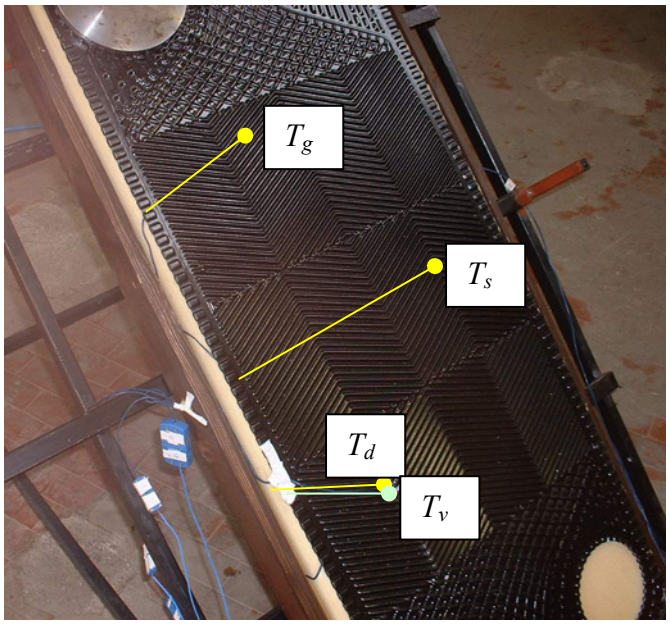


Slika 3.8 Shematski prikaz mjerne linije za određivanje učina kolektora



Slika 3.9 Fotografija dijela mjerne linije pri mjerenju zasjenjenog prototipa

Prilikom mjerenja učina zasjenjenog prototipa za zasjenjenje su korištene ploče od spužve smještene između apsorbera i stakla. Debljina spužve odabrana je tako da između stakla i same spužve ostane zračni prostor debljine 10 mm kao izolatorski sloj. Taj je zračni prostor odvojen od prostora nezasjenjenog dijela kućišta pregradom od spužve koja je u kontaktu i s apsorberom i staklom. Nadalje, s vanjske strane stakla postavljene su dodatne spužve kako bi se osigurala što bolja izolacija zasjenjenih dijelova. Ovdje je potrebno napomenuti da nije primijećena razlika između izmjerenih učinkovitosti za slučajeve kada je korištena bilo aluminijska ili crna folija kao pokrov izolacije u odnosu na slučaj kad tih pokrova nije bilo. Utjecaj izoliranih dijelova apsorbera na promjenu temperature fluida zagrijanog u nezasjenjenom dijelu apsorbera, praćen je kroz usporedbu temperature donje ploče apsorbera pri kraju nezasjenjenog dijela (Slika 3.10) i same temperature fluida u izlaznom priključku. Te dvije temperature pri svim mjerenjima nisu odstupale više od 0.3 K.



Slika 3.10 Pozicija termoparova koji mjere temperature ploče apsorbera, T_g, T_s, T_d - temperature izolirane donje ploče, T_v - temperatura ploče apsorbera

3.2.2 Mjerna oprema

Mjerenje temperatura

Sve su temperature vode, ploča kanala (Slika 3.10) i okolišnog zraka mjerene termoparom tip. bakar-konstantan razreda točnosti ± 0.1 °C. Generirani termonapon termoparova pretvaran je u A/D pretvaraču "Agilent" tip 34970A switch unit s.br. MY 41022529, 34901A 20-channel multiplexer module, u digitalni signal koji je očitavan na prijenosnom računalu.

Time je omogućeno praćenje stacioniranja temperatura tijekom cijelog perioda mjerenja. Temperature okoline dodatno su mjerene zasjenjenim živinim termometrom "Tlos" I razreda točnosti ± 0.1 °C i rezolucije 0.1 °C. Svi su termoparovi zajedno sa kompenzacijskim vodovima spojenim na akvizicijski sustav umjereni u Laboratoriju za procesna mjerenja, FSB, Zagreb, tako da su međusobna odstupanja mjerenih vrijednosti temperatura bila manja od 0.1 °C.

Termografsko mjerenje temperatura

Raspodjela temperatura ploče apsorbera određena je termografski uz pomoć termografske (IC) kamere tip ThermaCAM SC2000 proizvođača FLIR Systems AB. Kamera mjeri intenzitet emitiranog dugovalnog zračenja u području valnih duljina od λ = (7.5÷13) μm i ima mjerno područje od -40 °C do 1500 °C uz razlučivost od 0.08 °C i točnost od ±2 %. Svi su snimljeni termogrami pohranjeni na memorijsku kraticu (PC-card), te naknadno analizirani na računalu koristeći podatke o referentnoj temperaturi apsorbera T_v izmjerenoj termoparom (Slika 3.10).

Mjerenje protoka

Protok je mjeren indirektno vaganjem fluida koji je istekao iz kolektora u određenom vremenskom periodu. Pri tome je korištena vaga proizvođača WIGAM tip. HPS100, kapaciteta 100 kg, razlučivosti 0.01 kg . Unutar korištenog mjernog područja od 5 kg do 10 kg vaga je umjerena uz pomoć menzure V = 1000 cm^3 preciznosti ±5cm^3 tako da točnost mjerenja iznosi <1%.

Mjerenje energije sunčevog zračenja

Dozračena energija q_{sun} globalnog sunčevog zračenja mjerena je visoko preciznim (''secondary standard'' prema klasifikaciji Svjetske meteorološke organizacije i ISO 9060) piranometrom Kipp&Zonen tip CM 11 mjernog područja valnih duljina λ = (0.3÷2.8) μm, rezolucije ±<1W/m^2 u mjernom opsegu od q_{sun} = (0÷1400) W/m^2 i kalibracijske konstante 5.11 mV/(W/m^2). Konstrukcija osjetnika piranometra, koji je izveden kao crno obojana keramička pločica termopila sa 100 termoparova u kružno-simetričnom rasporedu, osigurava točnost mjerenja od ±<5 W/m^2 pri otklonu upadnog kuta zračenja od normale od (0÷90)° (kalibracijska konstanta odgovara uvjetima zračenja u smjeru normale na površinu osjetnika). Kako je navedeni termopilski osjetnik vrlo osjetljiv na promjene temperature uzrokovane vanjskim utjecajima, to je s gornje strane izoliran s dvije staklene polukugle, tako da promjena vanjske temperature u intervalu od 0 K do 50 K uzrokuje odstupanje mjerene vrijednosti q_{sun} od max. 0.5%. Promjena kuta nagiba samog piranometra u odnosu na horizontalu u području od β = (0÷90)° rezultira odstupanjima od 0.25%. Zbog ovakvih je karaktersitika piranometar CM 11 primjeren za

provedena precizna mjerenja toplinskih karakteristika raznih tipova solarnih kolektora, kod kojih je bilo potrebno uočiti povećanja/smanjenja učinkovitosti reda veličine 2%.

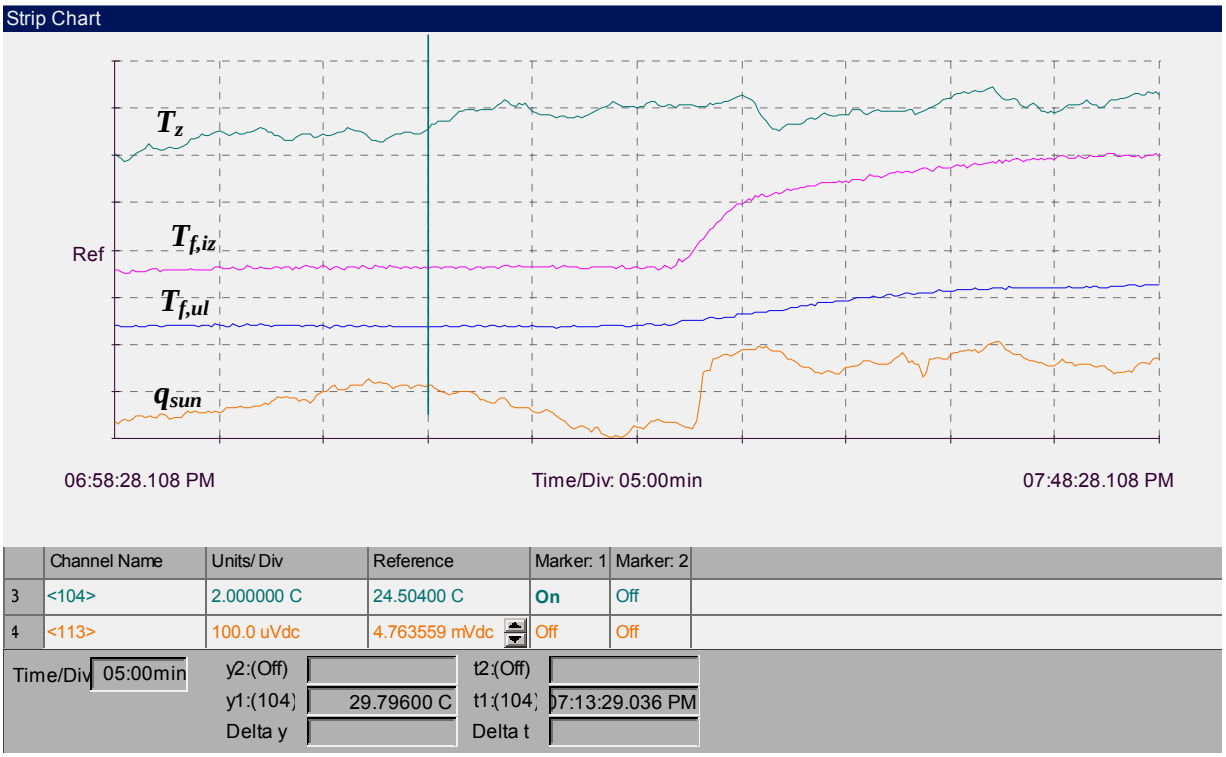
Mjerenje pada tlaka

Pad tlaka mjeren je uz pomoć diferencijalnog mjerača tlaka tip OMEGA PX 750 radnog područja do 37365 Pa, pri čemu je strujni signal (mA) očitavan prije opisanim A/D pretvaračem "Agilent" tip 34970A .

3.2.3 Mjerenje učina

Prema normi HRN M.F5.110/1988 (EN DIN 4757 dio 4) mjerenja je potrebno provesti pri konstantnoj insolaciji od najmanje $q_{sun} = 600$ W/m^2 u ravnini kolektora, koja pak smije varirati <50 W/m^2 tijekom ispitivanja, dok ulazna temperatura smije varirati najviše ± 0.1 °C, okolišna ± 1 °C a protok vode ± 1 %. Nakon namještanja protoka i ulazne temperature vode, te osiguranja gore navedenih uvjeta u periodi mjerenja od 30 minuta, posljednjih 15 minuta periode stacioniranja bilježe se vrijednosti temperatura, insolacije i protoka, te potom integriraju i osrednjavaju. Razlika temperatura vode na izlazu i ulazu iz kolektora mora biti manja od 15 K i veća od 1.5 K.

Kako je već navedeno, tijekom postupka mjerenja na prototipu bilježene su vrijednosti temperatura radnog medija-vode na ulazu i izlazu iz kolektora, zraka i ploča kanala uz pomoć osjetnika akvizicijskog sustava i programskog paketa ''Agilent BenchLink Data Logger'' (Slika 3.11), pri sunčanom vremenu bez naoblake u periodu od 12 sati do 14 sati, u mjesecima: veljači, ožujku, svibnju, lipnju, srpnju, rujnu, listopadu 2004 godine.



Slika 3.11 Prikaz stacioniranja temperatura tijekom mjerenja učina prototipa kolektora, prikaz sučelja programskog paketa ''Agilent BenchLink Data Logger''

Sve su vrijednosti temperatura i insolacije potom analizirane u programu MS Excel. Nakon što su određeni periodi stacionarnosti u kojima se temperature i insolacija nisu mijenjali više od prethodno navedenih okvira, izračunate su učinkovitosti kolektora prema izrazima danim u poglavlju 3.2.6. U slijedećoj tablici prikazani su rasponi izmjerenih vrijednosti temperatura, protoka i insolacije za odabrane serije ispitivanja prototipa kolektora, te dobivene vrijednosti učina i učinkovitosti.

Tablica 3.2 Raspon mjerenih i izračunatih veličina za prototip kolektora koje odgovaraju odabranim mjernim točkama prikazanim u dijagramima u nastavku

	nezasjenjeni bez stakla	nezasjenjeni sa staklom	zasjenjeni sa staklom
A_{aps}, m^2	0.47063	0.47063	0.3102
$T_{f,sr}$, °C	8÷13	25÷56	15÷59
$T_{f,ul}$-$T_{f,iz}$, °C	2.1÷6.5	3.5÷8	2.6÷5
T_z, °C	8÷12	29÷32	10÷33
$\dot{m}$, kg/s	0.012÷0.045	0.012÷0.02	0.011÷0.02
q_{sun}, W/m^2	915÷960	850÷920	700÷940
Q_{kol}, W	340÷450	280÷410	160÷290
η_{kol}	0.22÷0.97	0.65÷1.02	0.69÷1.06

3.2.4 Termografska mjerenja

Termografska mjerenja temperatura površine apsorbera provedena su paralelno s mjerenjima učina prototipa kolektora bez stakla, te isto tako neposredno nakon uklanjanja pokrovnog stakla na kraju pojedine serije mjerenja na prototipu kolektora sa staklom, kako bi se dobio uvid u utjecaj prisutnosti stakla na raspodjelu temperatura apsorbera, kao i podaci za usporedbu s rezultatima kasnijih simulacija. Apsorber je sniman iz različitih udaljenosti i kutova kako bi se umanjio utjecaj tih parametara na vrijednosti termografski određenih temperatura. Za određivanje vrijednosti temperature potrebno je poznavati koeficijent emisije promatrane površine. Kako kod selektivnih premaza koeficijent emisije, pored valne duljine i smjera, ovisi i o temperaturi (više od neselektivnih premaza), bilo je potrebno odrediti koeficijent emisije pri svakom mjerenju koristeći podatke o temperaturi ploče apsorbera izmjerenoj termoparom. Pri tome su snimljeni termogrami analizirani uz pomoć programskog paketa TermaCam Researcher, koji omogućava jednostavno određivanje temperatura u svakoj pojedinoj točci snimljene površine uz zadavanje vrijednosti emisivnosti i temperature okoline, kako je pokazano u Poglavlju 5 kod opisa određivanja vrijednosti lokalnih koeficijenata prijelaza topline α_f.

3.2.5 Mjerenje pada tlaka

Prema normi HRN M.F5.110/1988 (EN DIN 4757 dio 4) mjerenje pada tlaka radnog fluida (vode) pri prolasku kroz kolektor provodi se pri ulaznim temperaturama vode koje ne odstupaju više od ± 5 °C od temperature okolišnog zraka. Vrijednosti masenog protoka po 1 m^2 površine apsorbera kolektora dane su kako slijedi

a) 0,01±10% kg/s

b) 0,05±10% kg/s

c) 0,075±10% kg/s

d) 0,10±10% kg/s

e) 0,15±10% kg/s

Protoci su svedeni na nezasjenjenu površinu apsorbera A_{aps} = 0.47063 m^2.

3.2.6 Proračun učina i učinkovitosti

Učin kolektora Q_{kol} određuje se na temelju izmjerenih veličina masenog protoka i temperatura ulazne i izlazne vode prema izrazu:

$$Q_{kol} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{f,iz} - T_{f,ul}) \tag{3.1}$$

c_p - specifični topl. kapacitet određen za srednju temp. kolektora $T_{f,sr}$ (jedn. 3.5),
$T_{f,ul}$ i $T_{f,iz}$ - ulazne i izlazne temperature vode

Maseni protok m se dobiva vaganjem mase fluida M koja je istekla u određenom vremenu τ

$$\dot{m} = \frac{M}{\tau} \tag{3.2}$$

Učinkovitost kolektora dobije se potom kao odnos učina kolektora i ukupno dozračene energije sunca

$$\eta_{kol} = \frac{Q_{kol}}{q_{sun} \cdot A_{aps}} \tag{3.3}$$

gdje je q_{sun} piranometrom izmjerena ukupno dozračena energija sunca na apsorber površine A_{aps} koja je u slučaju nezasjenjenog prototipa 0.47063 m^2, odnosno 0.3102 m^2 kod zasjenjenog prototipa.

Funkcijska ovisnost učinkovitosti prikazuje se kao funkcija srednje temperature fluida $T_{f,sr}$ temperature okolišnog zraka T_z i dozračene sunčeve energije q_{sun}. Pri tome je srednja temperatura fluida izračunata kao

$$T_f = \frac{T_{f,ul} + T_{f,iz}}{2} \tag{3.5}$$

Učinkovitost kolektora se prema normi HRN M.F5.110/1988 (EN DIN 4757 dio 4) prikazuje u obliku funkcije

$$\eta_{kol} = \eta_0 - a_1 \cdot \left(\frac{T_{f,sr} - T_z}{q_{sun}} \right) - a_2 \cdot \left(\frac{T_{f,sr} - T_z}{q_{sun}} \right)^2 \tag{3.6}$$

gdje su a_1 i a_2 konstante koje se određuju metodom najmanjih kvadrata iz rezultata mjerenja.

Gornja jednadžba izvedena je iz jednadžbe (2.30) koristeći pretpostavku da je koeficijent prolaza topline apsorber–okolina linearna funkcija razlike temperature fluida i okoline tj.

$$k_{a-z} = a_1 + a_2 (T_{f,sr} - T_z) \tag{3.7}$$

Kako su u svim slučajevima dobivene vrijednosti za a_2 vrlo male, zbog jednostavnijeg prikazivanja i bolje međusobne usporedbe rezultata mjerenja, u ovome su radu sve krivulje učinkovitosti kolektora prikazane kao pravci tj. uzevši $a_2 = 0$.

3.2.7 Mjerna nesigurnost

Mjerna nesigurnost određivanja učinkovitosti i pada tlaka izračunata je prema proceduri opisanoj u [6,30,31,32], koristeći osnovne izraze kojima se opisuje mjerna nesigurnost. Prema tome se stvarna vrijednost neke mjerne veličine Y može prikazati u obliku

$$Y = y \pm \delta Y = y \pm t \cdot s(y) \tag{3.8}$$

gdje je y izmjerena vrijednost veličine Y a δY mjerna nesigurnost koja je jednaka drugom korijenu standardne devijacije veličine y definirane kao

$$s^2(y) = \sum_{i=1}^{N} \left(\frac{\partial G}{\partial X_i} \right)^2 s^2(\bar{x}_i) \tag{3.9}$$

Kada je stvarni iznos Y veličine koja se mjeri tj. računa (kao u ovom slučaju Q_{kol} i η_{kol}) funkcija stvarnih vrijednosti većeg broja mjernih veličina X_i može se pisati

$$Y = G(X_1, X_2 .... X_i, ... X_N) \tag{3.10}$$

Tada je isto tako i izmjerena vrijednost y funkcija izmjerenih srednjih vrijednosti $\bar{x}_i$ veličina X_1, pa se može pisati

$$y = G(\bar{x}_1, \bar{x}_2 \ldots . \bar{x}_i, \ldots \bar{x}_N) \tag{3.11}$$

Standardna devijacija vrijednosti $\bar{x}_i$ pojedine izmjerene veličine (kao npr. u ovom slučaju temperature) koja se pojavljuje kao pojedina varijabla funkcije G definirana je prema

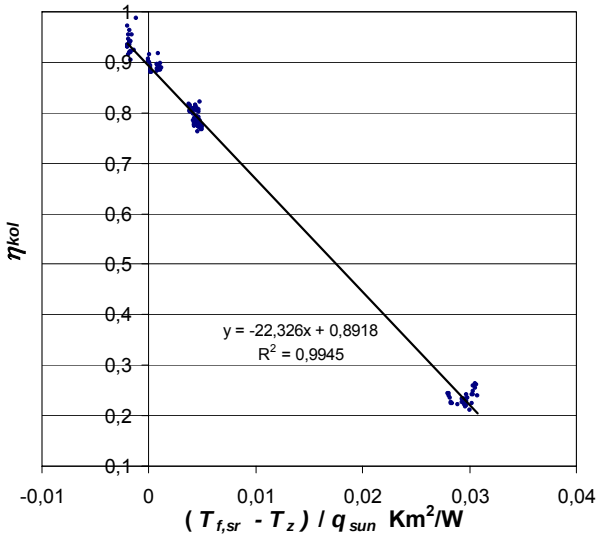
$$s^2(\bar{x}_i) = \frac{1}{n(n-1)} \sum_{j=1}^{n} (x_{i,j} - \bar{x}_i)^2 \tag{3.12}$$

gdje su x_i pojedinačne vrijednosti mjerene veličine X_i zabilježene kroz n mjerenja provedenih pod jednakim uvjetima. t je studentova raspodjela koja je uzeta kao $t = 2$ (prihvaćeno od Western European Calibration Cooperation) što znači da postoji vjerojatnost od 95% da se stvarna vrijednost Y nalazi unutar intervala δY oko dobivene vrijednosti y.

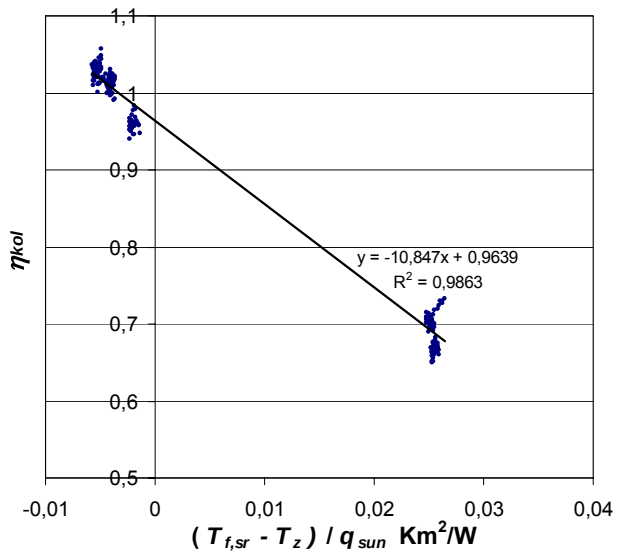
Koristeći prethodne izraze dobivene su mjerne nesigurnosti određivanja učinkovitosti od $\delta Y = 3{,}2$ % i pada tlaka od $\delta Y = 1{,}6$ %.

3.2.8 Rezultati mjerenja učina prototipa

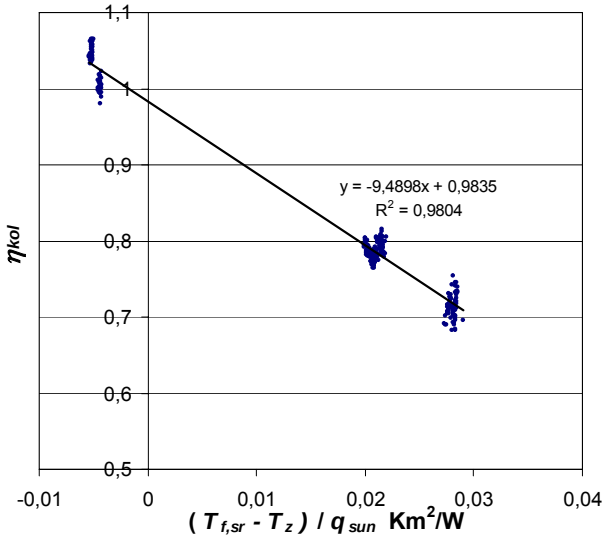
Na Slici 3.12 prikazani su rezultati mjerenja učina nezasjenjenog prototipa kolektora s kojeg je uklonjeno pokrovno staklo. Na Slici 3.13 prikazani su rezultati mjerenja kada je vraćeno pokrovno staklo. U oba su slučaja učinkovitosti izračunate za površinu $A_{aps} = 0.47063$ m^2 koja obuhvaća samo dijelove apsorbera koji izmjenjuju toplinu s radnim fluidom. Na Slici 3.14 prikazani su rezultati mjerenja na prototipu kod kojeg su zasjenjeni i izolirani od okoline svi dijelovi apsorbera, osim onog s V-žlijebovima. Radi usporedbe u posljednjem su skupnom dijagramu na Slici 3.15 prikazani rezultati svih mjerenja.



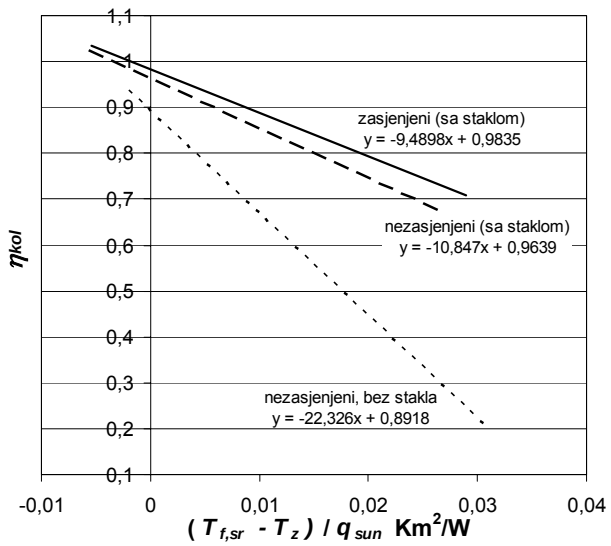
Slika 3.12 Rezultati mjerenja učinkovitosti nezasjenjenog prototipa kada je uklonjeno pokrovno staklo



Slika 3.13 Rezultati mjerenja učinkovitosti nezasjenjenog prototipa sa pokrovnim staklom



Slika 3.14 Rezultati mjerenja učinkovitosti zasjenjenog prototipa sa pokrovnim staklom



Slika 3.15 Usporedba rezultata svih mjerenja na prototipu

Iz gornjih se dijagrama vidi da je učinkovitost kolektora bez stakla značajno niža od kolektora sa staklom što je posebno izraženo kod većih razlika temperatura fluid-okolina. Kada je $T_{f,sr} = T_z$ vrijednost učinkovitosti iznosi $\eta_o = 0.89$ što je vrlo blisko vrijednosti koeficijenta apsorpcije premaza apsorbera $a = 0.9$. Razlika je posljedica malih toplinskih gubitaka uslijed više temperature apsorbera u odnosu na temperaturu zraka i srednju temperaturu fluida. Iz tih se podataka može prema jednadžbi (2.30) izračunati faktor odvođenja topline s apsorbera na fluid F_R

$$F_R = \frac{\eta_0}{1.01 \cdot a} \cong 0.98 \tag{13}$$

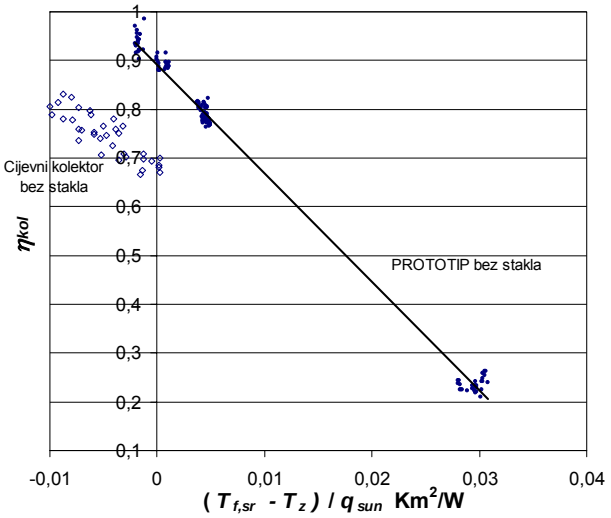
Kod kolektora sa staklom bilo bi prema tim rezultatima za očekivati da će vrijednosti η_0 biti $\eta_0 = F_R \cdot 1.01 \cdot \tau \cdot A = 0.98 \cdot 1.01 \cdot 0.91 \cdot 0.9 \cong 0.81$. Znatno više izmjerene vrijednosti η_0 od 0.96 do 0.98 upućuju na visoke efektivne koeficijente apsorpcije uslijed valovitosti apsorbera, koja dolazi do izražaja tek kada je iznad apsorbera postavljeno staklo. Ono pak uslijed svoje prizmatične strukture reflektira veliki dio zračenja koje se prethodno reflektiralo od valovitih

stjenki žlijebova apsorbera. No, čak i u slučaju da je efektivni koeficijent apsorpcije $a_{eff} = 1$, η_0 bi iznosio najviše $\eta_0 = F_R \cdot \tau \cdot a_{eff} \cong 0.89$.

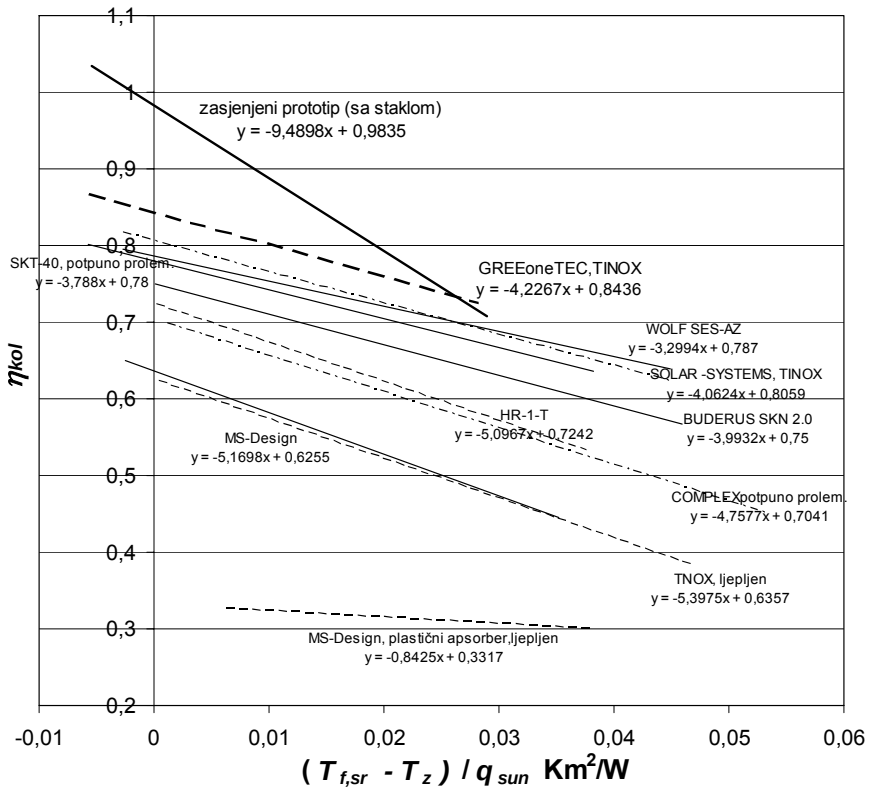
Kako su rezultati ispitivanja zasjenjenog i nezasjenjenog prototipa vrlo bliski pri svim režimima rada (razlike do 3%), očito je da proračunska površina, kao i prisutnost izolacije ne utječu bitno na dobivene vrijednosti učinkovitosti, pa se može sa sigurnošću ustvrditi da su one vjerodostojne. To znači da se vrlo visoke vrijednosti η_0 mogu još jedino objasniti utjecajem od okolnih objekata reflektiranog sunčevog zračenja, koje nije registrirano instrumentom. Kako kod kolektora bez stakla nije uočen utjecaj tog zračenja, može se zaključiti da korišteno staklo ne utječe samo na smanjivanje toplinskih gubitaka prema okolini, već i na smanjivanje gubitaka uslijed refleksije sunčevog zračenja od apsorbera.

3.2.9 Usporedba prototipa i cijevnih kolektora

U nastavku je dana usporedba mjerenih učinkovitosti zasjenjenog prototipa s podacima dobivenim kroz prethodna mjerenja na raznim tipovima cijevnih kolektora i onima uzetim iz certifikata mjerenja dostupnim od strane proizvođača (Buderus, SOLAR-SYSTEMS, WOLF).



Slika 3.16 Usporedba toplinskih karakteristika nezasjenjenog prototipa bez stakla sa cijevnim kolektorom bez stakla, podaci za cijevni kolektor SKT-40 bez stakla iz [25]



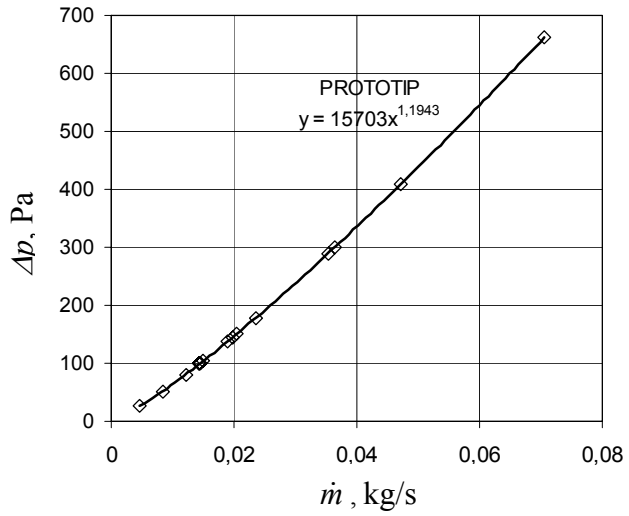
Slika 3.17 Usporedba mjerenjem dobivenih vrijednosti η_{kol} zasjenjenog prototipa i raznih tipova cijevnih kolektora

Iz gornjeg se dijagrama vidi da učinkovitost prototipa bilo bez stakla ili sa staklom nadilazi vrijednosti učinkovitosti svih modela cijevnih kolektora pri svim radnim režimima koji odgovaraju tipičnim uvjetima rada u zimskim i ljetnim mjesecima ($(T_{f,sr}-T_z)$ / q_{sun} = 0÷0.03 Km^2/W, $T_{f,sr}$ = 20÷55 °C). To vrijedi čak i za jedan od najučinkovitijih modela na tržištu – proizvođača GREENoneTEC čije su karakteristike apsorbera (a = 0.96, ε = 0.05) znatno bolje od karakteristika premaza apsorbera prototipa (a = 0.9, ε = 0.15÷0.2). Radi usporedbe, vrijednost faktora F_R izračunata iz podataka mjerenja za GREENoneTEC iznosi F_R = 0.95 dok za SKT-40 F_R = 0.89 , što ukazuje na bolju izmjenu topline između apsorbera i fluida kod prototipa kolektora bez cijevi (F_R = 0.98) , kako je već zaključeno temeljem rezultata analize u Poglavlju 3. Veliki nagib krivulje učinkovitosti prototipa u odnosu na sve ostale modele posljedica je iznimno visokog η_0 i najvjerojatnije povećanih gubitaka apsorbera pri većim razlikama temperatura fluid-okolina, gdje do izražaja dolaze veći gubici zračenjem uslijed visokog koeficijenta emisije premaza, te veći gubici slobodne konvekcije uslijed povećanja površine valovitog apsorbera od

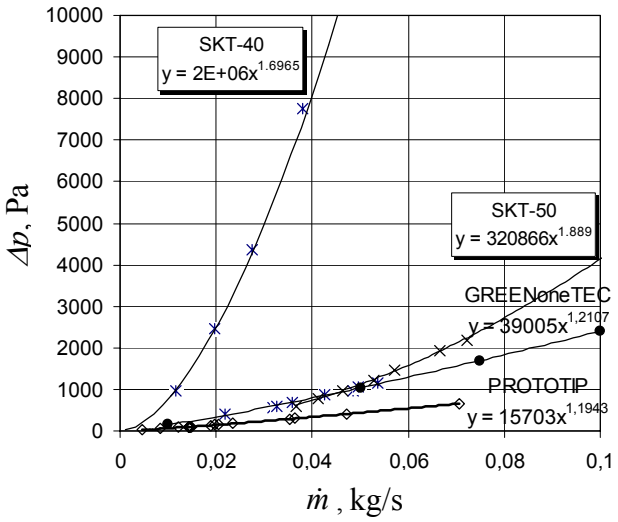
20% u odnosu na projiciranu površinu. Utjecaj spomenutih parametara analiziran je kroz numeričke simulacije u nastavku rada, s ciljem mogućeg podizanja učinkovitost prototipa. Ovdje je interesantno primijetiti kako kolektor s vrlo niskom učinkovitosti, kod kojeg je spoj između cijevi i plastičnog apsorbera ostvaren lijepljenjem, ima i vrlo blagi nagib krivulje učinkovitosti. Isto tako, uočava se kako kolektori SKT-40, Buderus SKN 2.0 i WOLF SES-AZ imaju blaži nagib krivulje od GREENoneTEC-ovog kolektora koji je učinkovitiji u svim režimima rada.

3.2.10 Rezultati mjerenja pada tlaka

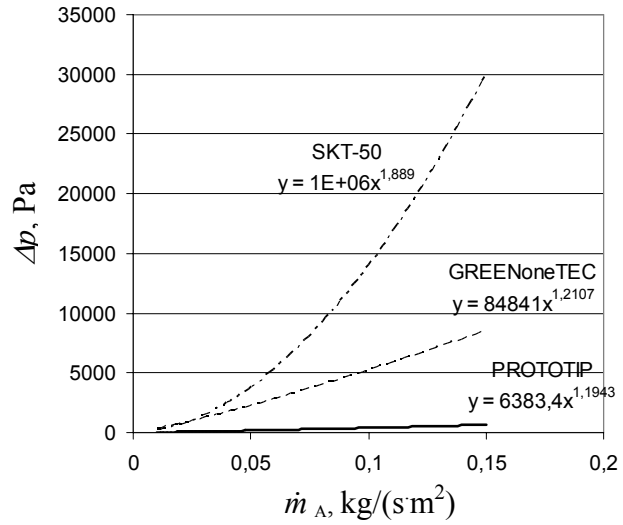
Rezultati mjerenja pada tlaka kroz prototip kolektora dani su u dijagramu na Slici 3.19 te na Slici 3.20 uz podatke mjerenja za cijevne kolektore sa serpentinom i paralelnim registrom. Obzirom na velike razlike u veličini apsorbera ispitanih kolektora i prototipa, radi mjerodavne su usporedbe u posljednjem dijagramu na Slici 3.21 podaci o padu tlaka prikazani u ovisnosti o masenom protoku izraženom po jedinici površine apsorbera.



Slika 3.18 Rezultati mjerenja pada tlaka fluida kroz kanal prototipa



Slika 3.19 Rezultati mjerenja pada tlaka za prototip i kolektore s cijevnom serpentinom (SKT-40) i paralelnim registrom (SKT-50, GREENoneTEC)



Slika 3.20 Rezultati mjerenja pada tlaka za prototip i kolektore s paralelnim registrom (SKT-50, GREENoneTEC) izraženi preko masenog protoka po jedinici aktivne površine apsorbera

Kako se vidi iz gornjih dijagrama, pad tlaka kroz prototip znatno je manji je od padova tlakova kolektora s cijevnom serpentinom kao i od onih s paralelnim registrima. Iz posljednjeg se dijagrama vidi da bi prototip s površinom apsorbera jednakom komercijalnim cijevnim kolektorima pri proporcionalno povećanim protocima isto tako imao *cca.* 13 puta niži pad tlaka u odnosu na cijevni kolektor. To je posljedica znatno manjih brzina u kanalu prototipa (0.01 ÷ 0.05 m/s) u odnosu na brzine u cijevima (kod paralelnog registra 0.1 ÷1.5 m/s) koje odgovaraju

identičnim radnim i ispitnim protocima (0.05 ÷ 0.15 kg/(s·m^2)). Kako je pokazano u Poglavlju 5, pri tim je protocima koeficijent prijelaza topline u kanalu prototipa približno jednakog iznosa (α_f = 300 ÷1100 W/(m^{2}K)) kao kod cijevnih (GREENoneTEC α_f = 380 ÷ 990 W/(m^{2}K), unatoč za red veličine nižim brzinama strujanja.

3.3 OSVRT NA REZULTATE MJERENJA

Rezultati mjerenja su pokazali da je razvijeni prototip s valovitim apsorberom učinkovitiji od svih modela cijevnih kolektora dostupnih na tržištu pri uobičajenim radnim parametrima. Ovim su rezultatima potvrđeni zaključci dobiveni analizom izraza za izmjenu topline u kolektorima, da konstrukcije kolektora bez cijevi lišene otpora prolazu topline uslijed zavara i s velikom površinom izmjene topline apsorber-fluid, rezultiraju superiornim toplinskim karakteristikama. Unatoč lošim optičkim karakteristikama korištenog jeftinog premaza apsorbera, dobivene su iznimno visoke vrijednosti učinkovitosti pri manjim razlikama temperatura fluid-okolina. To i primjetno veliki nagib krivulje učinkovitosti, analizirani su kroz simulacije na različitim modelima kolektora danim u nastavku. Prototip bez pokrovnog stakla po svojim je toplinskim karakteristikama još prikladniji od cijevnog kolektora za korištenje u solarnim dizalicama topline uslijed povećane površine izmjene topline sa okolišnim zrakom u odnosu na ravni apsorber cijevnog kolektora, te manjeg otpora izmjeni topline apsorber-fluid, a što ga čini prikladnim i za primjene s nešto višim temperaturama fluida (kao npr. za zagrijavanje bazenske vode). Isto tako ovakav bi kolektor bi pogodan iz solarne sustave s prirodnom cirkulacijom kod kojih uslijed niskih protoka medija i velikih promjera cijevi (niskih koeficijenata prijelaza topline u cijevi) dolazi do pada učinkovitosti cijevnih kolektora sa cijevnom serpentinom, kakvi se obične koriste takvim sustavima. Kako je kod prototipa pad tlaka znatno niži u odnosu na cijevne kolektore, to se mogu očekivati veći protoci u odnosu na sustave s cijevnim kolektorima. Dodatna prednost prototipa su i više vrijednosti koeficijenata prijelaza topline pri identičnim protocima.

Pad tlaka u prototipu kolektora je za red veličine niži od pada tlaka kroz kolektore s paralelnim registrom cijevi pri identičnim protocima svedenim na površinu apsorbera, uz zadržavanje jednako visokih koeficijenata prijelaza topline s apsorbera na fluid. To je još jedan od razloga

(pored veće čvrstoće i efektivne apsorpcije) zašto su za osnovnu geometriju prototipa kolektora odabrane ploče visoko-učinkovitih pločastih izmjenjivača topline, a ne ravne ploče.

Trenutnu konstrukciju apsorbera prototipa kolektora potrebno je izmijeniti u smislu uklanjanja površina (otvora priključka, dijelova odvojenih zavarom, prirubnica) koje ne doprinose izmjeni topline između apsorbera i fluida u ukupnoj površini poče apsorbera. Termografska analiza temperatura apsorbera i lokalnih koeficijenata prijelaza topline dana u nastavku pokazati će da li je potrebno cijeli apsorber izvesti sa V-žlijebovima, ili se može zadržati postojeća konstrukcija ploča koja uključuje dvije distribucijske zone.

4. OPIS NUMERIČKIH MODELA IZMJENE TOPLINE U KOLEKTORIMA

U prethodnom poglavlju analitičkim i poluempirijskim je izrazima opisan složeni mehanizam izmjene topline u ostakljenom kolektoru sunčevog zračenja, koji uključuje zračenje i slobodnu konvekciju u prostoru između apsorbera i stakla, zračenje i prisilnu konvekciju sa površine stakla na okolinu, te prolaz topline od ploče apsorbera na fluid koji struji bilo u cijevi ili između dviju ploča pločastog izmjenjivača. Koristeći te izraze, tada je provedena analiza utjecaja pojedinih konstrukcijskih parametara na toplinske karakteristike čime su dobivene smjernice za detaljniju analizu utjecaja nedovoljno istraženih parametara kao što su geometrija zavara, koeficijent prijelaza topline u cijevi i udaljenosti stakla od apsorbera, ne bi li se uočio način za daljnje povećanje učinkovitost. U tu su svrhu razvijeni detaljni 2D i 3D numerički modeli simulacije izmjene topline, opisani u ovom poglavlju, a koji se temelje na rješavanju diskretiziranih diferencijalnih jednadžbi izmjene topline u numeričkoj domeni koja vjerno oslikava geometriju promatranog cijevnog kolektora. Kako su rezultati tih simulacija pokazali da nema mjesta značajnijem povećanju učinkovitosti simuliranog cijevnog kolektora, razvijeni su razni numerički modeli kolektora bez cijevi, na temelju kojih je u konačnici konstruiran prototip kolektora bez cijevi. Rezultati simulacija izmjene topline u prototipu iskorištene su naknadno za ocjenu učinkovitosti pojedinih dijelova ploča i mjera za daljnje poboljšanje toplinskih karakteristika.

U prvom su dijelu ovog poglavlja opisane diferencijalne jednadžbe za modeliranje izmjene topline zračenjem i slobodnom konvekcijom, te rubni uvjeti korišteni u navedenim numeričkim simulacijama izmjene topline u kolektorima, provedenim uz pomoć numeričkog koda FLUENT. U zasebnom su dijelu dani detalji vezani uz izgled i dimenzije numeričke domene 2D i 3D modela kolektora sa cijevi i bez cijevi, te razvijenog prototipa u kojima su provedene simulacije izmjene topline.

Detalji vezani uz diskretizaciju diferencijalnih jednadžbi koje opisuju spomenute mehanizme izmjene topline i numeričkih algoritama za rješavanje sustava istih, dani su u poglavlju o simulaciji strujanja kroz kanale pločastih izmjenjivača (Poglavlje 6).

4.1 IZMJENA TOPLINE ZRAČENJEM

4.1.1 Discrete ordinates (DO) model zračenja

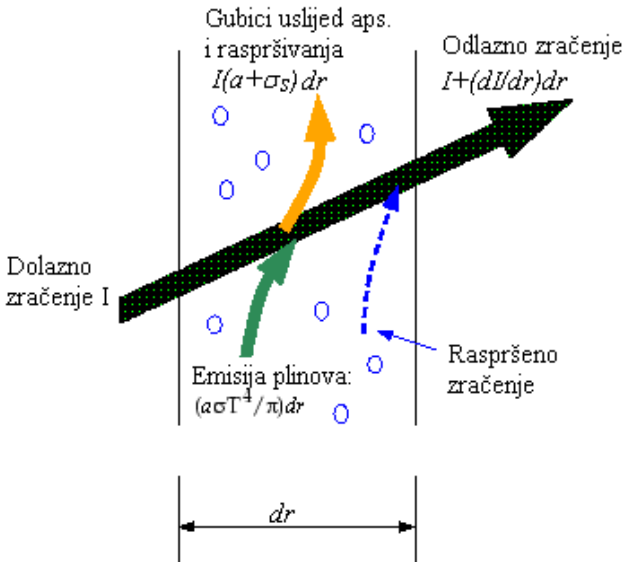
Izmjena topline zračenjem između apsorbera i površine stakla modelirana je uz pomoć numeričkog modela DO ("Discrete Ordinates"). DO model rješava transportnu jednadžbu zračenja (jedn. (4.1)) u konačnom broju diskretnih kontrolnih kuteva. Transportna jednadžba stacionarnog zračenja (4.1) opisuje proces zračenja u mediju koeficijenta apsorpcije a, emisije ε i raspršivanja σ_s (Slika 4.1) u proizvoljnoj točci $c0$ fizikalne domene za smjer zračenja $\vec{\Omega}$ kako je pokazano Slikom 4.2.

$$d\Omega \frac{dI(\vec{r},\vec{\Omega})}{d\Omega}\bigg|_{\vec{\Omega}} = -(a+\sigma_s) I(\vec{r},\vec{\Omega}) + an^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_{\vec{\Omega}'=4\pi} I(\vec{r},\vec{\Omega}')\phi(\vec{r},\vec{\Omega}'\to\vec{\Omega})d\Omega' \qquad (4.1)$$

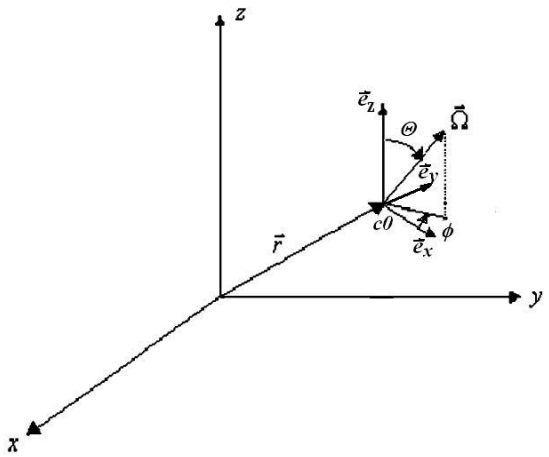
pri čemu je $I(\vec{r},\vec{\Omega})$ (W/m^2) intenzitet zračenja, $\vec{\Omega}$ je vektor smjera širenja zračenja, $\vec{r}$ je vektor položaja pojedine točke u prostornom koordinatnom sustavu, T je temperatura medija (K), σ je Steffan-Boltzmanova konstanta, n je indeks loma medija, dok je $\phi(\vec{r},\vec{\Omega}'\to\vec{\Omega})$ funkcija raspršenog zračenja koje dolazi iz smjera vektora $\vec{\Omega}'$ te odlazi u smjeru vektora $\vec{\Omega}$.

Lijeva strana gornje jednadžbe (4.1) predstavlja prirast intenziteta zračenja uslijed prolaska kroz medij na putu $d\Omega$ (u smjeru $\vec{\Omega}$), nakon gubitaka uslijed apsorpcije i raspršivanja na molekulama medija (prvi član desne strane jednadžbe), dobitaka uslijed apsorpcije zračenja od molekula medija temperature T (drugi član) te raspršenog zračenja (treći član).

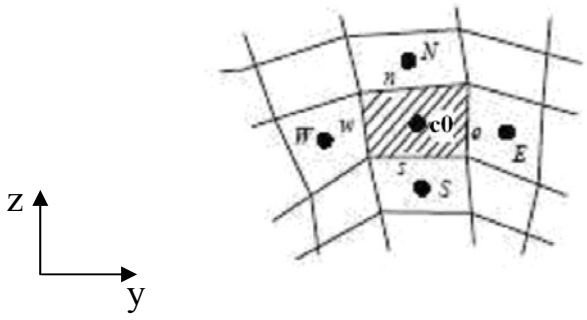
Posljednji član koji opisuje doprinos uslijed raspršenog zračenja ne dolazi do izražaja u promatranom slučaju modeliranja izmjene topline u zračnom prostoru između apsorbera i stakla, te je isključen iz proračuna u tom dijelu domene definiranjem koeficijenta raspršivanja $\sigma_s = 0$. Udio raspršenog zračenja u ukupnom dolazi do izražaja kod za zračenje propusnih medija, poput stakla ili pak kod nečistih plinova poput produkata izgaranja koji sadrže čestice čađe, ili pak kod izrazito vlažnog uzduha. Isto tako i prvi se član može zanemariti u međuprostoru između apsorbera i stakla jer je koeficijent apsorpcije zraka vrlo mali.



Slika 4.1 Prikaz mehanizma izmjene topline zračenjem u mediju koeficijenta apsorpcije a, emisije ε i raspršivanja σ_s



Slika 4.2 Apsolutni prostorni i relativni kutni koordinatni sustav oko prostorne točke c0



Slika 4.3 Kontrolni volumen u prostornoj domeni

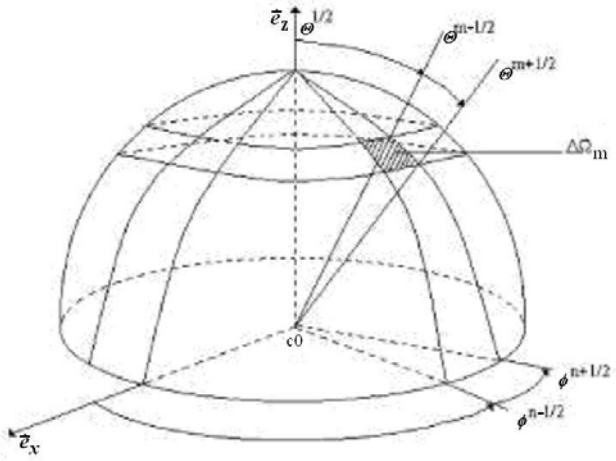
Rubni uvjet jednadžbe (4.1) predstavlja zračenje stjenki koje omeđuje fizičku domenu. Prema tome je intenzitet zračenja $I_{stj}\left(\vec{\Omega}\right)$ koji odlazi sa stjenke definiran jednadžbom (4.2).

$$I_{stj}\left(\vec{\Omega}\right)=\varepsilon_{stj}n^2\frac{\sigma T^4}{\pi}+\frac{1-\varepsilon_{stj}}{\pi}\int_{\vec{\Omega}'\cdot\vec{n}>0}I_{stj}\left(\vec{\Omega}'\right)\left|\vec{\Omega}'\cdot\vec{n}\right|d\Omega' \tag{4.2}$$

gdje je $\vec{n}$ vektor normale površine a ε_{stj} koeficijent emisije stjenke.
Pretpostavljeno je da stjenke difuzno (raspršeno) emitiraju (prvi član desne strane gornje jednadžbe (4.2)) i difuzno reflektiraju dolazno raspršeno zračenje (drugi član).

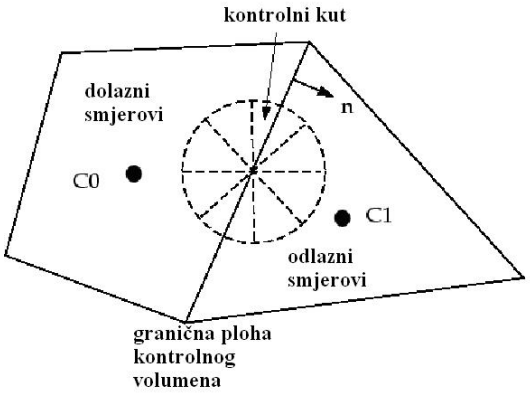
Primjenom DO metode jednadžbe zračenja (4.1) zamjenjuje se skupom diskretnih jednadžbi koje opisuju zračenje u točci c0 u pojedinim diskretnim smjerovima $\vec{\Omega}_m$ (Slika 4.4)

$$d\Omega_m\left.\frac{dI\left(\vec{r},\vec{\Omega}_m\right)}{d\Omega_m}\right|_{\vec{\Omega}m}=-\left(a+\sigma_s\right)I\left(\vec{r},\vec{\Omega}_m\right)+an^2\frac{\sigma T^4}{\pi}+\frac{\sigma_s}{4\pi}\int_{\vec{\Omega}'_m=4\pi}I\left(\vec{r},\vec{\Omega}'_m\right)\phi\left(\vec{r},\vec{\Omega}'_m\rightarrow\vec{\Omega}_m\right)d\Omega'_m \tag{4.3}$$



Slika 4.4 Diskretizacija kutnog prostora oko točke c0 kontrolnim kutovima $\Delta\Omega_m$ (prikaz gornje polutke)

Broj tih smjerova jednak je broju kontrolnih kuteva $\Delta\Omega_m$ na koje je diskretiziran kutni prostor 4π oko točke c0. Tako svaki oktant kutnog prostora (tj. koordinatnog sustava) sadrži $N_\Theta \times N_\phi$ kontrolnih kuteva (Slika 4.4) nastalih diskretizacijom kutnog prostora u smjeru polarnog kuta Θ i azimuta ϕ. U dvodimenzionalnom prostoru diskretizirana jednadžba zračenja rješava se zbog simetrije u 4 oktanata (Slika 4.5) tako da ukupan broj smjerova $\vec{\Omega}_m$ oko točke *c*0 iznosi $4N_\Theta \times N_\phi$ dok u 3D prostoru $8N_\Theta \times N_\phi$.



Slika 4.5 Položaj kontrolnih kuteva na plohi kontrolnog volumena (2D prikaz), $N_\Theta = N_\phi = 2$

Za rješenje diskretne jednadžbe zračenja (4.3) u FLUENT-u je primijenjena konzervativna varijanta DO metode tj. metoda konačnih volumena prema Chui [33] i Raithby [34]. Prema toj se metodi jednadžba (4.3) integrira oko kontrolnog volumena ΔV na koji je podijeljena numerička domena (Slika 4.3) i oko kontrolnog kuta $\Delta\Omega_m$. Tada se dobije jednadžba (4.4) (uz primjenu divergentnog teorema za transformaciju volumnog integrala gradijenta intenziteta u površinski integral)

$$\int_{\Delta\Omega_m}\oint_{\Delta V} I(\vec{r},\vec{\Omega}_m)d\Omega_m dA = -\int_{\Delta\Omega_m}\oint_{\Delta V}(a+\sigma_s)I(\vec{r},\vec{\Omega}_m)d\Omega_m dA + \int_{\Delta\Omega_m}\oint_{\Delta V} an^2\frac{\sigma T^4}{\pi}d\Omega_m dA +$$
$$+\frac{\sigma_s}{4\pi}\int_{\Delta\Omega_m}\oint_{\Delta V}\left(\int_{\vec{\Omega}'_m=4\pi} I(\vec{r},\vec{\Omega}'_m)\phi(\vec{r},\vec{\Omega}'_m\rightarrow\vec{\Omega}_m)d\Omega'_m\right)d\Omega_m dA \tag{4.4}$$

Ukoliko se pretpostavi da je intenzitet zračenja u točci c0 u smjeru $\vec{\Omega}_m$ konstantan po cijeloj površini kontrolnog kuta $\Delta\Omega_m$ i plohi kontrolnog volumena, te iznosi I^m_{c0}, onda se gornja jednadžba za primjer kontrolnog volumena sa Slike 4.3 može pisati u algebarskom obliku kao

$$D_x A_{e,w}\left(I^m_e - I^m_w\right) + D_y A_{n,s}\left(I^m_n - I^m_s\right) = -(a+\sigma_s)I^m_{c0}\Delta V\Delta\Omega_m + an^2\frac{\sigma}{\pi}T^4_{c0}\Delta V\Delta\Omega_m +$$
$$+\frac{\sigma_s}{4\pi}I'^m_{c0}\,\phi\Delta\Omega'_m\,\Delta V\Delta\Omega_m \tag{4.5}$$

pri čemu se D_x i D_y odnose na koordinate vektora smjera $\vec{\Omega}_m$ u prostornom koordinatnom sustavu. Indeksi *e, n, w, s* odnose se na vrijednosti intenziteta zračenja na plohama (stranicama) kontrolnog volumena ΔV (u smjeru $\vec{\Omega}_m$). Da bi se izračunala vrijednost intenziteta u točci *c*0 potrebno je još izračunati vrijednosti intenziteta zračenja na plohama iz podataka o vrijednostima istih u središtima susjednih kontrolnih volumena, što je učinjeno tzv. jednostavnom interpolacijskom (step) shemom opisanom u [34]. Algebarska jednadžba sličnog oblika gornjoj jednadžbi (4.5) dobije se integrirajući jednadžbu rubnog uvjeta (4.2) za kontrolne volumene uz stjenke.

Na opisani način nastaje skupina od $4N_\Theta \times N_\phi$ (u ovom slučaju $N_\Theta = N_\phi = 2$) algebarskih jednadžbi u 2D prostoru odnosno $8N_\Theta \times N_\phi$ u prostoru 3D koje se moraju riješiti za svaki pojedini kontrolni volumen (središte *c*i). Te se jednadžbe rješavaju nakon što je prethodno iterativno dobiveno temperaturno polje iz diskretiziranih osnovnih jednadžbi dinamike fluida (jedn. kontinuiteta, količine gibanja i energetske jednadžbe) kako je već opisano u poglavlju o strujanju kroz kanale pločastih izmjenjivača (Poglavlje 6). Potom se opet rješavaju osnovne jednadžbe strujanja kroz isti broj iteracija (u ovom slučaju 10), i tako sve dok se ne postigne konvergentno rješenje, odnosno temperaturno polje koje zadovoljava sustav osnovnih i jednadžbi zračenja.

Sustav algebarskih jednadžbi zračenja je nelinearan zbog ovisnosti izvornog člana o intenzitetu zračenja (posljednji član jednadžbe zračenja) koji, unatoč zanemarenju toga člana u mediju kroz koji prolazi zračenje (zraku), dolazi do izražaja kod rješavanja diskretizirane jednadžbe rubnog uvjeta (4.2) gdje za staklo i apsorber vrijedi $\varepsilon_{stj} < 1$. Iz tih je razloga, kao i kod rješavanja sustava osnovnih jednadžbi, primijenjena kombinacija "Gauss-Seidel" i "AMG" ("Algebraic Multigrid") metode za rješavanje sustava diskretiziranih jednadžbi zračenja kako bi se izbjegli problemi s divergencijom kakvi su se pojavljivali prilikom primjene "TDMA" ("Diagonal Matrix Algorithm") metode [35].

4.1.2 Usporedba DO modela s ostalim modelima zračenja

Pored predstavljenog DO modela u FLUENT-u su na raspolaganju slijedeći modeli izmjene topline zračenjem koji su potencijalno interesantni za modeliranje zračenja između stjenke apsorbera i stakla:

DTRM ("Discrete Transfer Radiation Model") - bazira se na integraciji jednadžbe zračenja (4.1) (ali bez posljednjeg člana za raspršeno zračenje, te $n = 1$ i $\sigma_s = 0$) u smjeru svake pojedine zrake koju emitira pojedini segment rubne stjenke u raznim smjerovima i prolazi kroz niz kontrolnih volumena na koje je podijeljena numerička domena. Točnost metode ovisi ponajprije o broju emitiranih zraka. Unatoč relativnoj jednostavnosti DTRM modela, povećanje broja zraka umnogome opterećuje proces računanja. Dodatni nedostatak ove metode je da ne omogućava modeliranje zračenja kroz prozirne medije poput stakla, te isto tako ne omogućava proračun

zračenja po pojedinim spektrima valnih duljina (dugovalno, kratkovalno zračenje) kao što je to slučaj s DO modelom. Ovdje valja napomenuti da je u promatranom slučaju kada se promatrala izmjena topline samo između apsorbera i stakla (bez uzimanja u obzir propusnosti stakla) DTRM model dao rezultate koji se tek neznatno razlikuju od onih dobivenih primjenom DO modela, uz dulje potrebno vrijeme računanja.

S2S ("Surface-to-surface") model se temelji na proračunu toka zračenja koji je došao i koji je emitiran sa segmenta pojedine rubne stjenke, bez rješavanja diferencijalne jednadžbe (4.1). Pri tome se dolazno zračenje računa uz pomoć faktora konfiguracije (view factor) koji ovisi o međusobnom položaju, veličini i međusobnoj udaljenosti između stijeni. Ovaj model također ne omogućuje modeliranje zračenja kroz prozirne stjenke niti proračun po spektrima valnih duljina. Najveća je prednost kraće vrijeme računanja po iteraciji u odnosu na DO i DTRM modele, no s druge strane zahtjevi na memoriju računala rapidno rastu s povećanjem broja površina. Glavni pak nedostatak leži u proračunu spomenutih faktora konfiguracije o kojima ovisi točnost proračuna, čiji su rezultati o ovom slučaju bitno odstupali od onih dobivenih DO i DTRM modelom.

P-1 i Rosseland modeli s jedne strane bitno skraćuju vrijeme računanja no s druge su strane ograničeni na slučajeve kada je optička duljina $a \cdot B$ (B je udaljenost između stjenki) vrlo velika odnosno vrlo mala. U tom je smislu prednost primijenjenog DO modela to što on obuhvaća široki spektar optičkih duljina.

Od svih prikazanih modela DO model se pojavljuje kao je najsveobuhvatniji, omogućujući modeliranje izmjene topline zračenjem kroz razne tipove medija (od fluida do prozirnih stjenki) pri različitim valnim i optičkim duljinama, pri umjerenim zahtjevima na procesor (vrijeme računanja) i memoriju. Iz tih je razloga primijenjen u razvoju modela izmjene topline između apsorbera i stakla.

4.2 IZMJENA TOPLINE SLOBODNOM KONVEKCIJOM

Slobodna konvekcija je dominantan mehanizam izmjene topline u zatvorenom prostoru između ploče apsorbera i pokrovnog stakla kolektora. Iz tog je razloga točnost modeliranja slobodne konvekcije od izrazitog utjecaja na točnost simulacije izmjene topline u kolektoru. Model slobodne konvekcije temelji se na rješavanju jednadžbi kontinuiteta, količine gibanja i energetske jednadžbe za slobodnu konvekciju uz vertikalnu i nagnutu stjenku izvedenih uz Boussinesq-ove pretpostavke o ovisnosti gustoće medija (zraka) o temperaturi samo u uzgonskom članu. Te su jednadžbe opisane u nastavku. Model je zbog primjene Boussinesq-ove pretpostavke ograničen samo na slučajeve kada su temperaturne razlike u domeni dovoljno male i kada je strujanje laminarno, odnosno Rayleigh-ev broj < 10^8, a što se upravo i pokazalo takvim u provedenim simulacijama.

4.2.1 Osnovne jednadžbe laminarnog graničnog sloja

4.2.1.1 Strujanje uz vertikalnu stjenku

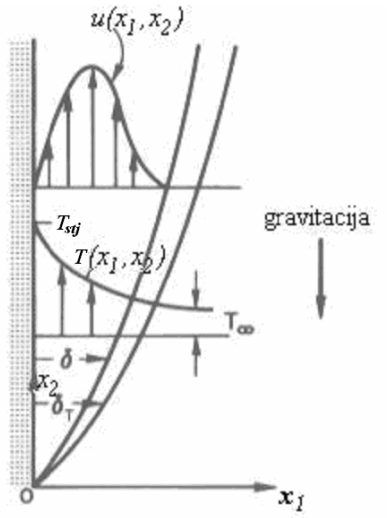
Promatrajući stacionarno strujanje stlačivog fluida uz vertikalnu stjenku izazvano djelovanjem gravitacijske sile (Slika 4.6), možemo pisati jednadžbu kontinuiteta, jednadžbu količine gibanja (jednadžbe ravnoteže sila tj. Navier-Stokes-ove jednadžbe) i energetsku jednadžbu (zanemarujući viskoznu disipaciju i rad uslijed kompresije fluida) za smjer x_i kao

$$\frac{\partial\left(\rho u_j\right)}{\partial x_j} = 0 \tag{4.6}$$

$$\frac{\partial\left(\rho u_i u_j\right)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j}\right) + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu_v - \frac{2}{3}\mu\right)\frac{\partial u_k}{\partial x_k}\delta_{ji}\right] + \rho f_i \tag{4.7}$$

$$\frac{\partial\left(\rho c u_j T\right)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\lambda\frac{\partial T}{\partial x_j}\right) \tag{4.8}$$

gdje je f_i specifična masena sila, μ koeficijent dinamičke viskoznosti, μ_v koeficijent volumenske viskoznosti.



Slika 4.6 Temperaturni i profil brzina u laminarnom strujanju fluida pri slobodnoj konvekciji uz grijanu vertikalnu stjenku

Tlak p se može prikazati kao zbroj $p = p_\infty + p'$. Ovdje p_∞ predstavlja hidrostatski tlak pri konstantnim vrijednostima gustoće i temperature koji vladaju izvan graničnog sloja (ρ_∞, T_∞) i mijenja se prema $p_\infty = \rho_\infty g x_2$. Tlak p' jednak je razlici između stvarnog tlaka p i tlaka p_∞.
Ukoliko deriviramo ovako izraženo polje tlaka u smjeru osi x_1 i x_2 dobijemo

$$\frac{\partial p}{\partial x_1} = \frac{\partial p'}{\partial x_1} \tag{4.9a}$$

$$\frac{\partial p}{\partial x_2} = -\rho_\infty g + \frac{\partial p'}{\partial x_2} \tag{4.9b}$$

Kada izraze (4.9a,b) uvrstimo u izraz (4.7) dobijemo za smjer x_1 i x_2 slijedeće izraze

$$\rho_\infty \left(u_1 \frac{\partial u_1}{\partial x_1} + u_2 \frac{\partial u_1}{\partial x_2} \right) = -\frac{\partial p'}{\partial x_1} + \mu \left(\frac{\partial^2 u_1}{\partial {x_1}^2} + \frac{\partial^2 u_1}{\partial {x_2}^2} \right) \tag{4.10}$$

$$\rho_\infty \left(u_1 \frac{\partial u_2}{\partial x_1} + u_2 \frac{\partial u_2}{\partial x_2} \right) = -\frac{\partial p'}{\partial x_2} + \mu \left(\frac{\partial^2 u_2}{\partial {x_1}^2} + \frac{\partial^2 u_2}{\partial {x_2}^2} \right) + g\left(\rho_\infty - \rho\right) \tag{4.11}$$

U skladu s Boussinesq-ovom pretpostavkom, u izrazima (4.10) i (4.11) zanemarena je promjena gustoće u svim članovima ($\rho = \rho_\infty$) osim u posljednjem članu desne strane jednadže (4.11) koji predstavlja uzgonske sile uzrokovane promjenama gustoće uslijed temperaturnih razlika u fluidu. Ukoliko primjenimo aproksimaciju

$$\rho \cong \rho_\infty \left[1 - \beta'\left(T - T_\infty\right)\right] \tag{4.12}$$

gdje je, temeljem pretpostavke o linearnoj zavisnosti gustoće o temperaturi, izobarni koeficijent prostornog termičkog rastezanja β' definiran kao

$$\beta' = -\frac{1}{\rho_\infty}\left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_p \tag{4.13}$$

dobiva se slijedeći oblik jednadžbe količine gibanja u smjeru osi x_2

$$\rho_\infty\left(u_1\frac{\partial u_2}{\partial x_1} + u_2\frac{\partial u_2}{\partial x_2}\right) = -\frac{\partial p'}{\partial x_2} + \mu\left(\frac{\partial^2 u_2}{\partial {x_1}^2} + \frac{\partial^2 u_2}{\partial {x_2}^2}\right) + \rho_\infty g\beta'\left(T - T_\infty\right) \tag{4.14}$$

Iz posljednje se jednadžbe vidi da su polje brzina i temperaturno polje međusobno ovisni. Ovdje je potrebno naglasiti da izvedene jednadžbe, odnosno Boussinesq-ova pretpostavka vrijedi sve dok su razlike temperatura fluida i stjenke dovoljno male tj. kad je $\beta'\left(T - T_\infty\right) << 1$, što je i bio slučaj u svim provedenim simulacijama izmjene topline u sunčevom kolektoru između stijenki apsorbera, kućišta i stakla s jedne strane te zraka s druge.

4.2.1.2 Slobodna konvekcija na nagnutoj stjenci

Kako je u prostoru između apsorbera i stakla prisutna konvekcija uz stjenku nagnutu pod kutom od γ prema horizontali za simulaciju slobodne konvekcije korištene su slijedeće jednadžbe

$$\rho_\infty\left(u_1\frac{\partial u_1}{\partial x_1}+u_2\frac{\partial u_1}{\partial x_2}\right)=-\frac{\partial p'}{\partial x_1}+\mu\left(\frac{\partial^2 u_1}{\partial {x_1}^2}+\frac{\partial^2 u_1}{\partial {x_2}^2}\right)+\rho_\infty g\beta'\left(T-T_\infty\right)\sin\beta \qquad (4.15)$$

$$\rho_\infty\left(u_1\frac{\partial u_2}{\partial x_1}+u_2\frac{\partial u_2}{\partial x_2}\right)=-\frac{\partial p'}{\partial x_2}+\mu\left(\frac{\partial^2 u_2}{\partial {x_1}^2}+\frac{\partial^2 u_2}{\partial {x_2}^2}\right)+\rho_\infty g\beta'\left(T-T_\infty\right)\cos\beta \qquad (4.16)$$

pri čemu je vertikalna komponenta gravitacijske sile zamijenjena komponentama u smjeru osi x_1 i x_2 koordinatnog sustava zarotiranog za kut γ u odnosu na onaj prikazan na Slici 4.6.

4.2.2 Diskretizacija jednadžbi slobodne konvekcije

Diskretizacija prethodno navedenih jednadžbi koje opisuju slobodnu konvekciju između apsorbera i stakla provedena je na način opisan u poglavlju o modeliranju strujanja kroz kanale pločastih izmjenjivača (Poglavlje 6). Tako je pri diskretizaciji konvektivnog člana (lijeva strana jedn. količine gibanja) korištena interpolacijska shema "protiv struje" drugog reda točnosti. Za izračun vrijednosti tlaka na plohama kontrolnih volumena korištena je bilo "standardna" ili "PRESTO interpolacijska shema" čiji pak odabir nije utjecao na rezultate simulacije. Prilikom određivanja polja brzina i tlaka korišten je "SIMPLE algoritam" za korekciju tlaka i brzine.

4.3 OPIS NUMERIČKE DOMENE SIMULIRANIH MODELA KOLEKTORA

Simulacija izmjene topline u 2D i 3D prostoru numeričke domene provedena je na osam modela kolektora. Provedene simulacije na raznim modelima daju uvid u utjecaj pojedinih konstrukcijskih rješenja, geometrijskih parametara te karakteristika premaza apsorbera na učinkovitost kolektora. 2D modeli primijenjeni su zbog znatno kraćeg vremena potrebnog za provedbu same simulacije kao i ograničenog kapaciteta računala. 3D modeli, iako numerički zahtjevniji, s druge strane daju vjernije rezultate stvarnim i sveobuhvatniji prikaz izmjene topline po cijelom volumenu kolektora, te su primijenjeni kad god je veličina numeričke domene to dopuštala obzirom na kapacitet računala, odnosno kada su očekivane značajnije razlike između rezultata dobivenih pojedinim modelom u 2D i 3D prostoru.

4.3.1 Pregled modela

Prvi model 2D (Slika 4.7) u osnovnim dimenzijama identičan je testiranom cijevnom tipu kolektora, te se sastoji od apsorberske ploče debljine 0.3 mm na koju su zavarene cijevi, pri čemu se nastojalo što vjernije preslikati stvarni izgled korijena zavara. Drugi dio domene sastoji se od fluida – zraka koji je omeđen stjenkom stakla smještenoj na udaljenosti B = 21 mm od apsorberske ploče, te bočnim stjenkama. Izolacija apsorberske ploče i općenito cijele donje strane kolektora uzeta je u obzir kroz adijabatske toplinske rubne uvjete definirane na donjim stjenkama apsorbera, korijena zavara i cijevi. Rezultati simulacije uspoređeni su s rezultatima mjerenja, kako bi se ocijenila točnost modela. Potom su provedene dodatne simulacije kako bi se ispitao utjecaj koeficijenta prijelaza topline na strani fluida u cijevima na učinkovitost kolektora. Simulirana su i dodatna tri podmodela kod kojih je varirana širina i visina zavara, kako bi se ispitao utjecaj dimenzija zavara na učinkovitost.

Drugi model 2D (Slika 4.8) identičan je prvom u svim geometrijskim detaljima osim što u ovom slučaju nema cijevi. Umjesto kroz cijevi, zamišljeno je da fluid prolazi kroz kanal omeđen dvjema ravnim pločama, od kojih je jedna apsorber. U simuliranom modelu nema donje ploče kanala već je strujanje fluida simulirano zadavanjem koeficijenta prijelaza topline na gornjoj ploči spomenutog kanala tj. stjenci apsorbera. Kroz ovaj model ispitan je utjecaj zavara i cijevi, odnosno nepostojanje istih, na moguće povećanje učinkovitosti ispitanog cijevnog kolektora, kao i utjecaj koeficijenta prijelaza topline na strani fluida u kanalu na učinkovitost.

Treći model 2D (Slika 4.9) identičan je drugome osim što je ploča apsorbera valovita uz identične dimenzije valova (žlijebova) kao kod ispitanog prototipa kolektora koji se sastoji od valovitih ploča pločastog izmjenjivača dubine žlijeba b = 2.65 i širine l = 9 mm, a u čijem je kanalu simulirano strujanje (Poglavlje 7). Kroz ovaj se model nastojalo dobiti uvid o utjecaju valovite geometrije apsorbera na izmjenu topline u kolektoru u odnosu na ravni apsorber.

Četvrti 2D model (Slika 4.10) principijelno je identičan trećem, uz promijenjene dimenzije kućišta (duljine i visine), kako bi se u potpunosti preslikala geometrija suncu izloženog dijela sa V-žlijebovima prototipa kolektora kod kojeg su zasjenjeni svi ostali dijelovi apsorbera. Svrha ovog modela je analiza utjecaja dimenzije kućišta, udaljenosti stakla, te karakteristike premaza

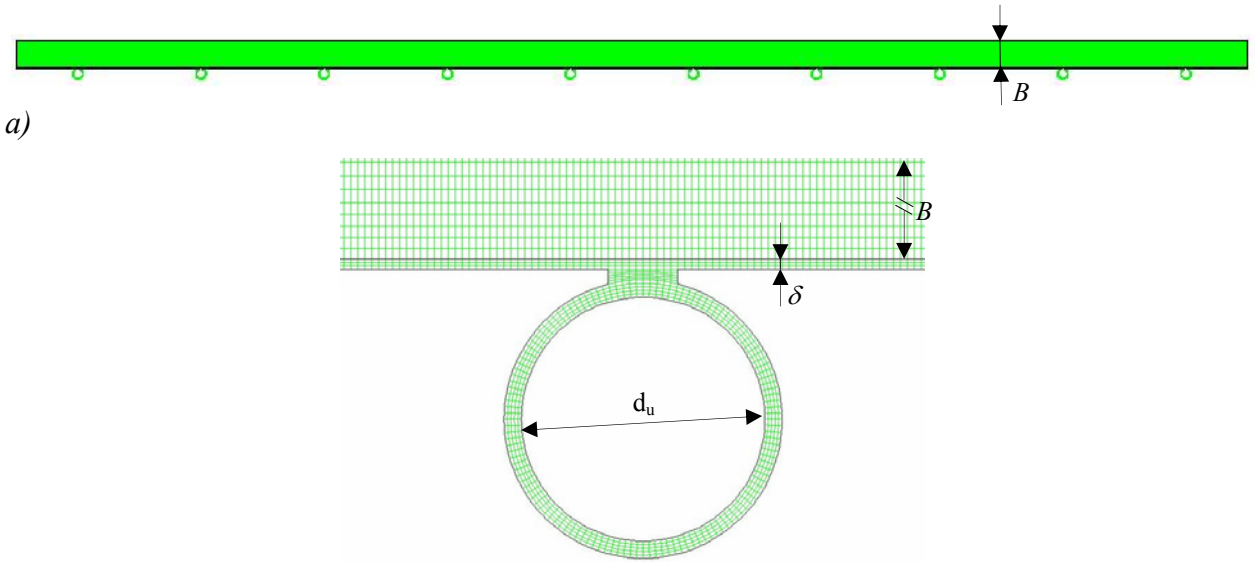
apsorbera (koef. apsorpcije i emisije) na učinkovitost kolektora bez cijevi. Nadalje, rezultati simulacije uspoređeni su s izmjerenim vrijednostima na zasjenjenom prototipu, čime je evaluirana točnost simulacije modela.

Peti 3D model (Slika 4.11) identičan je četvrtome u dvije dimenzije, dok dodana treća dimenzija predstavlja širinu ispitanog zasjenjenog prototipa kolektora. Na taj je način dobivena vjerodostojnija slika strujanja u 3D domeni, te raspodjela toplinskog toka i temperatura po površini apsorbera. Obzirom na, u prethodnim modelima dokazan zanemarivi utjecaj valovitosti apsorbera na rezultate, kao i složenost umrežavanja u 3D prostoru, inače valovita apsorberska ploča je radi jednostavnosti umrežavanja domene u ovom modelu uzeta kao ravna.

Šesti 3D model (Slika 4.12), numerički najzahtjevniji u smislu vremena računanja i kapaciteta radne memorije, omogućuje simulaciju izmjene topline u cijelom, nezasjenjenom, prototipu kolektora, uzimajući u obzir utjecaj svih dijelova apsorbera koje zbog konstrukcijskih razloga ne doprinose (značajnije) predaji apsorbirane sunčeve energije radnom fluidu (otvori priključaka, zavarom odvojeni dijelovi ploče, prirubnice).

Sedmi 3D model (Slika 4.13) bitno se razlikuje od ostalih po tome što je ovdje u 3D domeni simuliran samo jedan segment kolektora (rebro) oko cijevi, pri čemu su zadržane dimenzije debljine apsorbera i korijena zavara i cijevi, dok je prijelaz topline s apsorbera na okolinu uzet u obzir preko rubnog uvjeta zadanog koeficijentom prijelaza topline dobivenog iz prvog modela (nema simulacije slobodne konvekcije i zračenja u domeni između apsorbera i stakla). Ovim se modelom analizirao utjecaj rasporeda zavara uzduž cijevi, odnosno kvalitete provarenosti spoja, na toplinske gubitke kolektora. Pri tome su uspoređeni rezultati za dva podmodela od kojih je kod jednog zavar ostvaren cijelom duljinom cijevi, dok je kod drugog cijev djelomično privarena, kako je prikazano Slikama 4.13a,b. Nadalje, određivanjem rubnih uvjeta prijelaza topline s apsorbera na okolišni zrak simuliran je rad kolektora s uklonjenim pokrovnim staklom, te su uspoređeni rezultati dobiveni za kolektor bez cijevi (osmi model).

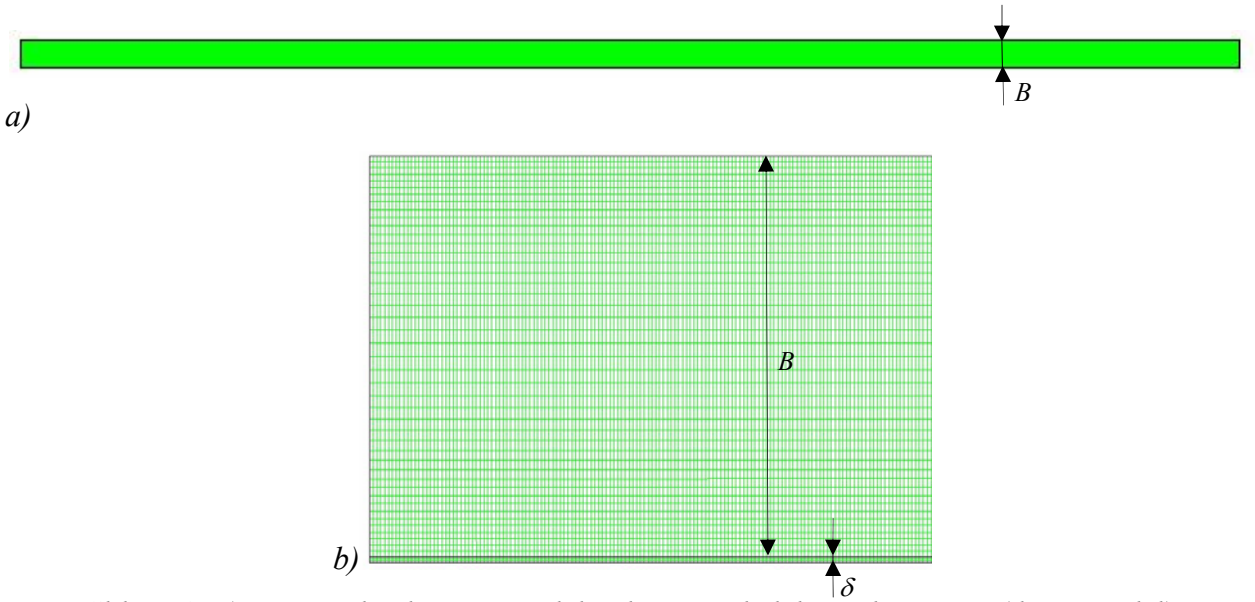
Osmi 3D model identičan je u svemu sedmom osim što je sa apsorbera uklonjena cijev. Modelom je simuliran rad testiranog prototipa kada je uklonjeno pokrovno staklo, uz promatranje utjecaja brzine vjetra i koeficijenta apsorpcije na učinkovitost.



a)

b)

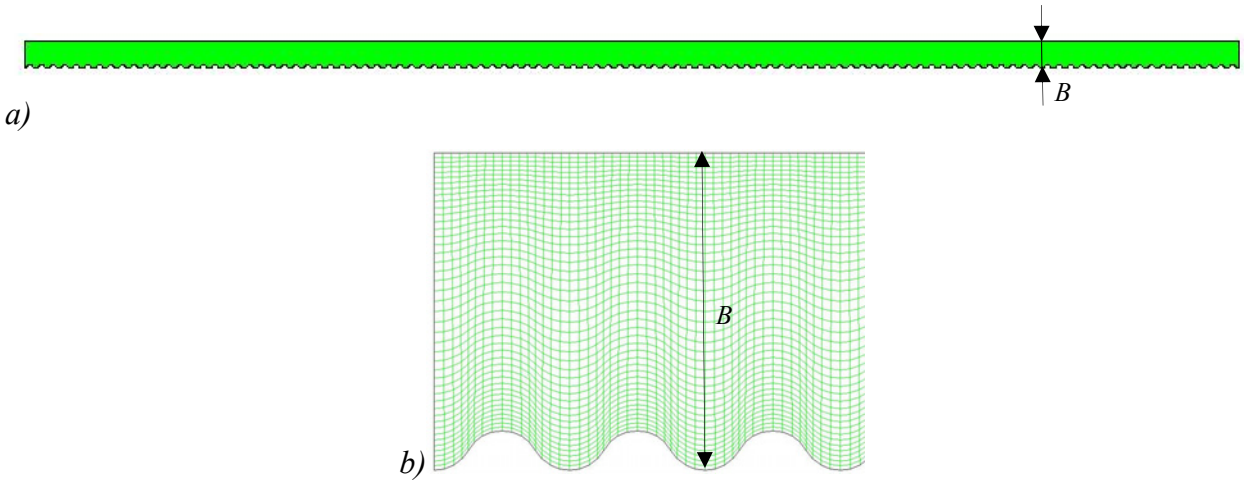
Slika 4.7 a) Numerička domena modela testiranog cijevnog kolektora (prvi model), b) detalj mreže kontrolnih volumena uz stjenku i u korijenu zavara, B = 21 mm, δ = 0.3 mm, d_u = 7 mm



a)

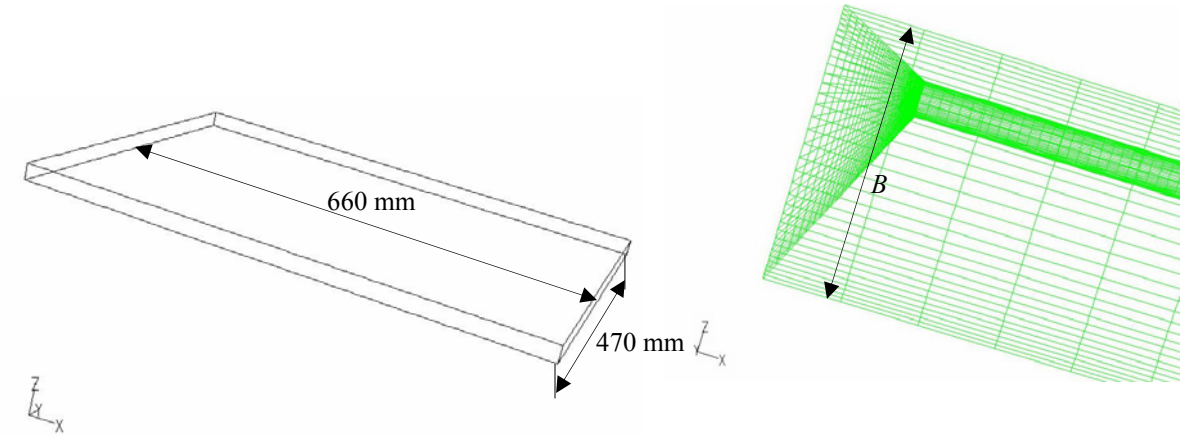
b)

Slika 4.8 a) Numerička domena modela pločastog kolektora bez cijevi (drugi model), b) detalj mreže kontrolnih volumena u prostoru između stakla i apsorbera



Slika 4.9 a) Numerička domena modela pločastog kolektora s valovitim apsorberom bez cijevi (treći model), b) detalj mreže kontrolnih volumena u prostoru između stakla i apsorbera

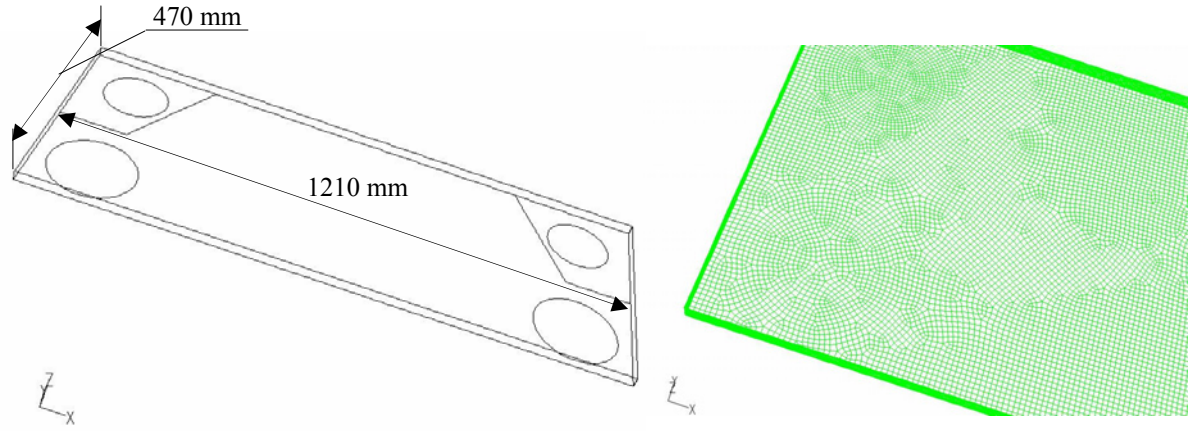
Slika 4.10 Numerička domena modela ispitanog zasjenjenog prototipa pločastog kolektora s valovitim apsorberom bez cijevi (četvrti model)



a) b)

($x \equiv x_1$, $y \equiv x_2$, $z \equiv x_3$)

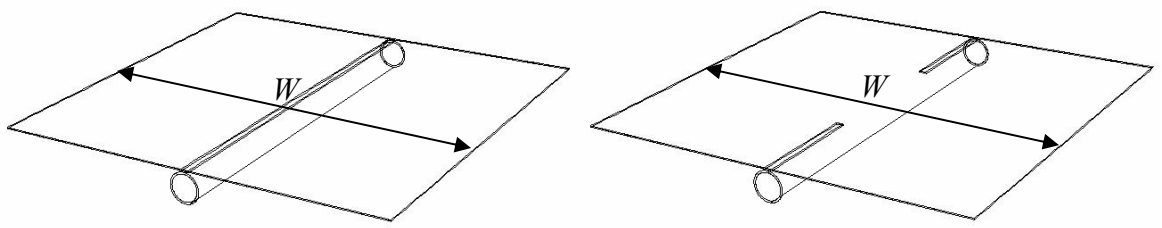
Slika 4.11 a) 3D Numerička domena modela ispitanog zasjenjenog prototipa kolektora bez cijevi (peti model) b)detalj mreže kontrolnih volumena u prostoru između stakla i apsorbera



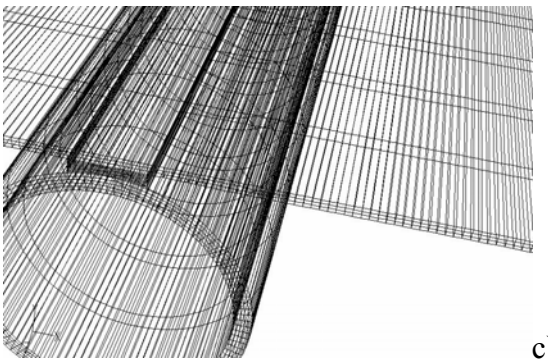
a) b)

($x \equiv x_1$, $y \equiv x_2$, $z \equiv x_3$)

Slika 4.12 a) 3D numerička domena modela ispitanog prototipa pločastog kolektora bez cijevi (šesti model) b) detalj raspodijele kontrolnih volumena na apsorberu



a) zavar cijelom duljinom cijevi (W=107 mm) *b) djelomično zavarena cijev(W=107 mm)*



c) *detalj raspodijele kontrolnih volumena*

Slika 4.13 3D numerička domena modela segmenta ispitanog cijevnog kolektora (sedmi model)

4.3.2 Opis mreže kontrolnih volumena

Numerička domena u prvom i drugom modelu promrežena je metodom "map" strukturiranom mrežom od 206 800 kontrolnih volumena oblika kvadrata (Slika 4.7,4.8). Pri tome su područja uz stjenku apsorbera i stakla "finije" promrežena kako bi se obuhvatili pripadajući granični slojevi strujanja uslijed slobodne konvekcije. Visina kontrolnih volumena varira od 0.3 mm (u korijenu zavara i uz stjenku) preko 1 mm u ploči apsorbera, sve do 3 mm u sredini zračnog raspora između apsorbera i stakla, dok je širina 2D kontrolnog volumena 1 mm.

U simuliranim modelima s valovitim apsorberima (treći, četvrti) broj kontrolnih volumena i izgled mreže uz stjenku razlikuju se od prethodna dva modela zbog valovitosti samog apsorbera (Slika 4.9) iako je primijenjena ista metoda umrežavanja "map". Pri tome je zadržana ista veličina i raspodjela čvorova kontrolnih volumena na granicama domene kao i u prethodnim modelima, tako da se izbjegne možebitni utjecaj same mreže na rezultate i valjanost usporedbe utjecaja promijenjenih konstrukcijskih parametara u odnosu na prethodne modele.

U petom i šestom 3D modelu zasjenjenog i nezasjenjenog prototipa kolektora korištena je mreža istovjetnih dimenzija kontrolnih volumena. Oni su u odnosu na prethodne modele povećani zbog racionalizacije postupka računanja i ograničenosti kapaciteta računala. Tako visina pojedinih kontrolnih volumena varira od 0.3 mm uz stjenku do 5 mm u sredini zračnog raspora između apsorbera i stakla, dok je širina istih u granicama od 4 do 6 mm. Ukupan broj kontrolnih volumena u petom modelu je 310 420 dok je u šestom 625 924. Ovdje je potrebno napomenuti da "grublja" mreža u petom modelu u odnosu na treći i četvrti model nije utjecala na rezultate, što je provjereno primjenom takve mreže u 2D modelu i usporedbom s prijašnjim rezultatima dobivenim "finijom" mrežom. Obzirom na složenost geometrije modela nezasjenjenog prototipa kolektora, za umrežavanje apsorberske ploče upotrijebljena je metoda "pave" koja omogućuje kreiranje nestrukturirane mreže od zadanih elemenata (Slika 4.12). Potom je prostor domene koja predstavlja volumen fluida između apsorbera i stakla umrežen metodom "cooper" kako je opisano u poglavlju o simulaciji strujanja u pločastim izmjenjivačima (Poglavlje 7).

U sedmom i osmom 3D modelu ploča apsorbera, korijen zavara i sama cijev promreženi su na jednaki način kao što je to slučaj kod prvog modela u ravnini okomitoj na ploču apsorbera.

Obzirom na osjetno manje gradijente temperatura u smjeru pružanja cijevi, broj čvorova kontrolnih volumena uz stranicu segmenta apsorbera paralelnoj cijevi znatno je manji no što je to slučaj na okomitoj stranici.

4.4 RUBNI UVJETI

U svim modelima osim u sedmom i osmom primijenjeni su isti tipovi rubnih uvjeta. Pri tome su korišteni podaci o radnim parametrima kolektora i stanju okoline koji odgovaraju odabranim točkama provedenih mjerenja.

Na stjenkama koje predstavljaju staklo i kućište kolektora definiran je koeficijent prijelaza topline sa stakla na okolišni zrak, te temperatura okolišnog zraka. Taj je koeficijent prijelaza topline procijenjen iz podataka mjerenja, te obuhvaća konvektivne i gubitke zračenjem na okolišne objekte.

S druge strane u cijevi, odnosno donjoj stjenci apsorbera, definirani su isto tako koeficijent prijelaza topline sa stjenke na fluid u strujanju te temperatura fluida koja odgovara srednjoj mjerenoj temperaturi između ulaza i izlaza kolektora.

Energija dozračena od Sunca simulirana je zadavanjem snage toplinskog izvora jednoliko raspoređenog preko površine apsorbera. Drugi, složeniji, način uključivao bi određivanje po valnim duljinama intenziteta dolaznog zračenja na površinu stakla koja se tretira kao propusna stjenka (semi-transparent wall), te određivanje koeficijenata apsorpcije tj. emisije u pojedinom spektru valnih duljina. Takav se način definiranja rubnih uvjeta zračenja nije pokazao prikladnim zbog nemogućnosti zadavanja koeficijenta emisije po valnim duljinama za propusnu stjenku (staklo), već samo iznosa propuštene energije zračenja. Iz tih je razloga apsorbirano zračenje simulirano putem tankog filma u kojem se generira toplinska energija Q_{aps} jednaka onoj apsorbiranoj $1.01 \cdot q_{sun} \cdot a \cdot \tau \cdot A_{aps}$. U slučaju valovitog apsorbera s 20% većom razvijenom površinom A_{val} u odnosu na ravni apsorber pri istim dimenzijama kućišta, ukupna apsorbirana toplinska energija jednaka je onoj apsorbiranoj u ravnom apsorberu Q_{aps}, tj. energiji dozračenoj i apsorbiranoj na projiciranoj površini A_{aps} valovite ploče.

Specifični toplinski tok $q_{aps} = Q_{aps} / A_{val}$ koji je generiran u segmentu valovitog apsorbera (ili $q_{aps} = Q_{aps} / A_{aps}$ za ravni apsorber) jednak je sumi specifičnih toplinskih tokova koji se izmjene

između apsorbera s jedne strane te stakla i kućišta s druge q_{gub} , te apsorbera i radnog fluida q_{kol} s druge strane.

$$q_{aps} = q_{gub} + q_{kol} \tag{4.18}$$

Nadalje, specifični toplinski tok q_{kol} koji se izmjeni između segmenta površine apsorbera i stakla, te predstavlja toplinske gubitke kolektora, računat je kao zbroj specifičnog toplinskog toka uslijed zračenja q_{zr} i konvekcije $q_{sl.konv}$

$$q_{gub} = q_{zr} + q_{sl.konv} \tag{4.19}$$

pri tome je q_{zr} rezultantni toplinski tok zračenja izračunat na temelju iznosa vektora intenziteta zračenja I iz svih smjerova u pojedinom kontrolnom volumenu uz stjenku. U slučaju kada je intenzitet zračenja I neovisan o smjeru, kao što je to slučaj na većem dijelu površina koje izmjenjuju zračenje (osim u kutovima domene) onda q_{zr} na stjenci, nakon integriranja po polusferi oko točke *c*i, iznosi

$$q_{zr} = \pi \cdot I \tag{4.20}$$

$q_{sl.konv}$ se računa iz temperaturnog profila uz stjenku prema

$$q_{sl.konv} = -\lambda_z \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_{stj} \tag{4.21}$$

Tada je temperatura stjenke određena iz slijedećeg izraza

$$T_{stj} = \frac{q_{gub} - q_{zr}}{\alpha_{sl.konv}} + T_z \tag{4.22}$$

T_z je lokalna temperatura zraka u području uz stjenku apsorbera i stakla temperature T_{stj}, $\alpha_{sl.konv}$ je koeficijent prijelaza topline slobodne konvekcije određen iz temperaturnog profila uz stjenku (jedn. (4.21)).

Specifični toplinski tok koji se od apsorbera predaje radnom fluidu u cijevima odnosno kanalu pločastog izmjenjivača, određen je zadavanjem rubnog uvjeta u obliku koeficijenta prijelaza topline α_f te temperature fluida T_f

$$q_{kol} = \alpha_f \left(T_f - T_{aps} \right) \tag{4.23}$$

Pri tome je u slučaju cijevnog kolektora α_f računat za određene protoke ostvarene tijekom mjerenja, a prema standardnim izrazima iz literature za laminarno strujanje kroz cijevi (α_f = 440÷490 W/(m^{2}K)). Na isti način određen je α_f u kanalu kolektora bez cijevi s ravnim pločama (drugi model) primjenjujući izraz za laminarno strujanje između dviju ploča od kojih je jedna izolirana (H1 rubni uvjeti) , uzimajući za razmak između ploča vrijednost hidrauličkog promjera ispitanog prototipa kolektora (α_f= 690 W/(m^{2}K)).
Koeficijent prijelaza topline na strani fluida u kanalu kolektora bez cijevi s valovitim apsorberom (treći i četvrti model) dobiven je na temelju podataka o masenom protoku koji je identičan onome u cijevnom kolektoru, ali su pri tome korištene vrijednosti dobivene simulacijom strujanja u kanalu pločastog izmjenjivača (Poglavlje 7) identične geometrije ploča onima korištenim za prototip kolektora. Te su vrijednosti (α_f = 590÷660 W/(m^{2}K)) dodatno provjerene polu-empirijskim modelom za proračun prijelaza topline razvijenim u [6] i izrazima iz literature [11,12,13,14]. Na isti su način izračunate vrijednosti koeficijenta prijelaza topline α_f koji odgovara protocima odabranih mjernih točaka ostvarenim tijekom ispitivanja zasjenjenog i nezasjenjenog prototipa kolektora (α_f= 500÷600 W/(m^{2}K)).

Toplinski tok koji se od stakla i kućišta odvede na okolinu određen je kao i onaj od apsorbera na fluid, pri čemu su zadani koeficijent prijelaza topline sa stakla na okolišni zrak
α_z = 20 W/(m^{2}K) (obuhvaća prisilnu konvekciju i zračenje) i temperatura zraka T_z. Koeficijent α_z procijenjen je iz izraza za prijelaz topline prisilnom konvekcijom s nagnute plohe na okolišni

zrak pri čemu je za brzinu vjetra uzeto w = 0.4 m/s, te iz izraza za gubitak topline uslijed zračenja na okolišne objekte i nebo, a koji su svi dani u Poglavlju 2. Taj je specifični toplinski tok upravo jednak toplinskim gubicima kolektora

$$q_{gub} = \alpha_z \left(T_z - T_{stakla} \right) \tag{4.24}$$

U sedmom modelu na segmentu (rebru) apsorbera oko jedne cijevi kolektora primijenjeni su isti rubni uvjeti kao i na staklu i stjenkama kućišta preostalih modela, s time da je ekvivalentni koeficijent prijelaza topline s apsorbera na okolinu α_{ekv} izračunat na temelju omjera po površini stakla osrednjenih toplinskih gubitaka prvog modela kolektora i razlike srednje temperature apsorbera i okoline.

$$\alpha_{ekv} = \frac{q_{gub}}{\left(T_{aps} - T_z \right)} \tag{4.25}$$

Na taj je način izbjegnuta potreba za modeliranjem slobodne konvekcije i zračenja u međuprostoru između apsorbera i stakla, uz dakako smanjenje točnosti simulacije uslijed osrednjavanja temperatura i toplinskih otpora. Na isti način definirani su rubni uvjeti na osmom modelu segmenta apsorbera bez cijevi.

4.4.1 Računanje učinkovitosti iz rezultata simulacije

Podaci o simulacijom dobivenim toplinskim gubicima q_{gub} korišteni su za izračun učinkovitosti kolektora pri simuliranim radnim uvjetima, kako bi se naposljetku izvršila ocjena utjecaja pojedinih konstrukcijskih i radnih parametara na karakteristike. Učinkovitost je tako određena iz podataka o koeficijentu apsorpcije premaza apsorbera i propusnosti stakla, zadanom dozračenom (apsorbiranom) toplinskom toku te izračunatih toplinskih gubitaka prema

$$\eta_{kol} = \frac{1.01a \cdot \tau \cdot q_{sun} - q_{gub}}{q_{sun}} = 1.01a \cdot \tau - \frac{q_{gub}}{1.01a \cdot \tau \cdot q_{sun}} 1.01a \cdot \tau = \\ = 1.01a \cdot \tau - \frac{q_{gub}}{q_{aps}} 1.01a \cdot \tau = 1.01a \cdot \tau \left(1 - \frac{q_{gub}}{q_{aps}} \right) \tag{4.27}$$

4.4.2 Parametri zračenja

Sve površine koje izmjenjuju toplinu zračenjem tretirane su kao da difuzno reflektiraju i emitiraju cjelokupno zračenje, pri čemu je na njima zadan koeficijent emisije $\varepsilon = 0.06$ za premaz apsorbera ispitanog cijevnog kolektora (TINOX) odnosno $\varepsilon = 0.15$ za premaz apsorbera prototipa kolektora. Na unutarnjoj strani stakla $\varepsilon = 0.88$ dok je za materijal kućišta (drvo) uzeto $\varepsilon = 0.9$. Vrijednost koeficijenta emisije za ispitani je prototip kolektora određena iz podataka mjerenja koristeći slijedeći izraz

$$\eta_0 = \frac{1.01a \cdot \tau \cdot q_{sun} - q_{gub}}{q_{sun}} = 1.01a \cdot \tau - \frac{\varepsilon \cdot \sigma T_{aps}^4}{q_{sun}} \tag{4.28}$$

gdje je η_o učinkovitost kolektora pri identičnoj temperaturi fluida i okoline, kada se pretpostavlja da su svi gubici kolektora posljedica zračenja sa površine apsorbera koeficijenta emisije ε. T_{aps} je temperatura stijenke apsorbera čija je vrijednost izjednačena temperaturi fluida, iako je u stvarnosti ona nešto viša (~1°C), no valja naglasiti da se utjecaj takve pretpostavke (tj. odstupanja pretpostavljene temperature apsorbera od stvarne) na proračun koeficijenta emisije pokazao neznatnim. Valjanost ovakvog načina proračuna provjerena je kroz analizu mjerenih podataka o učinkovitosti onih kolektora za koje je proizvođač deklarirao, pored koeficijenta apsorpcije, i koeficijent emisije apsorbera.

Koeficijent apsorpcije i raspršivanja za zrak uzeti su kao $a = 0$ i $\sigma_s = 0$, čime je zanemaren utjecaj zraka na izmjenu topline zračenjem te bitno pojednostavljen proračun. Indeks loma zraka je $n = 1$.

4.4.3 Parametri slobodne konvekcije

Za primjenu Boussinesq-ovog modela slobodne konvekcije potrebno je zadati koeficijent ekspanzije za zrak, koji je u ovom slučaju određen prema izrazu za idealne plinove

$$\beta' = \frac{1}{T_{zraka,sr}} \tag{4.29}$$

$T_{zraka,sr}$ je srednja temperatura zraka u međuprostoru između apsorbera i stakla.

Drugi važan parametar za modeliranje slobodne konvekcije u nagnutom kolektoru je iznos gravitacije, čija je komponenta u smjeru osi x_2 za 2D simulacije određen kao

$$g_{x2} = -g \cdot cos\ 45° = -6.936\ \text{m/s}^2 \tag{4.30}$$

U pojedinim slučajevima promatrana je slobodna konvekcija u ravnini presjeka paralelnoj sa duljom stranicom kolektora pri čemu je dodatno zadana i komponenta u smjeru osi x_1 istog iznosa. Rezultati izmjene topline dobiveni tim simulacijama su pokazali da nema značajnije razlike u odnosu na prethodne simulacije u ravninama paralelnim s kraćom stranicom kolektora, a što je i u skladu s rezultatima mjerenja različito okrenutih kolektora.

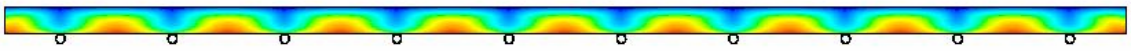
U 3D simulacijama zadane su komponente gravitacije u smjeru osi $x_1 = 6.936\ \text{m/s}^2$ te u smjeru $x_3 = -6.936\ \text{m/s}^2$ koje odgovaraju kraćim i duljim stranicama kolektora (vidi Slike 4.11, 4.12).

5. REZULTATI NUMERIČKIH SIMULACIJA IZMJENE TOPLINE U KOLEKTORIMA

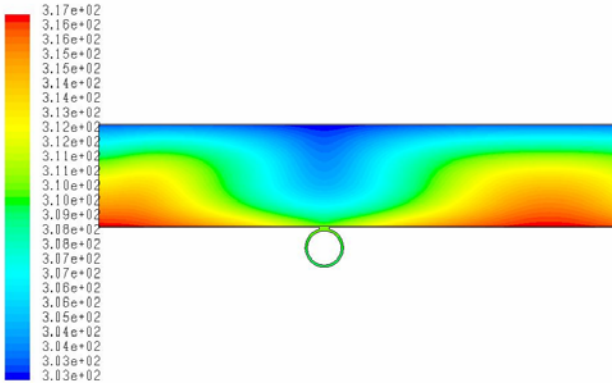
U nastavku su prikazani rezultati simulacije izmjene topline u navedenih osam modela kolektora. Rezultati dobiveni simulacijama na pojedinim modelima prikazani su u usporednim dijagramima i tablicama, uz prikaz temperaturne i raspodijele toplinskih tokova po površini apsorbera i kućišta (3D modeli). Ti su rezultati uspoređeni s podacima dobivenim kroz mjerenja učina kolektora, a u određenim slučajevima s termografskim snimkama površine apsorbera. Dodatno, prikazana je i temperaturna raspodjela brzina (strujnica) zraka inducirana slobodnom konvekcijom u međuprostoru između apsorbera i stakla (3D i 2D modeli). Na temelju dobivenih rezultata provedena je detaljna analiza izmjene topline te je dana ocjena utjecaja pojedinih konstrukcijskih parametara na učinkovitost cijevnog kolektora i prototipa bez cijevi.

5.1 MODEL CIJEVNOG KOLEKTORA (PRVI MODEL)

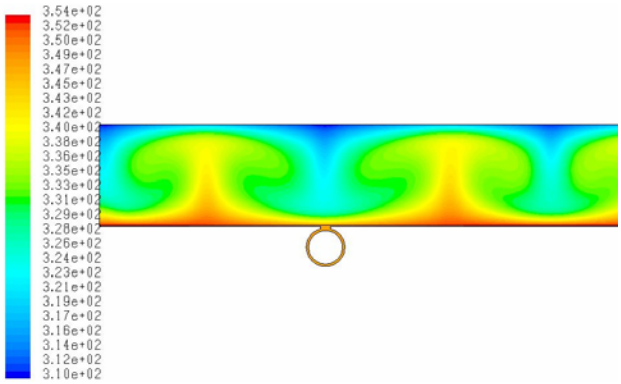
Slika 5.1 prikazuje temperaturnu raspodjelu a Slika 5.2 profil brzina u međuprostoru između apsorbera i stakla cijevnog kolektora istovjetnih dimenzija ispitanom kolektoru GREENoneTEC s TINOX premazom karakteristika a = 0.95, ε = 0.9. Numerička domena ovdje predstavlja ravninu presjeka nagnutog kolektora paralelnu s njegovom kraćom stranicom, pri čemu ona dulja zatvara kut od β = 45° s horizontalom.



a) cijela ravnina presjeka kućišta,apsorbera i cijevi kolektora pri (T_f - T_z) / q_{sun}=0,00074 Km^2/W

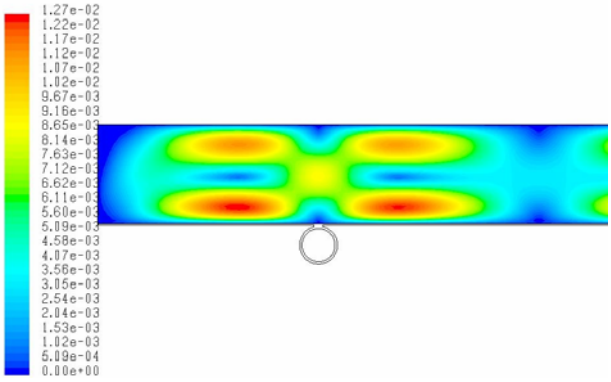


b) detalj, (T_f - T_z) / q_{sun} = 0,00074 Km^2/W

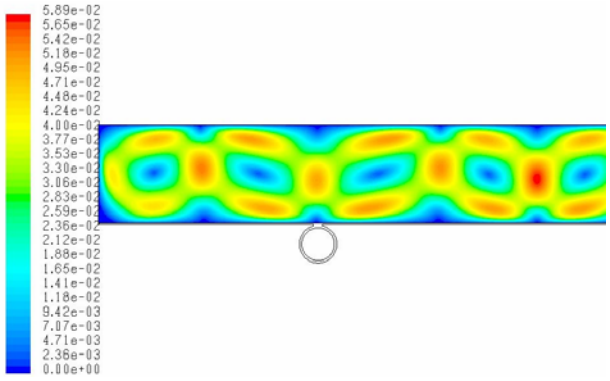


c) detalj, (T_f - T_z) / q_{sun} = 0,039824 Km^2/W

Slika 5.1 Raspodjela temperatura (K) u numeričkoj domeni prvog modela cijevnog kolektora



a) (T_f - T_z) / q_{sun} = 0,00074 Km^2/W

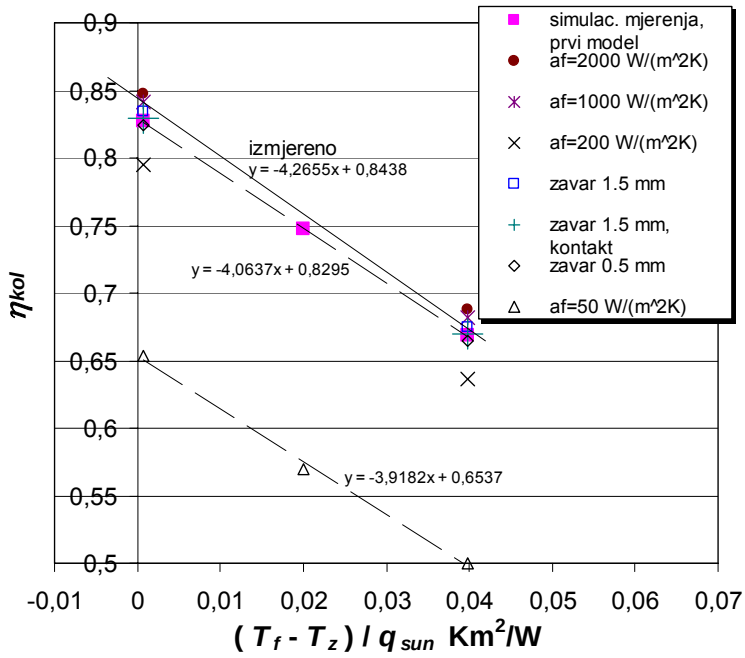


b) (T_f - T_z) / q_{sun} = 0,039824 Km^2/W

Slika 5.2 Profil brzina (m/s) između apsorbera i stakla

Iz prikazanih se profila uočava simetrična raspodjela temperatura i brzina u odnosu na pojedinačnu cijev, a koja se ponavlja u cijelom prostoru između apsorbera i stakla. Profili se razlikuju ovisno o razlici temperatura fluida u cijevi i vanjskog zraka, tj. apsorbera i stakla. Veće temperaturne razlike uzrokuju intenzivniju slobodnu konvekciju (i zračenje), te povećanje broja recirkulacijskih zona, koje pak uvjetuju izgled temperaturnog profila.

U dijagramu na Slici 5.3 dana je usporedba mjerenih i simuliranih vrijednosti učinkovitosti testiranog cijevnog kolektora uz rezultate simulacije za modele kod kojih je širina zavara smanjena sa 2 mm na 1.5 mm i 0.5 mm, odnosno za slučaj kada cijev dotiče ploču apsorbera. U istome su dijagramu prikazani rezultati simulacije dobiveni na modelu testiranog kolektora zadavanjem koeficijenata prijelaza topline na strani fluida u cijevi α_f bitno većih i manjih od onih ostvarenih tijekom mjerenja kada je α_f = (402÷446) W/(m^{2}K). Sve vrijednosti iz dijagrama dane su i tablično uz vrijednosti odstupanja u odnosu na referentne rezultate simulacije mjerenja provedene na prvom modelu.



Slika 5.3 Usporedba vrijednosti η_{kol} dobivenih iz rezultata mjerenja i simulacija za prvi model cijevnog kolektora

Tablica 5.1 Prikaz rezultata i međusobnih odstupanja vrijednosti η_{kol} iz dijagrama sa Slike 5.3

	η_{kol}			odstupanje od simulac. mjerenja
$(T_f - T_z) / q_{sun} =$	0,00074	0,039824	0,02	%
izmjereno, α_f= (402÷446) W/(m^{2}K)	0,847	0,674		1,6
simulac. mjerenja, prvi model	0,827	0,668	0,747	
α_f= 2000 W/(m^{2}K)	0,848	0,688		2,7
α_f = 1000 W/(m^{2}K)	0,841	0,682		1,9
zavar 1.5 mm, α_f=(402÷446) W/(m^{2}K)	0,834	0,675		0,9
zavar 1.5 mm, kontakt, α_f= (402÷446) W/(m^{2}K)	0,829	0,670		0,3
zavar 0.5 mm, α_f=(402÷446) W/(m^{2}K)	0,824	0,665		-0,4
α_f = 200 W/(m^{2}K)	0,795	0,636		-4,3
α_f = 50 W/(m^{2}K)	0,654	0,500	0,570	-23,0

5.1.1 Komentar rezultata

Obzirom da simulirane vrijednosti učinkovitosti kolektora odstupaju u prosjeku 1.6% od mjerenih može se zaključiti da prvi model daje vjerodostojne podatke o izmjeni topline cijevnog kolektora. Nadalje, tako razvijeni model omogućuje analizu izmjene topline između apsorbera i okoline, te apsorbera i radnog fluida, za proizvoljne geometrijske i radne parametre kolektora, koja slijedi u nastavku.

5.1.2 Izmjena topline između apsorbera i okoline

Temeljem prethodnih rezultata simulacije, u Tablici 5.2 su prikazani izračunati ekvivalenti koeficijenti prijelaza topline (jedn. (5.1,5.2)) sa apsorbera na zrak α_{ekv} (obuhvaća zračenje i slobodnu konvekciju) te koeficijenti prolaza topline k_{a-z} od apsorbera do okoline. Iz tih se podataka vidi znatno povećanje koeficijenta prijelaza topline α_{ekv} pri većim temperaturnim razlikama apsorbera i stakla, a koje dodatno, pored veće razlike temperatura apsorbera i vanjskog zraka, utječe na povećanje toplinskih gubitaka kolektora. U slučaju kada je koeficijent prijelaza topline umjesto α_f = 402 W/(m^{2}K) snižen na samo α_f= 50 W/(m^{2}K) zabilježen je značajan porast

α_{ekv} i k_{a-z} odnosno intenziteta slobodne konvekcije, a kao posljedica povećanja temperature apsorbera zbog lošijeg odvođenja topline s apsorbera na fluid, što sve, dakako, znatno povećava toplinske gubitke kolektora. S druge je strane povećanje na α_f= 2000 W/(m^{2}K) rezultiralo gotovo nezamjetnim smanjenjem α_{ekv} i k_{a-z} te isto tako malim povećanjem učinkovitosti kolektora. Kako je pokazano u 5.1.4, to je posljedica dominacije otpora prolazu topline kroz korijen zavara u odnosu na ukupni otpor prolazu topline od apsorbera na fluid u cijevi.

U istoj su Tablici 5.1 dane vrijednosti α_{ekv} za model kolektora bez cijevi (drugi model). Te su vrijednosti pri identičnim radnim uvjetima niže od onih kod cijevnog kolektora i posljedica su boljeg odvođenja topline od apsorbera na fluid kao i veće površine izmjene topline, odnosno niže temperature apsorbera. To sve rezultira smanjenjem toplinskih gubitaka kolektora, odnosno povećanjem učinkovitosti (vidi dijagram na Slici 5.10). Analiza otpora provođenju topline od apsorbera na fluid dana je opširnije u nastavku.

$$k_{a-z} = \frac{q_{gub}}{\left(T_{aps} - T_z\right)} \tag{5.1}$$

$$\frac{1}{k_{a-z}} = \frac{1}{\alpha_{ekv}} + \frac{\delta_{stakl}}{\lambda_{stakl}} + \frac{1}{\alpha_z} \tag{5.2}$$

Tablica 5.2 Vrijednosti izračunatih k_{a-z} i α_{ekv} za prvi i drugi model

	$(T_f - T_z) / q_{sun}$ Km^2/W	k_{a-z} W/(m^{2}K)	α_{ekv} W/(m^{2}K)
simulac. mjerenja, prvi model	0,00074	1,947	2,157
	0,02	3,338	4,007
	0,039824	3,653	4,469
α_f =2000 W/(m^{2}K)	0,039824	3,584	4,366
α_f = 50 W/(m^{2}K)	0,00074	3,590	4,375
drugi model (bez cijevi)	0,00074	1,414	1,522
	0,039824	3,451	4,171
α_f = 1095 W/(m^{2}K)	0,039824	3,458	4,181
α_f = 50 W/(m^{2}K)	0,00074	2,027	2,255

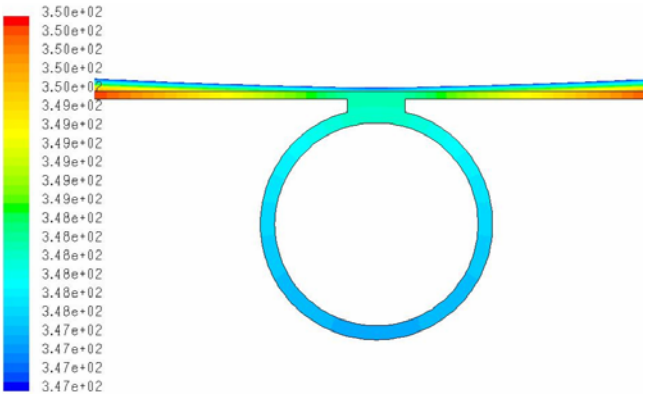
5.1.3 Utjecaj strujanja u cijevi na učinkovitost

Kako je već spomenuto, značajniji utjecaj koeficijenta prijelaza topline u cijevi na učinkovitost kolektora uočen je tek kada je isti smanjen sa mjerenih (402÷446) W/(m^{2}K) na α_f= 200 W/(m^{2}K) (-4.3%) odnosno na α_f= 50 W/(m^{2}K) (-23%), dok povećanje na α_f= 2000 W/(m^{2}K) ne rezultira značajnijem poboljšanju učinkovitosti (2.7%). Slični zaključci izvedeni su na temelju rezultata simulacija u [26]. Takva je karakteristika posljedica odnosa otpora prolazu topline kroz sam korijen zavara i otpora prijelazu topline sa stjenke cijevi na fluid, što je predmet diskusije u tekstu koji slijedi. Protok koji odgovara mjerenom α_f= 446 W/(m^{2}K) (brzina strujanja u cijevi w = 0.1 m/s) je 35 kg/(h·m^2) dok pri više od tri puta nižem protoku ~10 kg/(h·m^2) α_f iznosi ~350 W/(m^{2}K) što se može smatrati graničnom vrijednosti ispod koje se počinje primjećivati određeni pad učinkovitosti. Ovdje je potrebno pripomenuti da u laminarnom strujanju brzina strujanja tj. protok utječe znatno manje na koeficijent prijelaza topline nego promjer cijevi, tako da bi kolektor s cijevima većeg unutarnjeg promjera npr. d_u = 9 mm u odnosu na testirani (d_u = 7 mm) već pri protoku od ~35 kg/(h·m^2) dosegao navedenu graničnu vrijednost α_f.

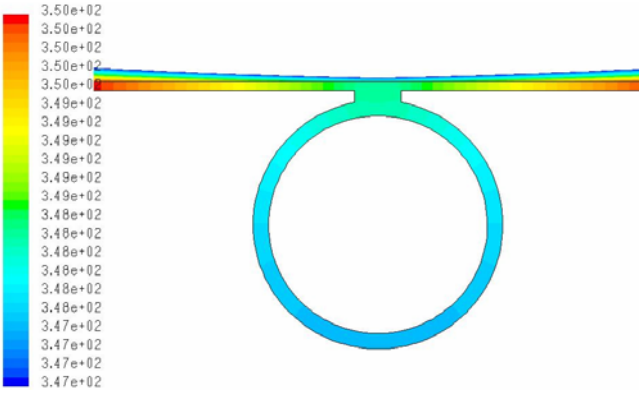
Kod modela kolektora bez cijevi primjetna je pak manja promjena α_{ekv} i $k_{a\text{-}z}$ tj. učinkovitosti kod iste promjene α_f kao u slučaju cijevnog kolektora.

5.1.4 Utjecaj geometrije zavara na učinkovitost

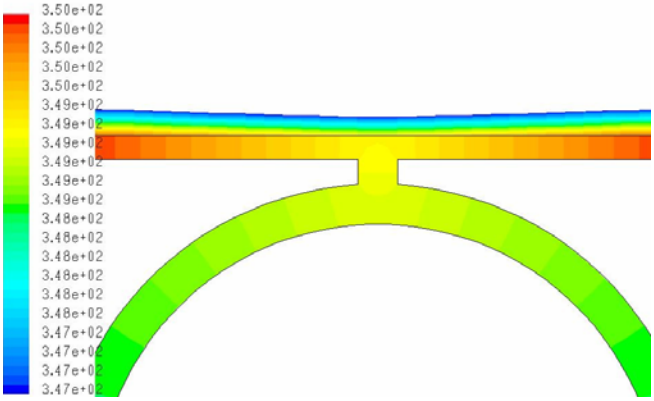
Slika 5.4 prikazuje raspodjelu temperatura u dijelu apsorbera oko spoja cijevi i apsorbera (zavara) kod četiri vrste zavara različitih širina i visina.



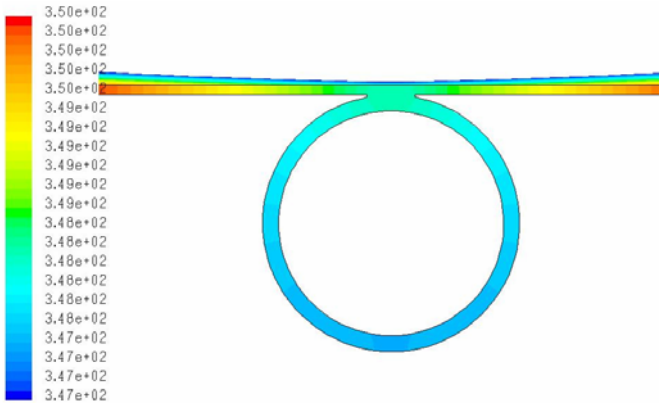
a) širina zavara 2 mm



b) širina zavara 1.5 mm



c) širina zavara 0.5 mm



d) širina zavara 1.5 mm, direktni kontakt cijevi i apsorbera

Slika 5.4 Utjecaj dimenzije zavara na temperaturnu raspodjelu (K) u području spoja cijevi i apsorbera pri $(T_f - T_z) / q_{sun} = 0{,}039824\ Km^2/W$

Iz prikazanih se detalja spoja cijevi i apsorbera uočava kako sam zavar predstavlja relativno mali otpor prolazu topline u odnosu na ploču apsorbera i cijev, što se jasno vidi iz gradijenata temperatura koji su vrlo mali u području zavara. U okolini zavara najmanje širine od 0.5 mm počinje se uočavati određeni gradijent temperatura, te veće vrijednosti temperatura apsorbera i cijevi u područjima oko zavara, što ukazuje na znatnije povećanje otpora prolazu topline u odnosu na prethodne slučajeve. U Tablici 5.3 dani su podaci o koeficijentu provodljivosti zavara C_{zav} (W/(mK)) izračunatog iz podataka o toplinskom toku Q_{segm} (W) koji sa segmenta apsorbera prolazi na fluid u cijevi, koristeći slijedeći izraz

$$Q_{segm} = \frac{\left(T_{zav} - T_f\right)}{\frac{1}{\alpha_f \cdot d_u \pi L} + \frac{1}{C_{zav} \cdot L}} \tag{5.3}$$

pri čemu je T_{zav} temperatura središta kontrolnog volumena na početku zavara tj. granici između zavara i apsorbera, u osi poprečnog presjeka cijevi. d_u je unutarnji promjer cijevi (d_u = 7 mm) duljine L = 1 m.

Q_{segm} je srednji iznos toplinskog toka predanog vodi u cijevi na svakom od 10 segmenata apsorbera formiranih oko pojedine cijevi.

Iz spomenute se tablice vidi znatno smanjenje koeficijenta provodljivosti zavara širine 0.5 mm u odnosu na ostale zavare, kod kojih je C_{zav} tek nešto manji u odnosu na zavar najveće širine 2 mm. U istoj su tabeli dane vrijednosti koeficijenata prolaza topline od apsorbera do fluida $k_{a\text{-}f}$ svedenog na unutarnju površinu cijevi, a koji obuhvaća toplinske otpore zavara i prisilne konvekcije u cijevi

$$k_{a-f} = \frac{Q_{seg}}{d_u \pi L \cdot \left(T_{zav} - T_f\right)} \tag{5.4}$$

te vrijednosti $k_{a\text{-}f}$ svedene na površinu apsorbera A_{aps} izračunate prema sličnom izrazu

$$k_{a-f,APS} = \frac{Q_{seg}}{A_{aps} \cdot \left(T_{za\,\mathrm{var}} - T_f\right)} \tag{5.5}$$

Na prethodna dva načina definirani $k_{a\text{-}f}$ izračunati su za oboje kolektor sa i bez cijevi. Time se dobio uvid u utjecaj površine izmjene topline na ukupni otpor izmjeni topline između apsorbera i fluida za dva tipa kolektora bitno različitih površina, kao i uvid u odnos α_f definiranog na pojedinoj površini i ukupnog koeficijenta izmjene topline $k_{a\text{-}f}$ svedenog na tu istu površinu.

Tablica 5.3 Izračunate vrijednosti C_{zav} i $k_{a\text{-}f}$ za prvi i drugi model

Model	$(T_f - T_z)/q_{sun}$ Km^2/W	Q_{segm} W	T_{zav} K	α_f $W/(m^2K)$	C_{zav} W/(mK)	$k_{a\text{-}f}$ $W/(m^2K)$	$k_{a\text{-}f,APS}$ $W/(m^2K)$
simulac mjerenja, prvi model	0,00074	68,1	310,3	402	114,1	373,1	87,3
	0,039824	56,4	348,2	446	125,4	413,7	96,8
α_f = 50 $W/(m^2K)$	0,00074	53,89	351,5	50	107,9	49,5	11,6
α_f = 2000 $W/(m^2K)$	0,039824	58,1	343,8	2000	118,8	1459,7	341,5
zavar 1.5 mm	0,039824	56,95	348,3	446	115,4	411,1	96,2
zavar 1.5 mm, kontakt	0,039824	56,56	348,3	446	106,1	408,2	95,5
zavar 0.5 mm	0,039824	57,52	349,2	446	43,1	363,3	85,0
drugi model (bez cijevi)	0,00074	70,2	303,8	402	-	1773,4	401,8
	0,039824	60	343,3	446	-	2098,7	445,9

Iz podataka o $k_{a\text{-}f}$ vidi se da je kod svih izvedbi zavara ukupni otpor prolazu topline od apsorbera do fluida tek nešto veći od otpora prijelazu topline s cijevi na fluid pri mjerenim vrijednostima protoka, što ukazuje na dobar kontakt cijevi i apsorbera. Na sve navedeno ukazuju i prethodno prikazane odgovarajuće vrijednosti učinkovitosti kolektora s različitim dimenzijama zavara koje se ne razlikuju međusobno više od 1.5%. Ukoliko bi se pak smanjile dimenzije zavara ispod debljine apsorbera (δ = 0.3 mm) C_{zav} bi sa sadašnjih (40÷125) W/(mK) pao na vrijednosti niže od 40 W/(mK) što bi onda znatnije utjecalo na smanjenje učinkovitosti kolektora. Za usporedbu, u [26] je C_{zav} = 30 W/(mK) određen kao najmanja vrijednost koju je potrebno postići izvedbom kontakta cijev-apsorber da ne bi došlo do značajnijeg smanjenja učinkovitosti kolektora.

U slučaju kada je α_f = 50 $W/(m^2K)$ otpor na strani fluida nadilazi otpor zavara, tako da ukupni otpor prolazu topline praktično ovisi samo o uvjetima strujanja u cijevi, pa kvaliteta zavara nema

utjecaja na učinkovitost. Obrnuto, kada je α_f = 2000 W/(m^{2}K), ukupni je otpor znatnije veći od vrlo malog otpora konvekcije u cijevi, što ukazuje na to da je sada dominantan otpor provođenju topline kroz zavar. Upravo taj otpor uz površinu unutarnjeg dijela cijevi određuje koliko se najviše topline može izmijeniti između apsorbera i fluida, tako da povećanje α_f iznad mjerenih vrijednosti nije rezultiralo bitnim povećanjem učinkovitosti kolektora.

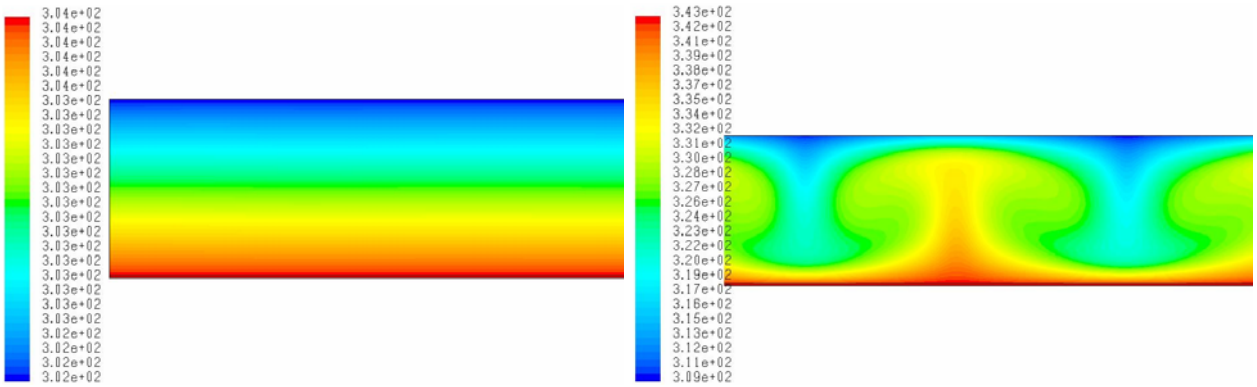
U slučaju ravnog apsorbera bez cijevi (drugi model), gdje nema otpora zavara, $k_{a\text{-}f,APS}$ praktički je jednak koeficijentu prijelaza topline u cijevi α_f (dok je kod cijevnog uvijek manji).

Usporedba $k_{a\text{-}f,APS}$ (svedenog na jedinstvenu površinu apsorbera) za cijevni i kolektor bez cijevi pokazuje da pri istim vrijednostima α_f kolektor bez cijevi ima gotovo pet puta veći $k_{a\text{-}f,APS}$ kao posljedica četiri puta veće površine izmjene topline apsorber-fluid i nepostojanja otpora zavara. To sve rezultira smanjenjem prosječne temperature apsorbera i povećanjem učinkovitost kolektora bez cijevi pri istim radnim parametrima (vidi Sliku 5.10).

U skladu s zaključcima analize izraza za izmjenu topline u cijevnom i kolektoru bez cijevi provedene u Poglavlju 2 i iz ovih se rezultata simulacije primjećuje kako kod kolektora bez cijevi smanjenje (i povećanje) α_f manje utječe na učinkovitost no što je to bio slučaj kod cijevnog, iako je otpor kovekcije u kanalu između ploča jedini otpor (nema zavara). To je opet posljedica veće površine izmjene topline između apsorbera i fluida čime se, na sličan način kao i kod orebrenih izmjenjivača, kompenzira utjecaj prijelaza topline sa stjenke na fluid na ukupno izmijenjenu toplinu.

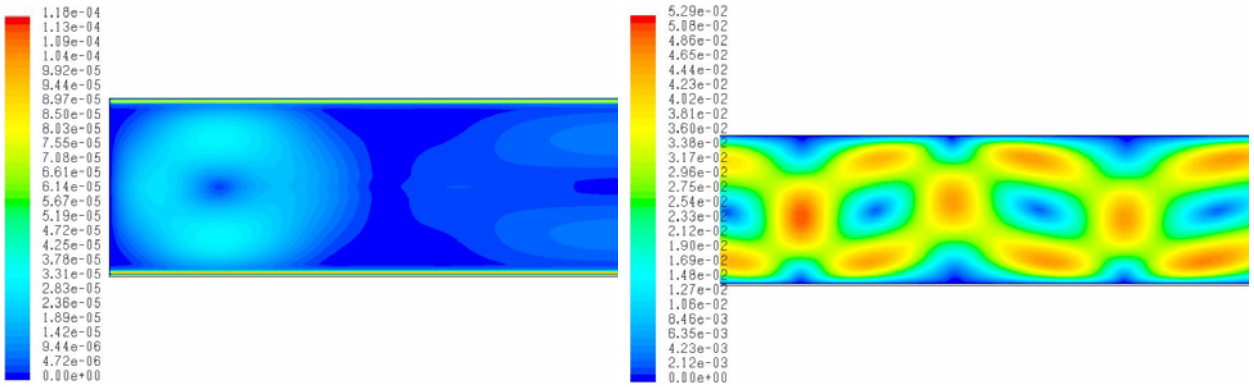
5.2 MODEL KOLEKTORA BEZ CIJEVI (DRUGI I TREĆI MODEL)

Slika 5.5 prikazuje temperaturnu raspodjelu i profil brzina u međuprostoru između apsorbera i stakla kolektora bez cijevi s ravnim (drugi model) i valovitim apsorberom (treći model), dimenzija kućišta i apsorbera istovjetnih ispitanom cijevnom kolektoru.



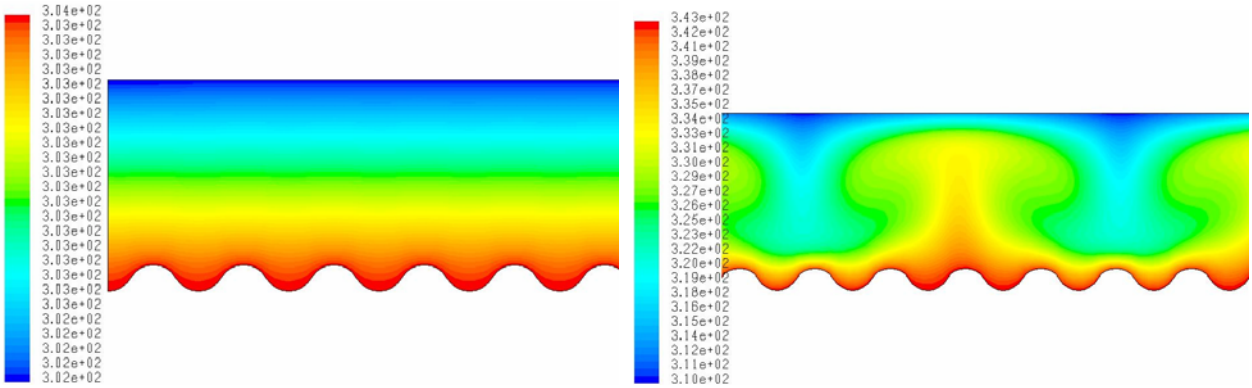
a) (T_f - T_z) / q_{sun} = 0,00074 Km^2/W *b)* (T_f - T_z) / q_{sun} = 0,039824 Km^2/W

Slika 5.5 Raspodjela temperatura (K) u numeričkoj domeni drugog modela kolektora (bez cijevi)



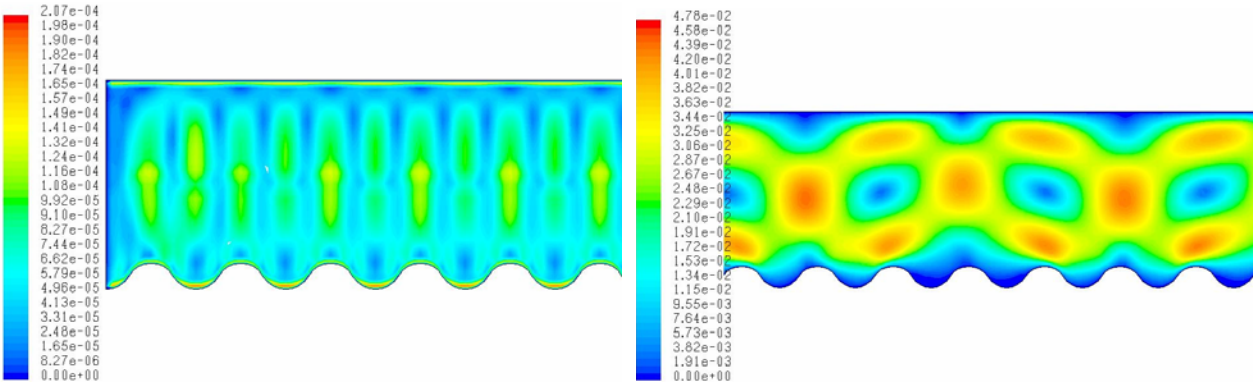
a) (T_f - T_z) / q_{sun} = 0,00074 Km^2/W *b)* (T_f - T_z) / q_{sun} = 0,039824 Km^2/W

Slika 5.6 Profil brzina (m/s) između apsorbera i stakla (drugi model)



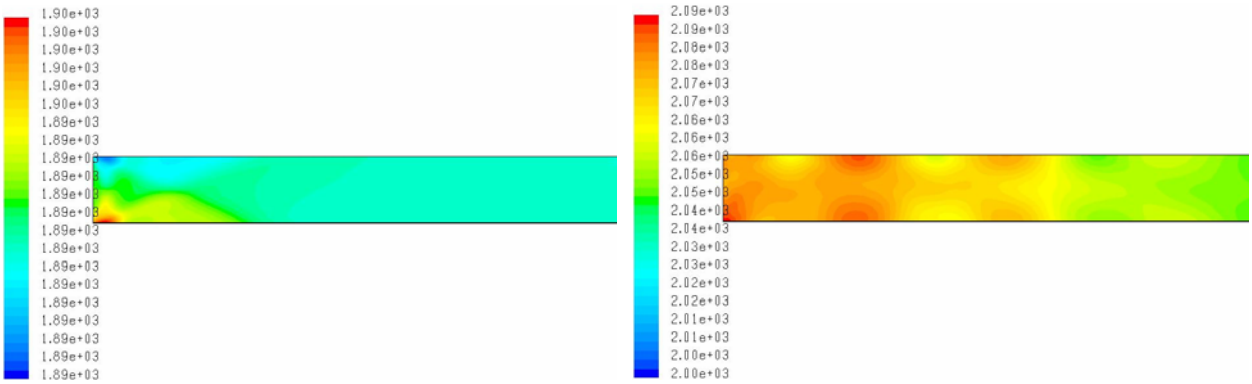
a) (T_f - T_z) / q_{sun} = 0,00074 Km^2/W *b)* (T_f - T_z) / q_{sun} = 0,039824 Km^2/W

Slika 5.7 Raspodjela temperatura (K) u numeričkoj domeni trećeg modela kolektora (valoviti apsorber)



a) (T_f - T_z) / q_{sun} = 0,00074 Km^2/W *b)* (T_f - T_z) / q_{sun} = 0,039824 Km^2/W

Slika 5.8 Profil brzina (m/s) između valovitog apsorbera i stakla (treći model), $\varepsilon = 0.06$



a) (T_f - T_z) / q_{sun} = 0,00074 Km^2/W *b)* (T_f - T_z) / q_{sun} = 0,039824 Km^2/W

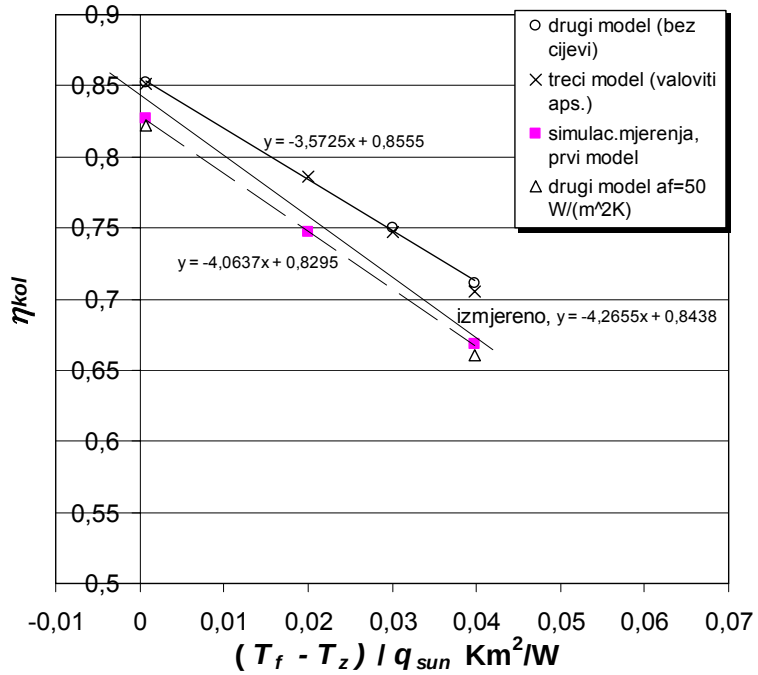
Slika 5.9 Raspodjela ukupnog dolaznog zračenja q_{zr} (W/m^2) na plohe pojedinog kontrolnog volumena u numeričkoj domeni drugog modela kolektor (apsorber ε = 0.06, staklo ε = 0.88)

Iz prikazanih se raspodjela temperature modela kolektora bez cijevi uočava da su temperaturni profili uglavnom neovisni o tipu apsorbera. Što se tiče profila brzina, primjetne su određene razlike između ravnog i valovitog apsorbera kod (T_f - T_z) / q_{sun} = 0,00074 Km^2/W. Pri većim razlikama temperatura fluida i okolišnog zraka praktički nema nikakvih razlika. U tom su slučaju profili i brzina i temperatura čak kvalitativno identični onima iz prvog modela kolektora s cijevima, unatoč nižim temperaturama apsorbera pri identičnim radnim parametrima. Razlike uslijed niže temperature apsorbera postaju vidljive tek kada ista postane dovoljno niska, tako da kod kolektora bez cijevi pri (T_f - T_z) / q_{sun} = 0,00074 Km^2/W gotovo i nema gibanja zraka u međuprostoru između stakla i apsorbera (u cijevnom ima), što je u skladu s prethodno izračunatim nižim vrijednostima α_{ekv} i $k_{a\text{-}f}$ tj. većoj učinkovitosti kolektora.

Prikaz intenziteta dolaznog zračenja (Slika 5.9) u numeričkoj domeni modela s ravnim apsorberom, ukazuje na ujednačenu raspodjelu zračenja po cijeloj domeni, osim u kutovima kućišta gdje je zračenje nešto intenzivnije.

U dijagramu na Slici 5.10 dana je usporedba mjerenih i simuliranih vrijednosti učinkovitosti kolektora za cijevni i dva kolektora bez cijevi: s ravnim (drugi model) i s valovitim apsorberom (treći model). U istom su dijagramu prikazani rezultati simulacije na modelu s ravnim apsorberom za koeficijent prijelaza topline na strani fluida između ploča α_f = 50 W/(m^{2}K). Rezultati provedenih simulacija pri α_f = (200, 300, 500, 800, 1100) W/(m^{2}K) ne odstupaju više

od 2% u odnosu na referentu simulaciju mjerenja kod koje je α_f= 690 W/(m^{2}K), te nisu prikazani zbog bolje preglednosti dijagrama. To je isto slučaj i sa valovitim apsorberom kod kojeg su vrijednosti gotovo identične ravnom apsorberu u svim područjima α_f. Sve vrijednosti iz dijagrama dane su i tablično uz izračunata odstupanja u odnosu na referentne rezultate simulacije mjerenja provedene na prvom modelu.



Slika 5.10 Usporedba vrijednosti η_{kol} dobivenih iz rezultata mjerenja i simulacija za prvi, drugi i treći model kolektora

Tablica 5.4 Prikaz rezultata i međusobnih odstupanja vrijednosti η_{kol} iz dijagrama sa Slike 5.10

	η_{kol}				odstupanje od simulac. mjerenja
$(T_f - T_z) / q_{sun}$=	0,00074	0,02	0,030035	0,039824	%
izmjereno	0,847			0,674	1,6
drugi model (bez cijevi)	0,852		0,750	0,712	4,8
treći model (valoviti aps.)	0,852	0,786	0,747	0,705	4,6
simulac mjerenja, prvi model	0,827	0,747		0,668	
drugi model α_f= 1095 W/(m^{2}K)	0,856			0,714	5,2
drugi model α_f= 50 W/(m^{2}K)	0,822			0,661	-0,8

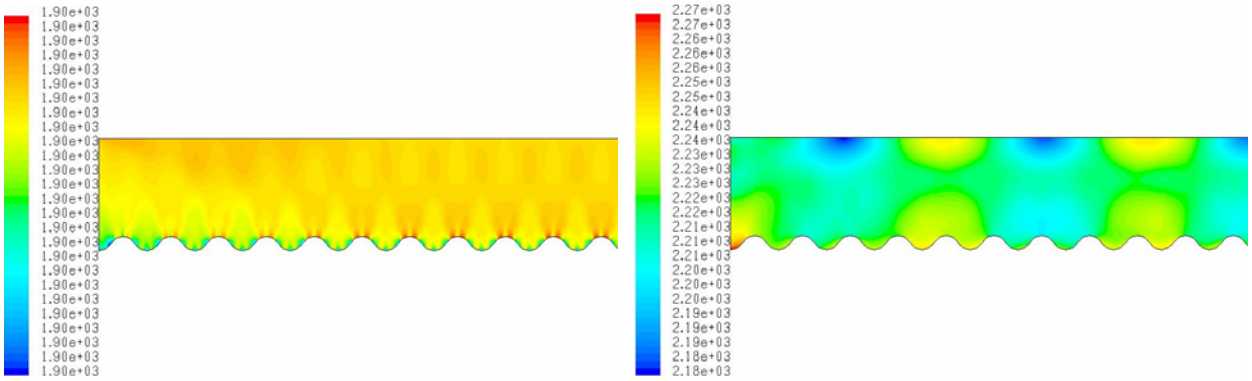
5.2.1 Osvrt na rezultate

Iz gornjih se podataka uočava prosječni porast učinkovitosti kolektora bez cijevi i ravnim apsorberom od 4.8% u odnosu na vrijednosti simulacije cijevnog kolektora. Pri tome je povećanje učinkovitosti značajnije izraženo pri većim temperaturnim razlikama fluid-okolina (5.6%). Model kolektora s valovitim apsorberom praktički ima istu karakteristiku kao i onaj s ravnim. Kako je već napomenuto u prethodnoj analizi utjecaja otpora prolazu topline s apsorbera na fluid, takvo je povećanje učinkovitosti u odnosu na cijevni kolektor posljedica veće površine izmjene topline te nepostojanja otpora zavara provođenju topline.

5.3 2D MODEL ZASJENJENOG PROTOTIPA KOLEKTORA (ČETVRTI MODEL)

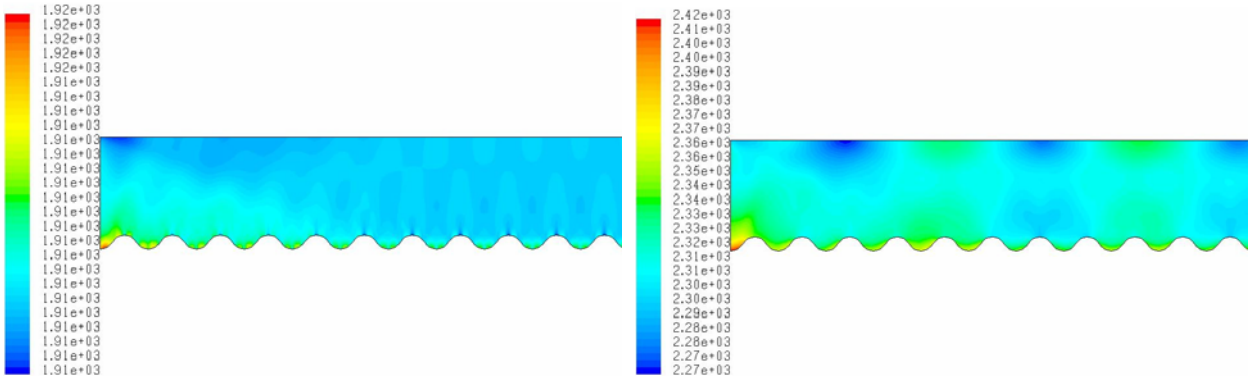
U nastavku je na modelu kolektora s valovitim apsorberom, dimenzija kućišta identičnih ispitanom zasjenjenom prototipu kolektora, provedena numerička analiza utjecaja optičkih karakteristika apsorbera na učinkovitost kolektora, te je dana usporedba s mjerenim podacima. Slijedeće slike prikazuju raspodjelu dolaznog intenziteta zračenja u domeni zasjenjenog prototipa pri različitim koeficijentima emisije apsorbera $\varepsilon = 0.06$ i $\varepsilon = 0.15$ koji odgovaraju vrijednostima

iz prethodna tri modela, te onima ispitanog prototipa, respektivno. Profili brzina i temperatura kvalitativno su identični su onima kod trećeg modela, te zato nisu posebno prikazani.



$\varepsilon_{aps} = 0.06$

a) (T_f - T_z) / q_{sun} = 0,00074 Km^2/W *b)* (T_f - T_z) / q_{sun} = 0,039824 Km^2/W



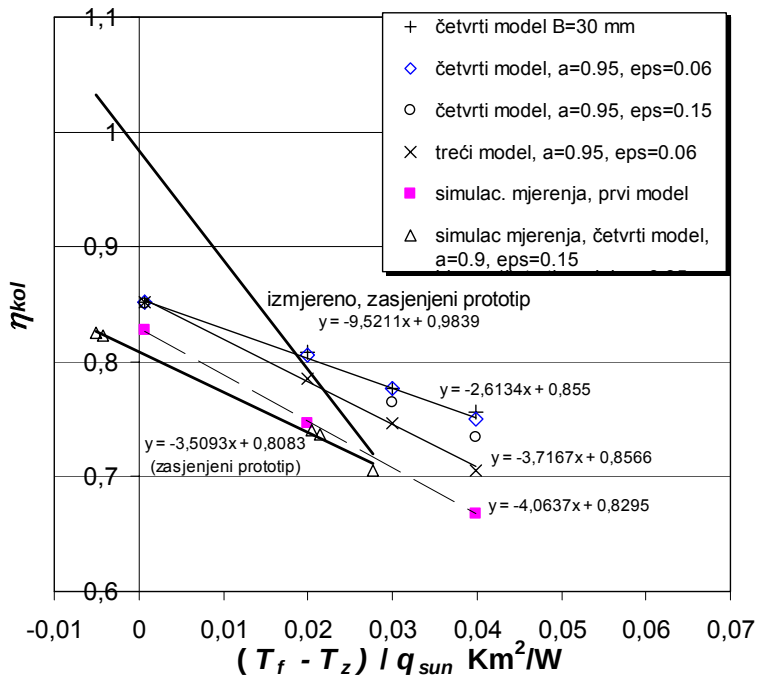
$\varepsilon_{aps} = 0.15$

c) (T_f - T_z) / q_{sun} = 0,00074 Km^2/W *d)* (T_f - T_z) / q_{sun} = 0,039824 Km^2/W

Slika 5.11 Raspodjela ukupnog dolaznog zračenja q_{zr} (W/m^2) na plohe pojedinog kontrolnog volumena u numeričkoj domeni četvrtog modela kolektora pri $\varepsilon = 0.06$ i $\varepsilon = 0.15$

U odnosu na prikazane raspodijele zračenja kod ravnog apsorbera, ovdje se uočava nejednolikija raspodjela, pri čemu se u slučaju kada praktički nema strujanja zraka uslijed slobodne konvekcije ((T_f - T_z) / q_{sun} = 0,00074 Km^2/W) ističu mjesta intenzivnijeg zračenja na vrhovima žlijebova valovitog apsorbera. Kako je pokazano u prethodnom dijagramu to ipak nema utjecaja na konačnu učinkovitost kolektora pri ε = 0.06, dok je pri ε = 0.15 utjecaj nešto veći. Pri višim vrijednostima (T_f - T_z) / q_{sun} profil zračenja je drugačiji uslijed promijenjene temperaturne raspodijele na stjenkama (zbog intenzivnije slobodne konvekcije) tako da ovdje nestaje spomenutih mjesta s intenzivnijim zračenjem na vrhu žlijebova, iako je dolazno zračenje pri dnu žlijebova i dalje slabijeg intenziteta u odnosu na zračenje pri vrhovima. U slučaju kada je ε = 0.15 intenzitet zračenja je vidljivo veći, pogotovo kod većeg (T_f - T_z) / q_{sun} , no profil se kvalitativno ne razlikuje bitno u odnosu na slučaj s ε = 0.06.

U dijagramu na Slici 5.12 dana je usporedba mjerenih i simuliranih vrijednosti učinkovitosti zasjenjenog prototipa kolektora s valovitim apsorberom. Radi usporedbe utjecaja smanjenja dimenzije kućišta (širine) zadržani su podaci o optičkim karakteristikama apsorbera i stakla iz prethodnih modela (a = 0.95 i ε = 0.06, τ = 0.9) te isto tako i radni uvjeti kolektora (insolacija, temp. okoline i radnog fluida, α_f). Rezultati simulacija pri promijenjenim karakteristikama apsorbera (a = 0.9, ε = 0.15) također su prikazani u istome dijagramu uz podatke o simulaciji na modelu s promijenjenom udaljenosti stakla i apsorbera sa B = 0.21 m na B = 0.3 m i B = 0.11m. Konačno, prikazani su i rezultati simulacije uz zadane karakteristike apsorbera i stakla koji odgovaraju onima ispitanog prototipa (a = 0.95 i ε = 0.06, τ = 0.9, B = 0.21 m) uz identične radne parametre pod kojima je ispitan zasjenjeni prototip (uzeti su podaci za četiri mjerne točke). Pri tome je koeficijent prijelaza topline na strani fluida α_f = (510÷600) $W/(m^2K)$. Radi bolje usporedbe prikazane su i krivulje iz prethodnih dijagrama za prvi i treći model. Sve vrijednosti iz dijagrama dane su u dvjema tablicama 5.5a,b uz prikaz odstupanja u odnosu na referentne rezultate (simulacije mjerenja provedene na prvom modelu i mjerenja na zasjenjenom prototipu).



Slika 5.12 Usporedba vrijednosti η_{kol} dobivenih iz rezultata mjerenja i simulacija za prvi, treći i četvrti model kolektora

Tablica 5.5a Prikaz rezultata i međusobnih odstupanja vrijednosti η_{kol} iz dijagrama sa Slike 5.12

	η_{kol}				odstupanje od simulac. mjerenja
$(T_f - T_z) / q_{sun} =$	0,00074	0,02	0,030035	0,039824	%
četvrti model, B = 11 mm	0,850			0,773	9,2
četvrti model, B = 30 mm	0,852	0,808	0,776	0,756	8,1
četvrti model, a = 0.95, ε = 0.06	0,852	0,805	0,776	0,750	7,7
četvrti model, a = 0.95, ε =0.15 mm	0,850		0,765	0,734	6,3
treći model a = 0.95, ε = 0.06	0,852	0,786	0,747	0,705	4,6
simulac. mjerenja, prvi model	0,827	0,747		0,668	

Tablica 5.5b Usporedba vrijednosti η_{kol} dobivenih iz rezultata mjerenja i simulacija za model zasjenjenog prototipa

	η_{kol}				
$(T_f - T_z) / q_{sun}$=	-0,005	-0,004	0,0204	0,02143	0,0277
izmjereno, zasjenjeni prototip	1,0506	1,0047	0,7898	0,7866	0,7147
simulac. mjerenja, četvrti model, a = 0.9, ε = 0.15	0,825	0,823	0,740	0,737	0,705
odstupanje od izmjerenog, %	-21,5	-18,1	-6,3	-6,3	-1,3

5.3.1 Utjecaj ε, a i dimenzija kućišta

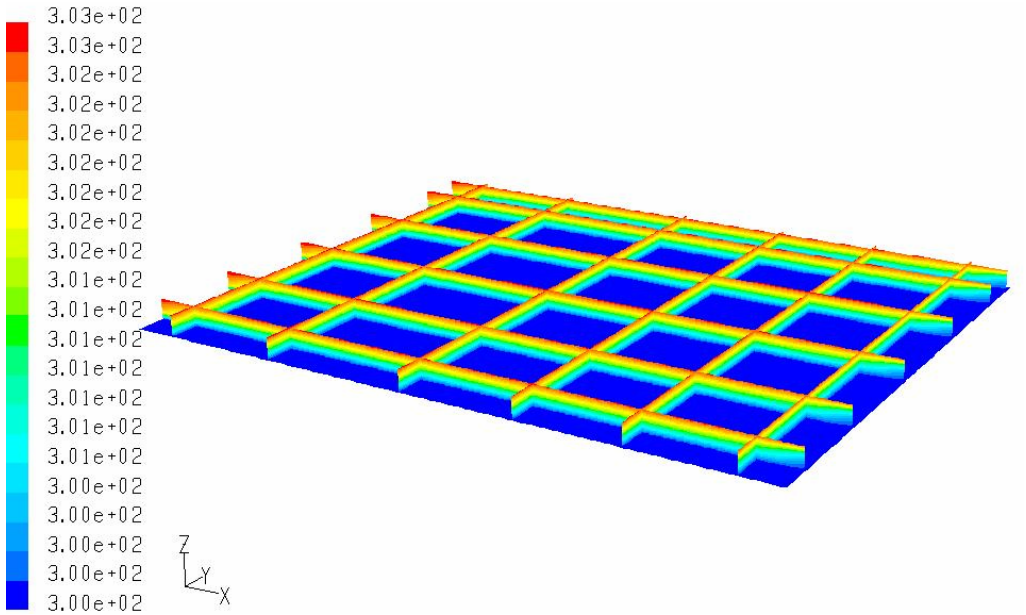
Iz prikazanih se podataka vidi da je smanjenje širine kućišta u odnosu na prethodna dva modela dovelo do smanjenja toplinskih gubitaka tj. povećanjem učinkovitosti od ~6% pri većim razlikama temperatura fluid-okolina, uz identične vrijednosti pri $(T_f - T_z) / q_{sun}$ = 0,00074 Km^2/W. Povećanje udaljenosti stakla od apsorbera rezultiralo je smanjenjem toplinskih gubitaka do 3%. S druge strane, smanjenje udaljenosti na 11 mm utjecalo je na značajnije smanjenje gubitaka od 5.5% pri većim razlikama temperatura fluid-okolina, iz razloga što kod te udaljenosti (i manjim) nema pojave slobodne konvekcije, već samo kondukcije. Time su potvrđeni podaci iz dijagrama danog u prethodnom poglavlju, [26], da pri udaljenostima B = (10÷13) mm još nema pojave slobodne konvekcije. Povećanje koeficijenta emisije ε = 0.06 na ε = 0.15 rezultiralo je smanjenjem učinkovitosti od 2%. Simulacija rada kolektora pri uvjetima prisutnim tijekom mjerenja, uz korištenje identičnih optičkih svojstava apsorbera onima testiranog prototipa, imala je za rezultat smanjenje učinkovitosti u odnosu na prethodne slučajeve, što je posljedica nižeg koeficijenta apsorpcije a = 0.9 i višeg emisije ε = 0.15. Odstupanja od mjerenih vrijednosti su značajna (-21.5 %) kod niskih vrijednosti $(T_f - T_z) / q_{sun}$ te se smanjuju na -1.3 % pri najvećim razlikama temperatura fluid-okolina. Takvi rezultati potvrđuju pretpostavku iznesenu u poglavlju o mjerenjima na prototipu da je efektivni koeficijent apsorpcije ploče apsorbera znatno veći od koeficijenta apsorpcije samog premaza uslijed valovitosti apsorbera, čime je znatan dio reflektiranog zračenja apsorbiran, a što kroz simuliranje zračenja putem energije generirane u

tankom filmu na površini apsorbera nije moguće uzeti u obzir. Analiza utjecaja koeficijenta apsorpcije i zračenja odbijenog od okolišnih objekata na visoku izmjerenu učinkovitost prototipa diskutirana je detaljnije u nastavku u zasebnom poglavlju.

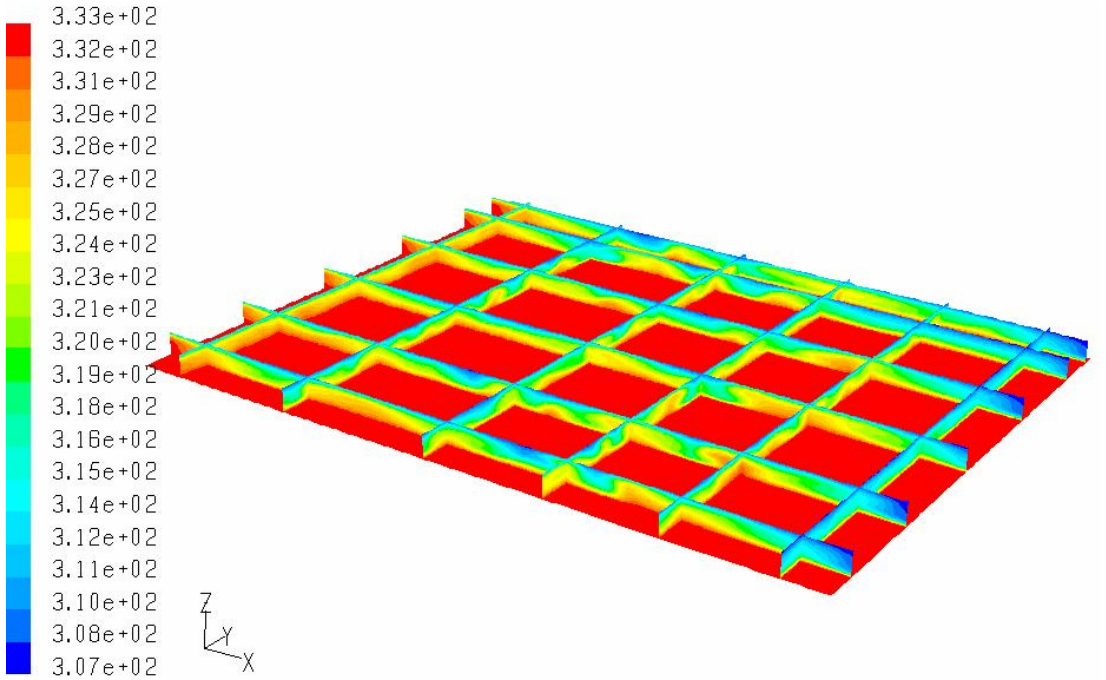
5.4 3D MODELI PROTOTIPA KOLEKTORA (PETI MODEL I ŠESTI MODEL)

5.4.1 Zasjenjeni kolektor (peti model)

Slike u nastavku prikazuju raspodjelu temperatura i brzina u diskretnim ravninama presjeka numeričke domene modela zasjenjenog (peti model) i nezasjenjenog prototipa kolektora (šesti model). U nastavku je dan prikaz temperaturne raspodijele po površini apsorbera i stakla, te isto tako i raspodjela toplinskog toka. Simulacije su napravljene za radne uvjete koji su vladali tijekom ispitivanja tj. za po dvije karakteristične točke mjerenja. Za usporedbu i radi proračuna lokalnog koeficijenta prijelaza topline s apsorbera na fluid, prikazane su i odgovarajuće termografske snimke snimljene nakon podizanja pokrovnog stakla kolektora.

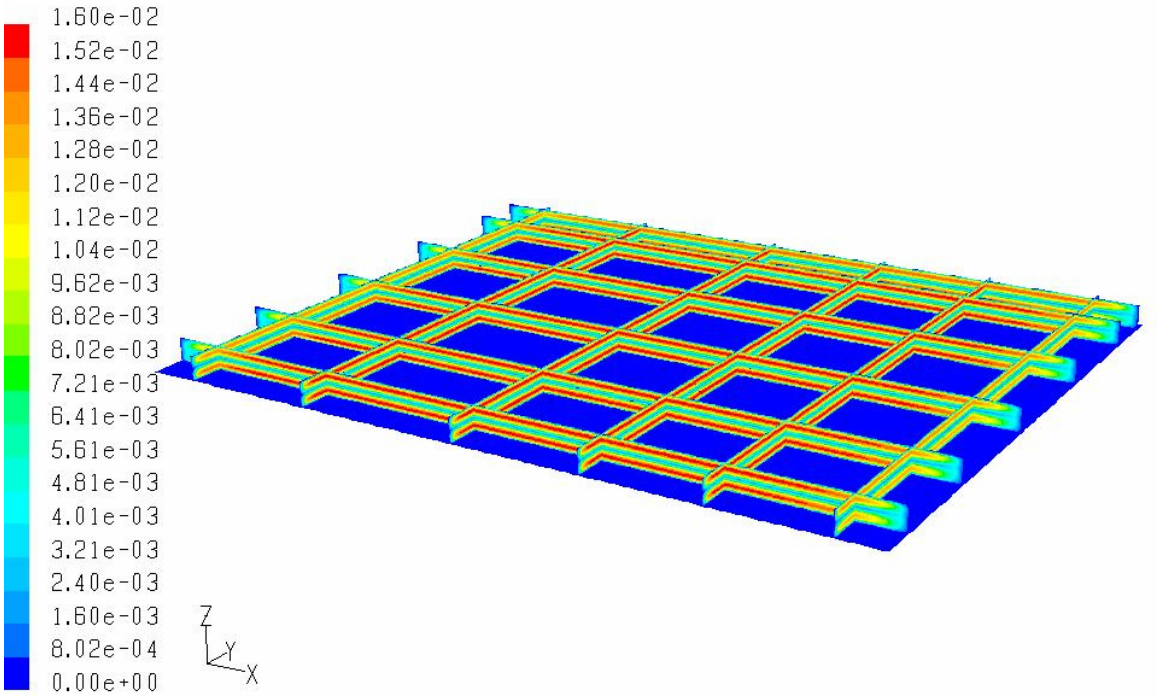


a) (T_f - T_z) / q_{sun} = -0,00051 Km^2/W

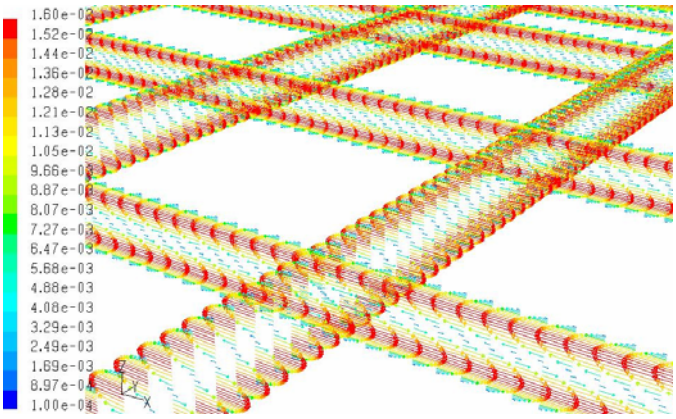


b) (T_f - T_z) / q_{sun} = 0,02772 Km^2/W

Slika 5.13 Prikaz temperaturne raspodijele (K) u diskretnim ravninama presjeka numeričke domene modela zasjenjenog prototipa kolektora (peti model)



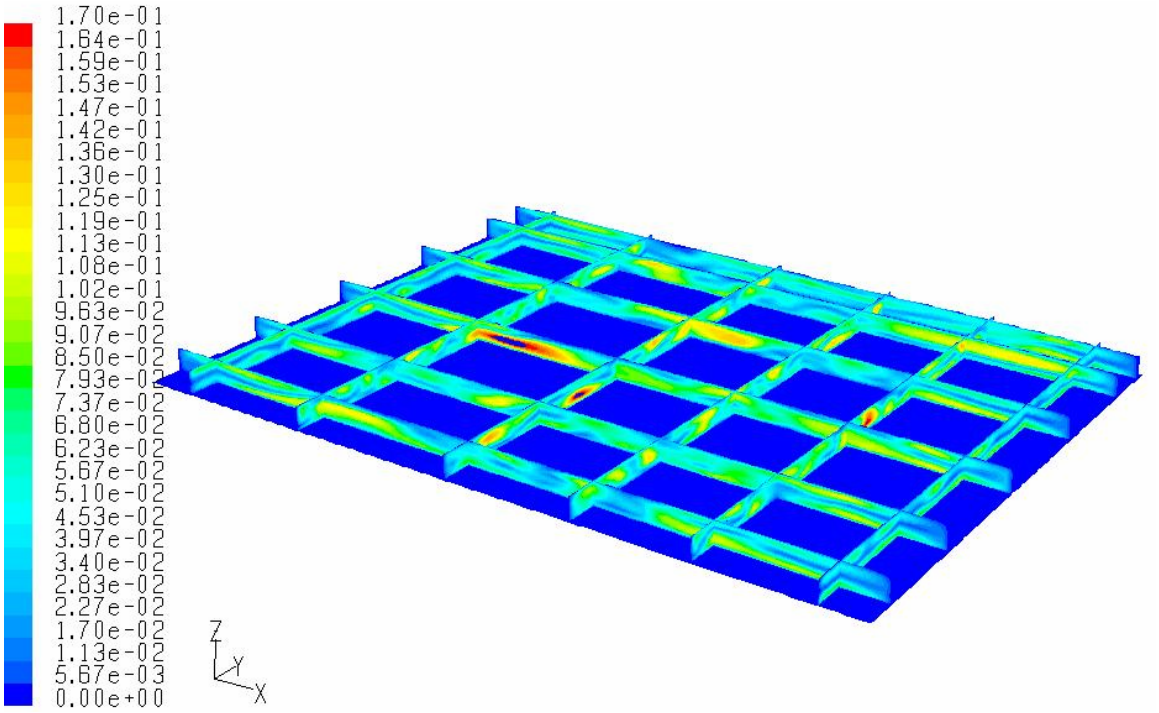
a)



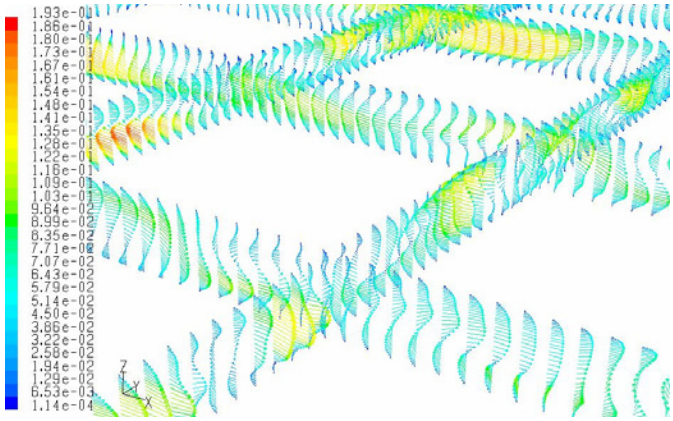
b)

$(T_f - T_z) / q_{sun} = -0{,}00051\ \mathrm{Km^2/W}$

Slika 5.14 a) Prikaz profila brzina (m/s) u diskretnim ravninama presjeka numeričke domene modela zasjenjenog prototipa kolektora (peti model), b) izdvojeni detalj raspodijele vektora brzina u središnjem dijelu kolektora



a)

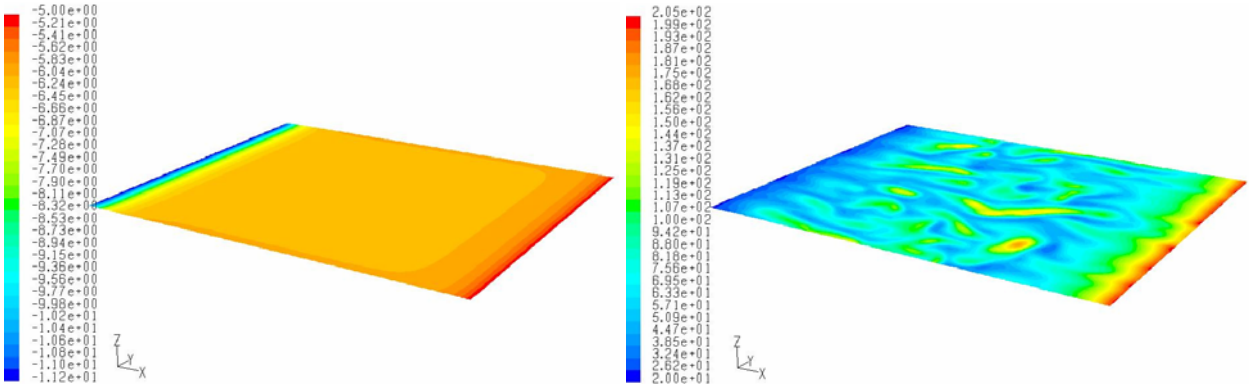


b)

$(T_f - T_z) / q_{sun} = 0{,}02772 \text{ Km}^2/\text{W}$

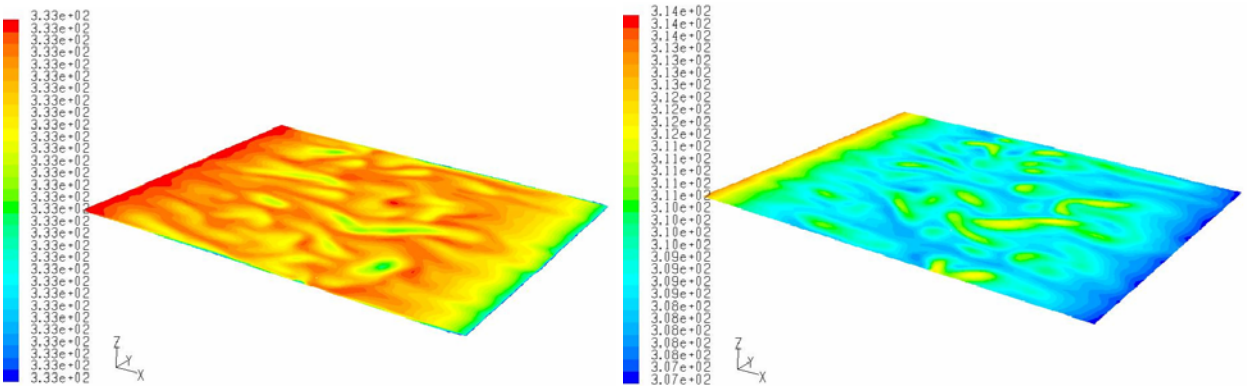
Slika 5.15 Prikaz profila brzina (m/s) u diskretnim ravninama presjeka numeričke domene modela zasjenjenog prototipa kolektora (peti model) uz izdvojeni detalj raspodijele vektora brzina u središnjem dijelu kolektora

Pri malim razlikama temperatura fluid-okolina prikazani profili temperatura u diskretnim ravninama presjeka identični su onima dobivenim u prethodnim 2D simulacijama u odgovarajućim ravninama. Pri intenzivnijoj slobodnoj konvekciji utjecaj strujanja u ravninama paralelnim duljoj stranici kolektora utječe i na izgled profila u ravninama paralelnim s kraćom stranicom, tako da su ti profili do neke mjere različiti od onih dobivenih u 2D modelima. Isto vrijedi i za profile brzina koji otkrivaju složeno gibanje zraka u međuprostoru između stakla i apsorbera, koje pri intenzivnijoj konvekciji postaje potpuno nepravilno. Ipak, može se uočiti kretanje zraka uz stjenku apsorbera u jednom, te uz stjenku stakla u drugom smjeru, pri čemu se ti smjerovi mijenjaju u ovisnosti o udaljenosti ravnine presjeka od ruba dulje stranice kućišta. Za očekivati je da će i takva strujanja rezultirati drugačijim rezultatima toplinskih gubitaka u odnosu na prethodne 2D modele, što se i vidi iz dijagrama na Slici 5.24 priloženog u nastavku.



(T_f - T_z) / q_{sun} = -0,00051 Km^2/W (T_f - T_z) / q_{sun} = 0,02772 Km^2/W

Slika 5.16 Raspodjela izmjenjenog spec. toplinskog toka između apsorbera i zraka q_{gub} (W/m^2) u modelu zasjenjenog prototipa kolektora (peti model)



a) apsorber

$(T_f - T_z) / q_{sun} = 0{,}02772$ Km^2/W

b) staklo

$(T_f - T_z) / q_{sun} = 0{,}02772$ Km^2/W

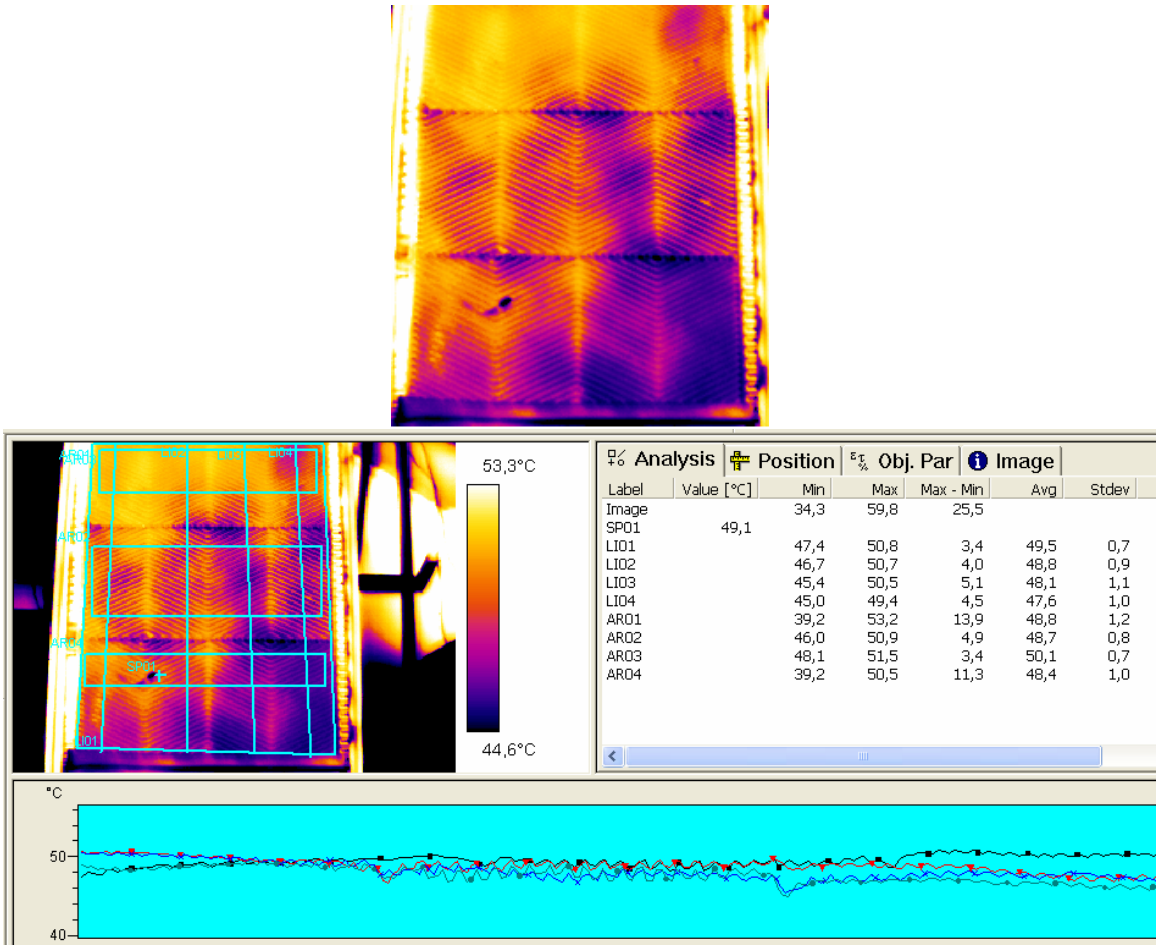
Slika 5.17 Prikaz raspodijele temperature (K) na apsorberu i staklu zasjenjenog prototipa kolektora (peti model)

Raspodjela temperatura po površini apsorbera je unatoč složenoj slici strujanja zraka poprilično ravnomjerna – pogotovo kod manjih razlika temperatura fluid-okolina. Uočava se da su najtoplija mjesta pri vrhu kolektora (unatoč konstantnoj temperaturi fluida s druge strane stjenke), što je izravno posljedica strujanja zraka, koji je u kontaktu s apsorberom, u smjeru od dna prema vrhu kolektora te uz staklo natrag prema dnu. S druge strane, staklo nije tako ravnomjerno progrijano, a što je posljedica većeg utjecaja strujanja na njegovu temperaturu no što je to slučaj s apsorberom gdje se ravnomjerno generira toplina u tankom filmu. Ovdje je interesantno primijetiti kako su toplinski gubici apsorbera najveći u njegovom donjem dijelu uslijed izmjene topline s najhladnijim donjim dijelom stakla, a što je sve posljedica uspostavljenog strujanja zraka. Isto vrijedi i za slučaj kada je temperatura radnog fluida niža od okolišne, kada su toplinski dobici najveći u donjem dijelu apsorbera.

5.4.1.1 Termografska analiza izmjene topline (zasjenjeni kolektor)

Termografska snimka (Slika 5.18) raspodijele temperatura po površini apsorbera zasjenjenog prototipa (snimljena neposredno nakon uklanjanja pokrovnog stakla) pri $(T_f - T_z) / q_{sun} = 0{,}01896$ Km^2/W otkriva da su varijacije temperature veće od 3°C, za razliku od simuliranog temperaturnog polja kod kojeg su odstupanja temperatura manja od 1°C. Takvo je stanje

posljedica neujednačene raspodijele brzina strujanja u kanalu pločastog izmjenjivača, postupnog zagrijavanja radnog fluida na putu od ulaza do izlaza iz kolektora, kao i profila strujanja zraka u međuprostoru između apsorbera i stakla. Utjecaj strujanja na temperaturnu raspodjelu najuočljiviji je iz termograma koji je snimljen nekoliko minuta nakon uklanjanja stakla za nezasjenjenog kolektora (Slika 5.22b).



Slika 5.18 Termografska slika raspodjela temperatura po površini apsorbera zasjenjenog prototipa u prikaz analize temperaturnog polja provedenoj u ThermaCam Researcher-u (emisivnost površine određena kao $\varepsilon = 0.89$). Dijagram prikazuje temperature koje odgovaraju paralelnim linijama LI01-LI04, dok su AR01-AR04 površine, a SP01 oznaka za točku.

Na oba se termograma uočava da su najtoplija mjesta ona gdje se žlijebovi sastaju i mijenjaju smjer, gdje su i brzine strujanja najmanje. Interesantno je da je lijevi dio ploče topliji iako su ulaz

i izlaz iz kolektora smješteni upravo na toj strani, pa bi bilo za očekivati da su brzine strujanja upravo tu i najveće. Ipak, temperaturna raspodjela ukazuje na veće brzine u desnom dijelu ploče što je ostvareno usmjeravanjem fluida u distribucijskom dijelu ploče neposredno uz ulazne i izlazne priključke prototipa. Određeni utjecaj na distribuciju fluida vjerojatno imaju i mnogobrojni zavari gornje i donje ploče kanala kolektora. Zbog takve vrlo neujednačene raspodijele temperatura proračun koeficijenata prijelaza topline u kanalu kolektora uvelike je otežan i nepouzdan, kako je pokazano u nastavku.

Analiza termograma prikazana na gornjoj Slici 5.18 poslužila je za izračun lokalnih koeficijenata prijelaza topline, te kvantitativnu usporedbu sa simuliranim temperaturama apsorbera. Vrijednosti temperature odgovaraju koeficijentu emisije $\varepsilon = 0.89$ izračunatom na temelju podatka o lokalnoj temperaturi ploče apsorbera očitanoj termoparom koji je u dobrom kontaktu s pločom apsorbera (točka SP01 na termogramu). Tako visoka vrijednost ε vjerojatno je posljedica valovitosti površine koja osim na povećanje efektivne apsorpcije utječe i na povećanje efektivne emisivnosti (a koju upravo registrira IC kamera), kako je diskutirano u Poglavlju 2. Lokalni koeficijenti prijelaza topline $\alpha_{f,lok}$ izračunati su prema slijedećem izrazu, te su dani u Tablici 5.6 uz vrijednost α_f koja je korištena u simulaciji

$$\alpha_{f,lok} = \frac{Q_{kol}}{A_{aps} \cdot \left(T_{aps,lok} - T_{f,lok}\right)} \tag{5.6}$$

Ovdje je Q_{kol} (W) izmjerena vrijednost toplinskog toka koji je primio fluid od apsorbera, a za koju se pretpostavlja da je ravnomjerno raspodijeljena po ploči apsorbera površine A_{aps} (obzirom na ravnomjerno zagrijavanje uslijed sunčevog zračenja). $T_{aps,lok}$ je lokalna temperatura ploče apsorbera očitana iz termograma na mjestu koje odgovara poziciji termopara koji mjeri temperaturu donje izolirane ploče kanala $T_{f,lok}$. Za posljednju se temperaturu pretpostavlja da dobro aproksimira temperaturu fluida u tom dijelu kanala zbog malog toplinskog otpora tanke stjenke kanala debljine 0.3 mm. Kako je već spomenuto u Poglavlju 3, temperatura fluida na izlazu iz kolektora i ona mjerena termoparom najbližem izlazu (T_g) ne razlikuju se za više od 0.3°C.

Tablica 5.6 Termografski dobivene vrijednosti temperatura i lokalnog koeficijenta prijelaza topline na strani radnog fluida ((T_f - T_z) / q_{sun} = 0,01896 Km^2/W)

$T_{sr,sim}$ °C	T_{sr}, °C	T_v °C	T_d °C	T_s °C	T_g °C	
49,824	48,8	49,1	48,226	49,132	49,682	
α_f ,W/(m^2K) (iz simulacije)			49,1	50,5	51,5	$T_{aps,lok}$, °C (iz termograma)
566,54			704,5	450,1	338,7	$\alpha_{f,lok}$, W/(m^2K)

T_v - temperatura apsorbera mjerena termoparom (točka SP01)

T_d - temperatura izolirane ploče kanala u ravnini s T_v

T_s - temperatura izolirane ploče kanala na polovini udaljenosti između ulaza i izlaza (u području AR02)

T_g - temperatura izolirane ploče kanala pri vrhu radnog dijela apsorbera (prije distribucijsog dijela) (u području AR03)

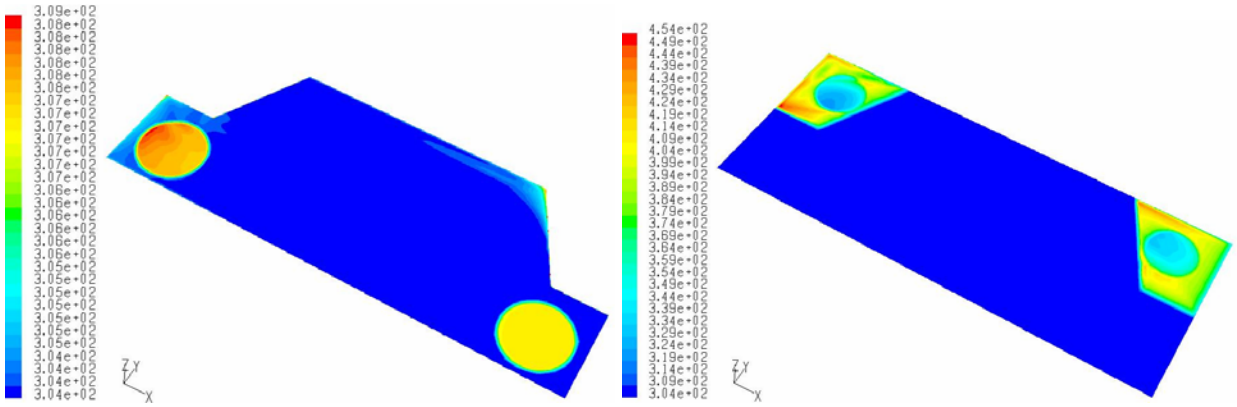
T_{sr} - srednja temperatura apsorbera očitana iz termograma (područje AR01)

$T_{sr,sim}$ - srednja temperatura apsorbera očitana iz rezultata simulacije

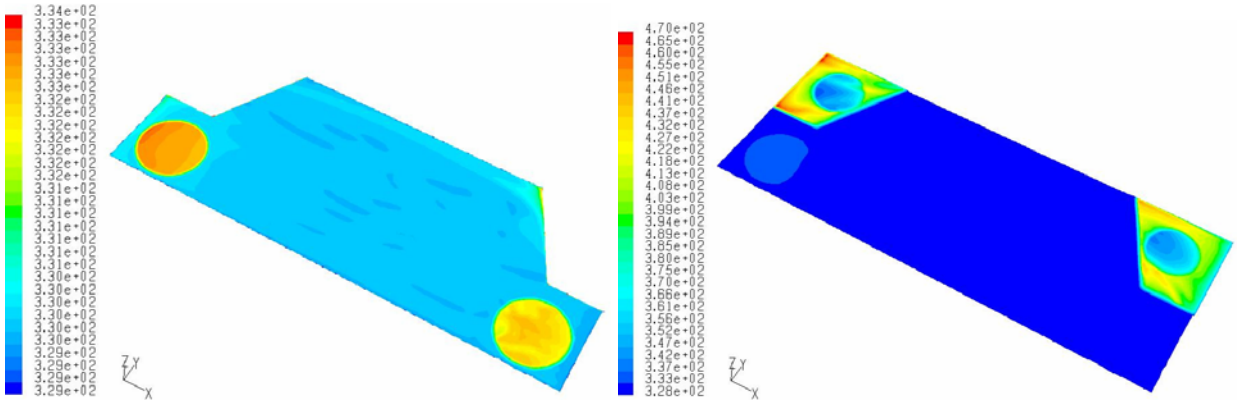
Iz prethodnih se rezultata vidi da je ovakvo određivanje koeficijenta prijelaza topline vrlo nepouzdano. Razlog tomu leži najviše u činjenici da male promjene temperature apsorbera od, primjerice, 0.2°C rezultiraju velikim varijacijama koeficijenta prijelaza topline od, u ovom slučaju, 20%! Stoga dobiveni rezultati i ne iznenađuju, obzirom na grešku koja se unosi u određivanje temperatura apsorbera kroz eksperimentalno određeni koeficijent emisije, te varijaciju temperature apsorbera u neposrednoj okolini mjesta gdje je postavljen termopar, a koja je reda veličine 0.5°C. Dodatnu nesigurnost unose i selektivna svojstva premaza snimane površine apsorbera te njezina valovitost, što utječe na intenzitet zračenja koje dolazi s različito orijentiranih ploha žlijebova u odnosu na ravninu okulara termografske (IC) kamere, što se i vidi iz "valovitog" profila temperatura u dijagramu na gornjem termogramu.

Zbog ovakve velike ovisnosti točnosti izračuna koeficijenta prijelaza topline o malim greškama očitavanja temperature apsorbera, prikazana termografska analiza svodi se na okvire određivanja reda veličine α_f te detekciju mjesta lošijeg hlađenja ploče radnim fluidom (tj. mjesta nižih brzina strujanja).

5.4.2 Nezasjenjeni kolektor (šesti model)

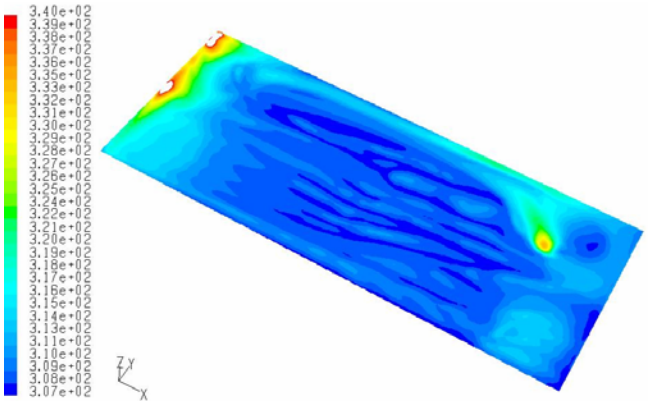


a) (T_f - T_z) / q_{sun} = -0,002 Km^2/W



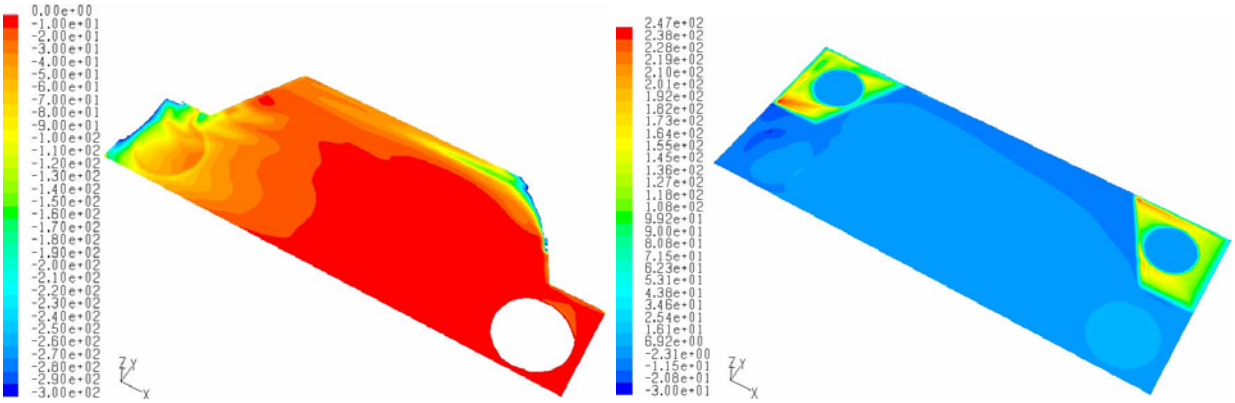
b) (T_f - T_z) / q_{sun} = 0.025 Km^2/W

Slika 5.19 Prikaz raspodijele temperature (K) na apsorberu nezasjenjenog prototipa kolektora (šesti model)



(T_f - T_z) / q_{sun} = 0.025 Km^2/W

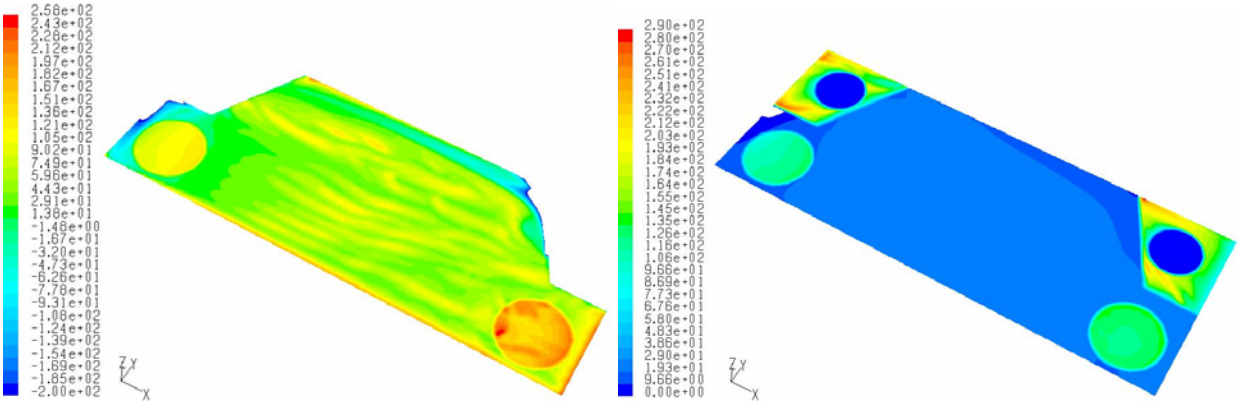
Slika 5.20 Prikaz raspodijele temperature (K) na staklu nezasjenjenog prototipa kolektora (šesti model)



a) ukupni spec. topl. tok (gubici) q_{gub}

b) zračenje q_{zr}

(T_f - T_z) / q_{sun} = -0,002 Km^2/W



c) ukupni spec. topl. tok (gubici) $q_{a\text{-}z}$ *d) zračenje* q_{zr}

$(T_f - T_z) / q_{sun} = 0.025$ Km^2/W

Slika 5.21 Prikaz raspodijele a)spec. toplinskog toka gubitaka apsorbera q_{gub} *(W/m*^{2}*) nezasjenjenog prototipa kolektora (šesti model) i b)spec. toplinskog toka apsorbera izmijenjenog zračenjem između apsorbera, stakla i kućišta* q_{zr} *(W/m*^{2}*)*

Kao i u slučaju zasjenjenog prototipa, raspodjela temperatura po ploči apsorbera nezasjenjenog prototipa (Slike 5.19, 5.20) pokazuje jednoliku raspodjelu temperatura po dijelovima apsorbera koji su hlađeni fluidom (radni dio apsorbera). Nehlađeni dijelovi su znatno topliji i imaju znatno veće toplinske gubitke koji višestruko nadilaze gubitke radnog dijela apsorbera, unatoč puno manjoj površini. Ti su dijelovi toliko topli da na jednom manjem dijelu apsorbera u neposrednoj blizini istih zagrijavaju zrak iznad temperature radnog dijela apsorbera, što objašnjava negativne iznose toplinskih gubitaka (tj. dobitke) uočljive na Slici 5.21.

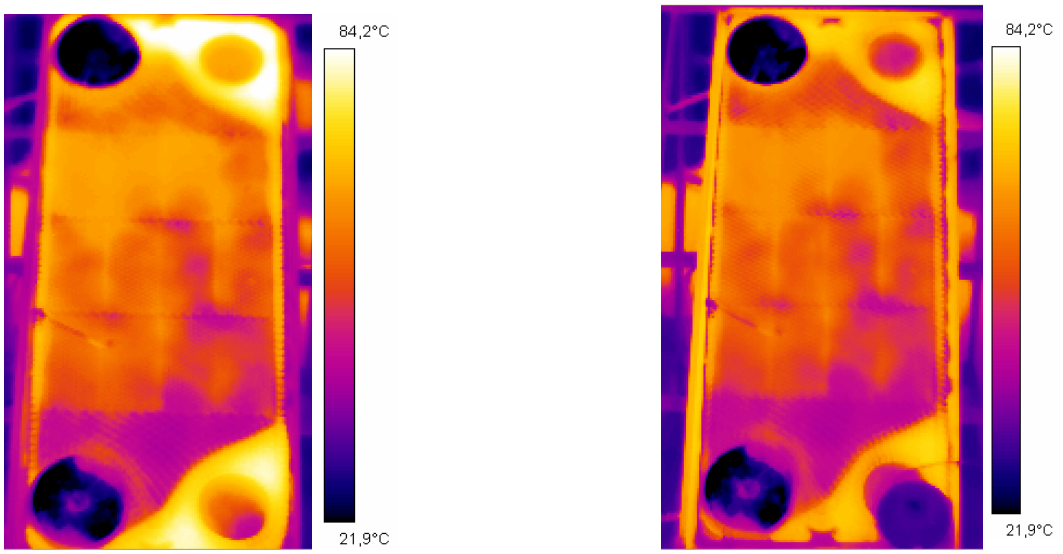
U Tablici 5.7 dane su vrijednosti toplinskih gubitaka pojedinog dijela apsorbera za radne uvjete prototipa koji odgovaraju $(T_f - T_z) / q_{sun} = 0.025$ Km^2/W. Iz tih se podataka vidi da je praktički cijela apsorbirana energija sunčevog zračenja na nehlađenom dijelu kolektora konvekcijom i zračenjem izmijenjena sa staklom i stjenkama kućišta, što znači da taj dio površine ne doprinosi zagrijavanju fluida, te se može isključiti iz proračuna učinkovitosti. Iz istih su razloga iz proračuna izbačene i prirubnice (velike debljine stjenke) koje unatoč tomu što su hlađene radnim fluidom imaju znatno veće gubitke po jedinici površine no što je to slučaj s radnim dijelom apsorbera.

Tablica 5.7 Iznos toplinskih gubitaka pojedinih dijelova apsorbera i cijelog stakla nezasjenjenog prototipa kolektora pri $(T_f - T_z) / q_{sun} = 0.025\ Km^2/W$

	okvir kućišta	staklo	radni dio apsorbera	prirubnice	nehlađeni apsorber
Temperatura, K	320,53	311,365	329,955	332,531	409,227
Generirana (apsorbirana) toplina, W			354,2	38,3	55,2
Gubici, Q_{gub} W	6,72	75,88	20,7	7,33	54,95
Gubici, q_{gub} W/m^2	91,4	121,4	44,0	144,1	753
Gubici zračenjem, q_{zr} W	0,2	27,8	10,0	6,3	11,6
površina, m^2	0,0735	0,625	0,470402	0,050856	0,072981

5.4.2.2 Termografska analiza izmjene topline (nezasjenjeni kolektor)

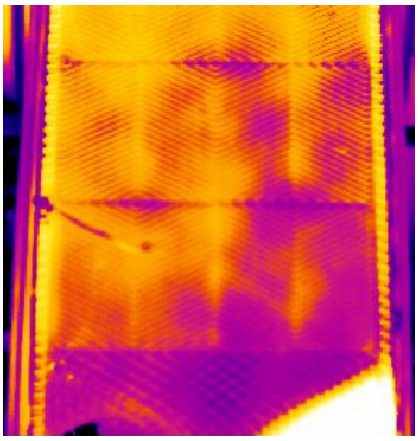
Na termogramima nezasjenjenog prototipa kolektora ($(T_f - T_z) / q_{sun} = 0{,}0259$ Km^2/W) prikazanih na Slikama 5.22 i 5.23 jasno se uočavaju razlike u temperaturi između hlađenog radnog dijela apsorbera i onog nehlađenog koji je zavarom odvojen od ostatka kanala, kako je već ranije ustanovljeno iz rezultata simulacije. Prirubnice su prividno hladnije od ostalih dijelova što je posljedica drugačijeg iznosa i ovisnosti koeficijenta emisije o kutu gledanja kamere (vidi Poglavlje 2), u odnosu na ostale dijelove ploče apsorbera na koje je nanesen selektivni premaz. Kao i kod zasjenjenog kolektora i ovdje se uočavaju mjesta različitog intenziteta hlađenja ploče apsorbera. Da je takva temperaturna slika najviše posljedica uvjeta strujanja u kanalu pokazuje i termogram (Slika 5.22b) koji je snimljen nekoliko minuta nakon skidanja pokrovnog stakla i stacioniranja temperature fluida. Iz tog se termograma vidi da su i dalje dijelovi na desnoj strani ploče hladniji od onih na lijevoj uz snižavanje temperature svih dijelova apsorbera uslijed povećanih toplinskih gubitaka. Primjetno je kako su distribucijski dijelovi ploče u gornjem dijelu kolektora hladniji od susjednih dijelova sa žlijebovima, što je vjerojatno rezultat većih brzina u tom dijelu ploče gdje se fluid usmjerava prema izlazu uz postupno smanjenje površine slobodnog presjeka strujanja.



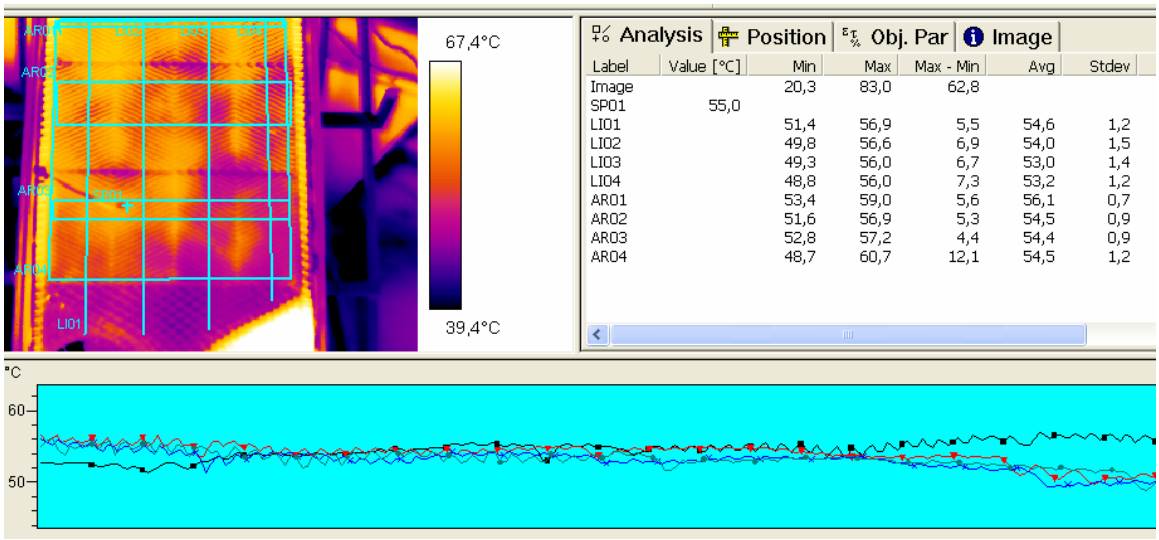
a) neposredno *b) četiri minute nakon uklanjanja stakla*

Slika 5.22 Termografska slika raspodjela temperatura po površini apsorbera nezasjenjenog prototipa a) neposredno i b) nekoliko minuta nakon uklanjanja pokrovnog stakla

Analiza gornjih termograma prikazana je na slijedećoj Slici 5.23b. Temeljem toga izračunati su koeficijenti prijelaza topline na strani fluida prema proceduri opisanoj na prethodnom primjeru zasjenjenog kolektora.



Slika 5.23a Termografska slika raspodjela temperatura po površini apsorbera nezasjenjenog prototipa



Slika 5.23b Termografska slika raspodjele temperatura po površini apsorbera nezasjenjenog prototipa- prikaz analize temperaturnog polja provedenoj u ThermaCam Researcher (emisivnost površine određena kao $\varepsilon = 0.89$). Dijagram prikazuje temperature koje odgovaraju paralelnim linijama LI01÷LI04, dok su AR01÷AR04 površine, a SP01 je oznaka za točku.

Tablica 5.8 Termografski dobivene vrijednosti temperatura i lokalnog koeficijenta prijelaza topline na strani radnog fluida ($(T_f - T_z) / q_{sun} = 0{,}0259$ Km^2/W)

$T_{sr,sim}$ °C	T_{sr}, °C	T_v °C	T_d °C	T_s °C	T_g °C	
56,292	56,1	55	53,88	55,166	55,983	
α_f ,W/(m^{2}K) (iz simulacije)			55	56,9	57,8	$T_{aps,lok}$, °C (iz termograma)
494.9			594,7	384,1	366,6	$\alpha_{f,lok}$, W/(m^{2}K)

T_v - temperatura apsorbera mjerena termoparom (točka SP01)

T_d - temperatura izolirane ploče kanala u ravnini s T_v

T_s - temperatura izolirane ploče kanala na polovini udaljenosti između ulaza i izlaza (u području AR02)

T_g - temperatura izolirane ploče kanala pri vrhu radnog dijela apsorbera (prije distribucijsog dijela) (u području AR01)

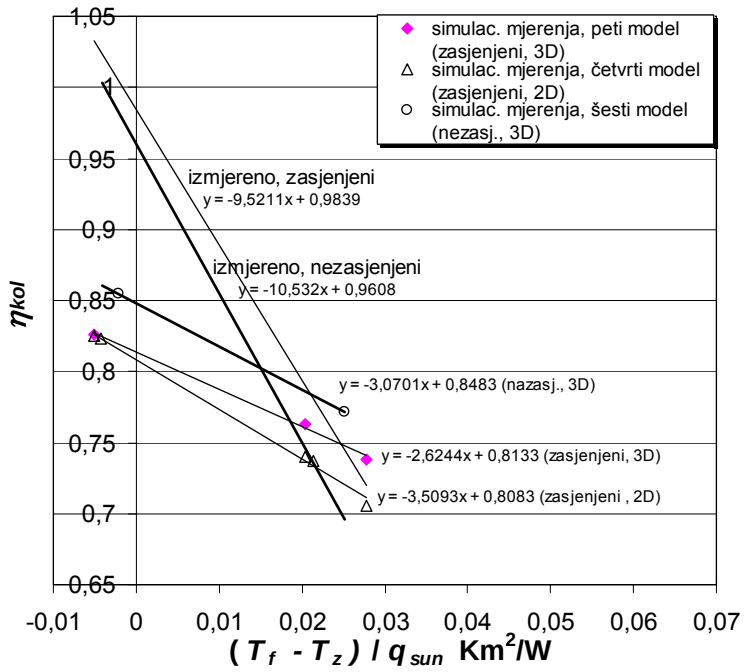
T_{sr} - srednja temperatura apsorbera očitana iz termograma (područje AR04)

$T_{sr,sim}$ - srednja temperatura apsorbera očitana iz rezultata simulacije

Gornji rezultati, na sličan način kao i kod zasjenjenog kolektora, pokazuju relativno velika međusobna odstupanja lokalnih koeficijenata prijelaza topline kao i velika odstupanja u odnosu na vrijednosti iz simulacije. S druge strane simulirane i termografski izmjerene srednje temperature apsorbera razlikuju se za 0.3°C. Točnost simulacije ocijenjena je nadalje kroz podatke o učinkovitosti dane dijagramski i tablično u nastavku.

5.4.3 Usporedba rezultata mjerenja i simulacije

U dijagramu na Slici 5.24 dana je usporedba mjerenih i simuliranih vrijednosti učinkovitosti zasjenjenog (peti model) i nezasjenjenog (šesti model) prototipa kolektora. Radi ocjene utjecaja odabira 2D odnosno 3D prostora numeričke domene na rezultate dana je i krivulja iz prethodnog dijagrama koja odgovara rezultatima 2D simulacije na četvrtom modelu. Sve vrijednosti iz dijagrama dane su u dvjema tablicama 5.9a,b uz prikaz odstupanja u odnosu na referentne rezultate (simulacije mjerenja provedene na četvrtom modelu i mjerenja na nezasjenjenom prototipu). U zasebnoj tabeli 5.10 prikazane su vrijednosti koeficijenata prolaza topline od apsorbera do okolišnog zraka za četvrti i peti model, radi bolje usporedbe toplinskih gubitaka dobivenih primjenom pojedinog modela.



Slika 5.24 Usporedba vrijednosti η_{kol} dobivenih iz rezultata mjerenja i simulacija za četvrti, peti i šesti model prototipa kolektora

Tablica 5.9a Prikaz rezultata i međusobnih odstupanja vrijednosti η_{kol} iz dijagrama sa Slike 5.24 zasjenjeni (peti model)

	η_{kol}		
$(T_f - T_z) / q_{sun} =$	-0,005	0,0204	0,0277
simulac. mjerenja, peti model (3D)	0,826	0,763	0,738
simulac. mjerenja, četvrti model (2D)	0,825	0,740	0,705
izmjereno, zasjenjeni prototip	1,051	0,790	0,715
odstup. petog modela od izmjerenog %	-21,4	-3,4	3,3

Tablica 5.9b Prikaz rezultata i međusobnih odstupanja vrijednosti η_{kol} iz dijagrama sa Slike 5.24 nezasjenjeni (šesti model)

	η_{kol}	
$(T_f - T_z) / q_{sun}$=	-0,002	0,025
izmjereno, nezasjenjeni prototip	0,971	0,705
simulac. mjerenja, šesti model (3D)	0,855	0,771
odstupanje od izmjerenog,%	-12,0	9,4

Tablica 5.10 Usporedba vrijednosti k_{a-z} i α_{ekv} dobivenih simulacijama na četvrtom i petom modelu

	četvrti model (2D)		peti model (3D)	
$(T_f - T_z) / q_{sun}$ Km^2/W	k_{a-z} $W/(m^2K)$	α_{ekv} $W/(m^2K)$	k_{a-z} $W/(m^2K)$	α_{ekv} $W/(m^2K)$
-0,0051	1,269	1,355	1,682	1,837
0,02043	3,044	3,590	2,303	2,602
0,02772	3,279	3,922	2,476	2,826

5.4.4 Osvrt na rezultate

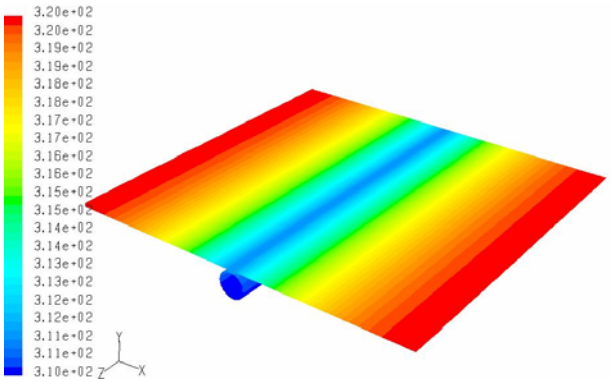
Iz prikazanih tablica i dijagrama vidljivo je značajnije odstupanje mjerenih rezultata od rezultata simulacije pri niskim vrijednostima razlike temperatura fluida i okolišnog zraka, dok su pri većim razlikama odstupanja osjetno manja, kao što je to bio slučaj i kod četvrtog 2D modela. Time je i na oba 3D modela potvrđena pretpostavka o većem efektivnom koeficijentu apsorpcije valovitog apsorbera od apsorpcije samog premaza (a = 0.9). Ovdje je interesantno primijetiti da su simulirane vrijednosti učinkovitosti nezasjenjenog prototipa više za oko 4% u odnosu na one zasjenjenog, dok je kod mjerenih vrijednosti učinkovitosti obrnuta situacija. Vjeruje se da je to rezultat isključivanja pojedinih površina apsorbera iz proračuna učinkovitosti koje ne doprinose ili vrlo malo doprinose izmjeni topline između apsorbera i fluida, što je dovelo do manjih

odstupanja između izmjerenih vrijednosti učinkovitosti zasjenjenog i nezasjenjenog prototipa, kao i između rezultata simulacije i mjerenja.

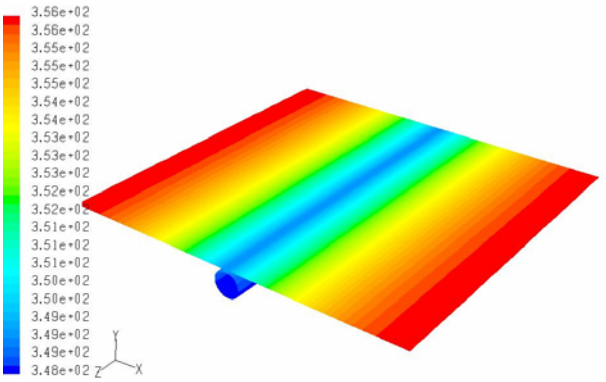
U odnosu na četvrti 2D model, učinkovitost petog 3D modela zasjenjenog kolektora kod većih temperaturnih razlika fluid-okolina je veća za 4.5 % uz 16% niže vrijednosti koeficijenta prolaza topline apsorber-zrak, dok su te vrijednosti gotovo istovjetne kod nižih temperaturnih razlika. Takvi podaci rezultat su drugačije, kompleksnije slike strujanja u međuprostoru između apsorbera i stakla dobivene simulacijom u 3D prostoru u odnosu na 2D prostor. Ta su odstupanja posebno izražena kod većih temperaturnih razlika fluid-okolina tj. intenzivnije slobodne konvekcije, kako je vidljivo iz prethodno prikazanih slika profila strujanja i temperatura.

5.5 3D MODEL SEGMENTA CIJEVNOG KOLEKTORA (SEDMI MODEL)

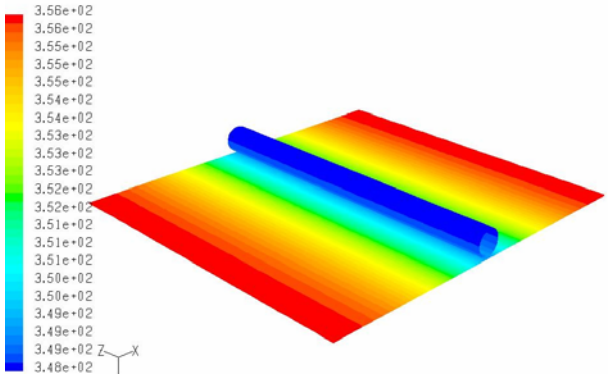
Slike u nastavku prikazuju simulacijom dobivena temperaturna polja na segmentu (rebru) apsorbera koji prividno pripada svakoj pojedinoj cijevi iz prvog modela cijevnog kolektora. Simulacije su provedene pri identičnim radnim parametrima kao i kod prvog modela. Prijelaz topline u međuprostoru između apsorbera i stakla obuhvaćen je kroz određivanje ekvivalentnog koeficijenta prijelaza topline na apsorberu koji je iznosom identičan koeficijentu prolaza topline od apsorbera do okolišnog zraka $k_{a\text{-}z}$ izračunatog iz podataka simulacije na prvom modelu. U nastavku su radi analize utjecaja provarenosti cijevi prikazana temperaturna polja segmenta apsorbera kod kojeg je cijev djelomično privarena za ploču apsorbera. Za sve su slučajeve prikazane i raspodijele toplinskog toka koji se od apsorbera predaje fluidu u cijevi.



(T_f - T_z) / q_{sun} = 0,00074 Km^2/W

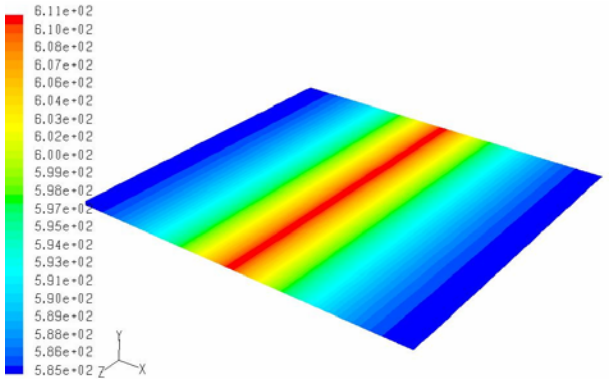


(T_f - T_z) / q_{sun} = 0,03982 Km^2/W

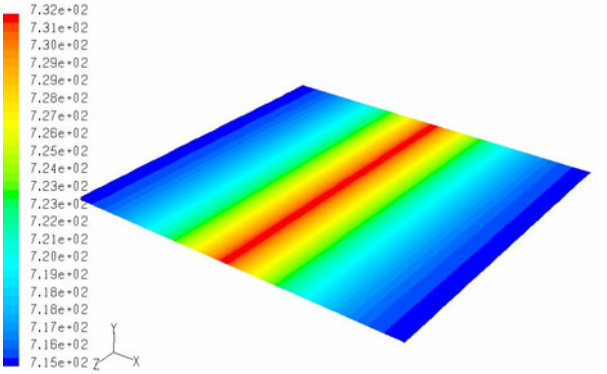


(T_f - T_z) / q_{sun} = 0,03982 Km^2/W

Slika 5.25 Prikaz raspodijele temperature (K) na segmentu apsorbera sa cijevi zavarenom za ploču apsorbera cijelom duljinom

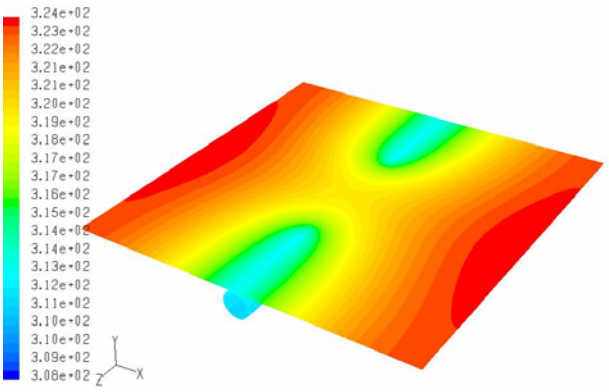


(T_f - T_z) / q_{sun} = 0,00074 Km^2/W

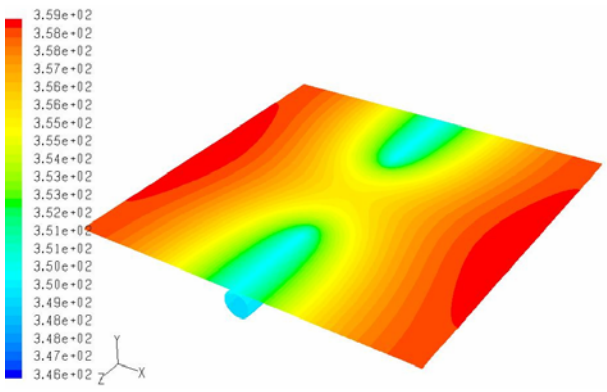


(T_f - T_z) / q_{sun} = 0,03982 Km^2/W

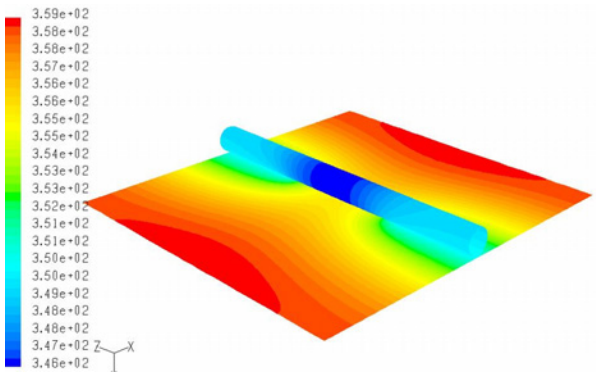
Slika 5.26 Prikaz raspodijele toplinskog toka q_{kol} (W/m^2) koji se predaje vodi u cijevi koja je zavarena cijelom duljinom za segment apsorbera



$(T_f - T_z) / q_{sun} = 0{,}00074$ Km^2/W

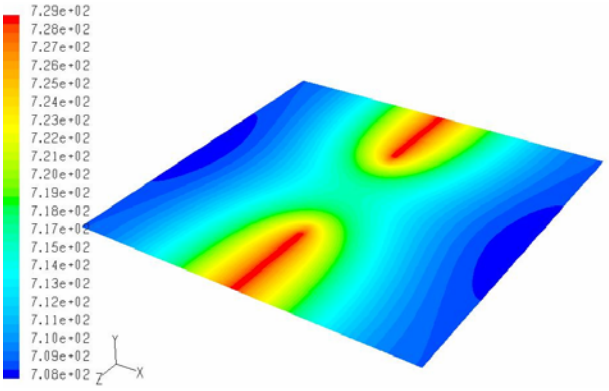


$(T_f - T_z) / q_{sun} = 0{,}03982$ Km^2/W

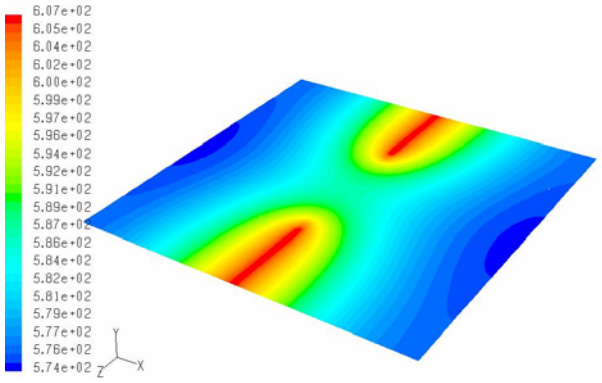


$(T_f - T_z) / q_{sun} = 0{,}03982$ Km^2/W

Slika 5.27 Prikaz raspodijele temperature (K) na segmentu apsorbera s djelomično zavarenom cijevi

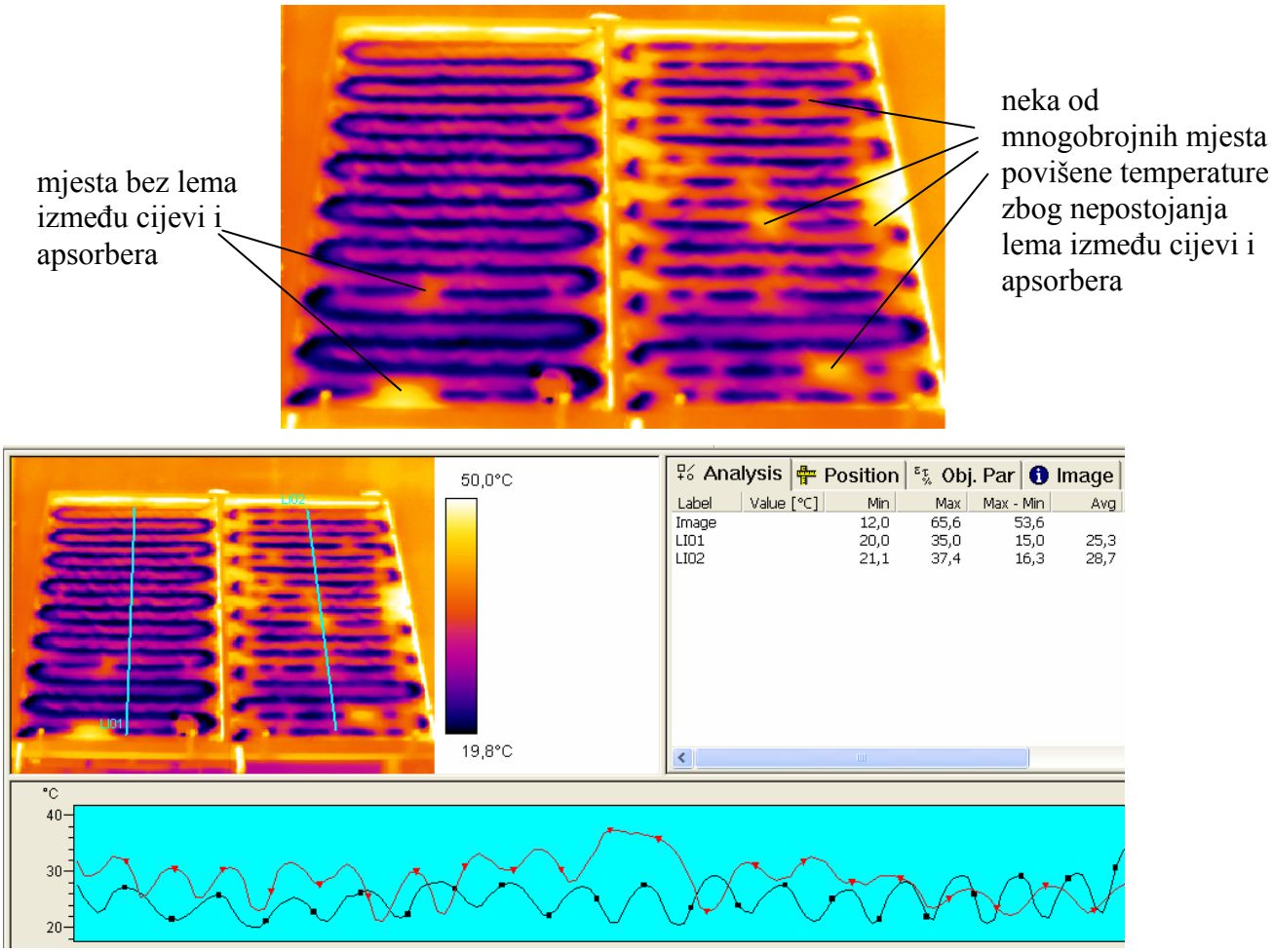


$(T_f - T_z) / q_{sun} = 0{,}00074$ Km^2/W



$(T_f - T_z) / q_{sun} = 0{,}03982$ Km^2/W

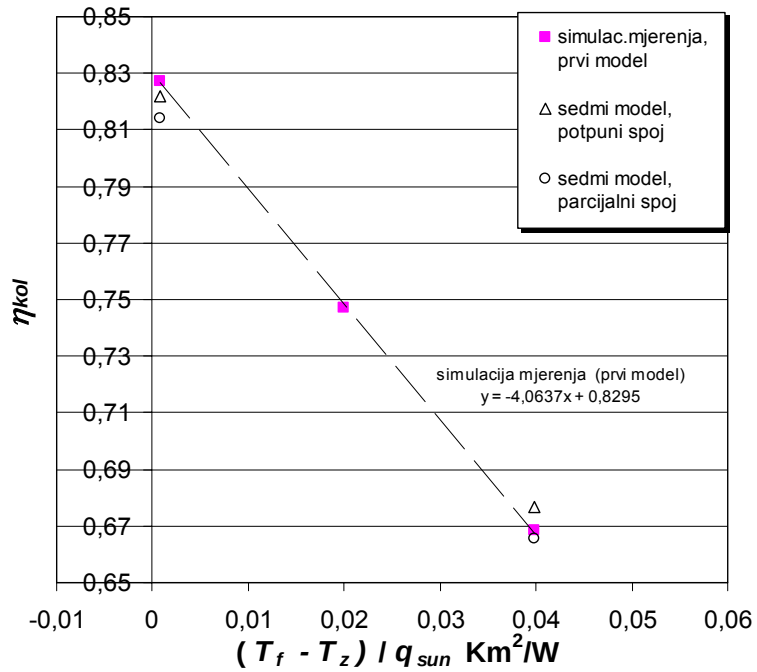
Slika 5.28 Prikaz raspodijele toplinskog toka q_{kol} (W/m^2) koji se predaje vodi u cijevi koja je djelomično zavarena za segment apsorbera



Slika 5.29 Termografska snimka raspodijele temperatura na apsorberu cijevnog kolektora tip Tehnomont SKT, lijevi kolektor je uglavnom u potpunosti prolemljen dok je desni tek djelomično

Simulacijom dobivena temperaturna polja apsorbera i cijevi pokazuju kvalitativno identičnu raspodjelu temperatura neovisno o razlici temperatura fluid-okolina. Uočavaju se veći gradijenti temperatura u blizini cijevi, te shodno tome i veće gustoće toplinskih tokova na tom dijelu apsorbera. U slučaju s djelomično provarenom cijevi, na mjestu gdje nema zavara dolazi do lokalnog povećanja temperature apsorbera što rezultira većim toplinskim gubicima. Iz dijagrama i podataka u tablici 5.11 vidi se da je povećanje temperature apsorbera od oko 3°C uz smanjenje učinkovitosti pri većim razlikama temperatura fluid-okolina od 1.8%. To pokazuje da je ostvarena širina zavara kod testiranog modela dovoljno velika da bez većih posljedica po učinkovitost dopušta eventualne greške u postupku zavarivanja cijevi za ploču. Za očekivati je da kod manjih dimenzija zavara to ne bi bio slučaj. Iz priloženih se termograma drugog tipa

kolektora s cijevima vide kvalitativno identični temperaturni profili na segmentima apsorbera između cijevi kao onima dobivenim simulacijom. Kod djelomično prolemljenog modela (desni kolektor) jasno se vide mjesta više temperature koja otkrivaju mjesta gdje cijev nije zalemljena za ploču apsorbera.



Slika 5.30 Usporedba vrijednosti η_{kol} dobivenih iz rezultata simulacija za prvi i sedmi model cijevnog kolektora

Tablica 5.11 Prikaz rezultata i međusobnih odstupanja vrijednosti η_{kol} iz dijagrama sa Slike 5.30 uz podatke o srednjoj temperaturi apsorbera i vrijednosti k_{a-z} korištenoj kao rubni uvjet

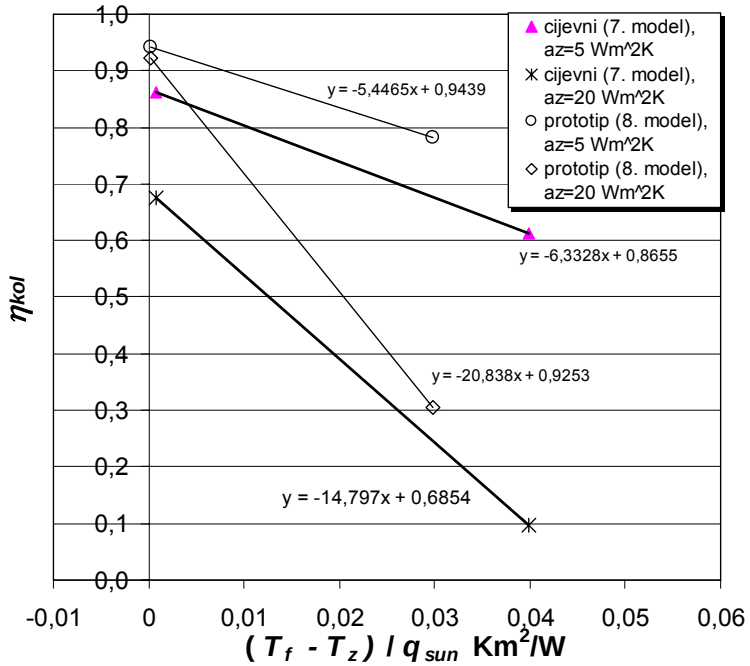
	η_{kol}		odstupanje od simulac. mjerenja
$(T_f - T_z) / q_{sun}$=	0,00074	0,03982	%
sedmi model, potpuni spoj	0,822	0,677	0,3
srednja temp. apsorbera, K	317,068	353,686	
sedmi model, parcijalni spoj	0,814	0,665	-1,0
srednja temp. apsorbera, K	320,513	356,397	
simulac mjerenja, prvi model	0,827	0,668	
srednja temp. apsorbera, K	314,719	351,927	
k_{a-z},W/(m^{2}K)	1,947	3,653	

Iz usporedbe podataka dobivenih na prvom 2D modelu (s cjelovitim apsorberom te simulacijom izmjene topline u međuprostoru između stakla i apsorbera) i podataka za sedmi 3D model, vidi se kako vrijednosti učinkovitosti međusobno tek neznatno odstupaju (0,3%), unatoč osrednjavanju temperatura i toplinskih tokova po površini apsorbera prvog modela provedenom kako bi se izračunao rubni uvjet prijelaza topline za sedmi model. Stoga ovaj model omogućuje vjerodostojnu simulaciju ponašanja kolektora pri raznim koeficijentima prijelaza topline asporber-okolina, pa tako i onima koji odgovaraju uvjetima prijelaza topline otkrivenog kolektora. Rezultati tih simulacija dani su nastavku zajedno s rezultatima simulacija rada otkrivenog kolektora bez cijevi.

5.6 3D MODEL OTKRIVENOG SEGMENTA APSORBERA (OSMI MODEL)

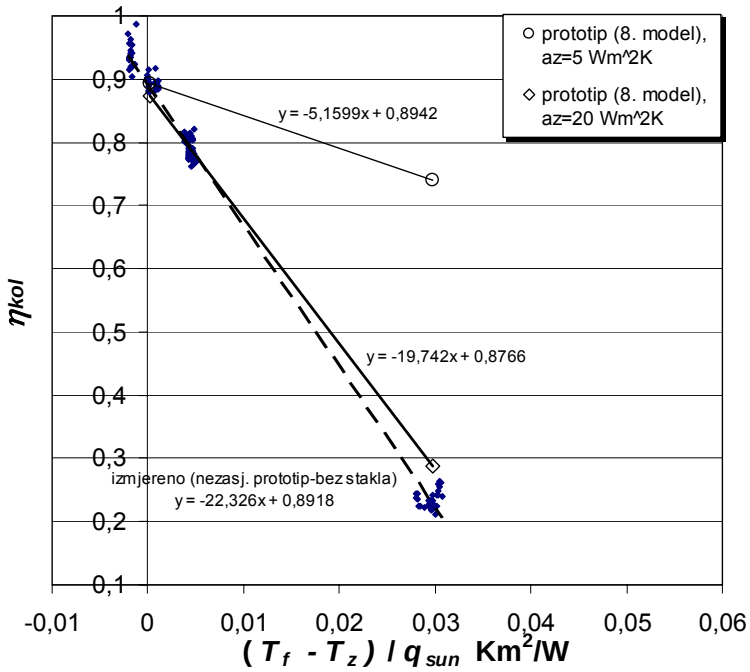
Ovim modelom simulirani su toplinski gubici kolektora bez cijevi s kojeg je uklonjeno pokrovno staklo. U prvom su dijagramu na Slici 5.31 uspoređeni rezultati dobiveni za cijevni model i model bez cijevi pri karakteristikama apsorbera koje odgovaraju onima iz prethodnog modela cijevnog kolektora (a = 0.95, ε = 0.05). Koeficijent prijelaza topline s apsorbera na vanjski zrak variran je od $\alpha_{ekv} = \alpha_z = 5$ W/(m^{2}K), koji odgovara uvjetima slobodne konvekcije i zračenja kada nema vjetra, do α_z = 20 W/(m^{2}K) koji odgovara uvjetima izmjene topline pri vjetru od 4 m/s (korišten u svim dosadašnjim simulacijama kao rubni uvjet). Rezultati ovakve usporedbe pokazuju znatno bolje ponašanje kolektora bez cijevi pri gotovo svim radnim uvjetima, uz posebno izraženo povećanje učinkovitosti u odnosu na cijevni kolektor pri manjim temperaturnim razlikama fluid-okolina. Pri uvjetima α_z = 5 W/(m^{2}K) krivulje učinkovitosti sedmog i osmog modela su gotovo paralelne kao što su i bile kod staklom pokrivenih modela cijevnog i kolektora bez cijevi (prvi i drugi model). Pri većim brzinama vjetra dolazi do znatnijeg povećanja toplinskih gubitaka cijevnog kolektora u području manjih razlika temperatura fluid-okolina, a što nije slučaj kod kolektora bez cijevi. Kod većih razlika temperatura fluid-okolina, toplinski se gubici oba kolektora izjednačavaju, što je razlog strmijoj krivulji učinkovitosti kolektora bez cijevi pri α_z = 20 W/(m^{2}K). Takva je karakteristika posljedica intenzivnog hlađenja ploče apsorbera uslijed vjetra, odnosno manjeg iznosa toplinskog otpora apsorber-okolina, a samim time i većeg utjecaja na ukupnu izmjenu topline u kolektoru (u odnosu na otpor

apsorber-fluid), što posebice dolazi do izražaja kod većih razlika temperatura apsorber(fluid)-okolina.



Slika 5.31 Usporedba vrijednosti η_{kol} dobivenih iz rezultata simulacija za sedmi i osmi model otkrivenog kolektora

Točnost simulacije kolektora bez cijevi provedene na osmom modelu validirana je kroz usporedbu s rezultatima mjerenja na otkrivenom nezasjenjenom prototipu, koji su dani u dijagramu na Slici 5.32. Simulacije su provedene pri identičnim uvjetima koji su vladali tijekom mjerenja i pri svojstvima apsorbera identičnim mjerenom prototipu (a = 0.9). Usporedba pokazuje vrlo dobro poklapanje mjerenih i simuliranih vrijednosti pri α_z =20 W/(m^{2}K).



Slika 5.32 Usporedba vrijednosti η_{kol} dobivenih iz rezultata mjerenja i simulacija za osmi model otkrivenog kolektora

5.7 UTJECAJ ODBIJENOG ZRAČENJA NA UČINKOVITOST PROTOTIPA

Pri identičnim temperaturama fluida i okolišnog zraka mjerena i simulirana učinkovitost bliska je η_o = 0.9, što je vrijednost koeficijenta apsorpcije premaza apsorbera, te predstavlja teoretski najveću vrijednost učinkovitosti koju idealni kolektor može dostići kada ne bi bilo nikakvih toplinskih gubitaka s apsorbera na okolinu. U tom slučaju bi temperatura apsorbera bila jednaka okolišnoj temperaturi, odnosno temperaturi fluida, pa ne bi bilo niti izmjene topline između apsorbera i fluida. Rezultati simulacije pokazuju da je temperatura apsorbera za oko 1°C viša od temperature zraka i fluida, pa postoje i toplinski gubici koji rezultiraju nižim η_o od 0.9. S druge strane mjerni rezultati učinkovitosti prototipa koji je pokriven staklom ukazuju na učinkovitosti od η_o = 0.98. Takve se visoke vrijednosti mogu objasniti većom efektivnom apsorpcijom ploče apsorbera (uslijed valovitosti površine) u odnosu na apsorpciju premaza od a = 0.9. Kako mjerene (i simulirane) vrijednosti η_o otkrivenog kolektora ipak nisu više od 0.9, čini se da je prizmatično pokrovno staklo svojevrsni reflektor koji od apsorbera odbijeno zračenje vraća

natrag na valoviti apsorber čime se povećava efektivna apsorpcija apsorbera iznad vrijednosti 0.9. No, unatoč većoj efektivnoj apsorpciji staklom pokrivenog apsorbera, vrijednost $\eta_o = 0.98$ je još uvijek previsoka obzirom na propusnost stakla od $\tau = 0.91$ koja isto tako uz koeficijent apsorpcije određuje teoretski najveći η_o kao $\eta_{o,max} = 1.01 a \cdot \tau$. Spomenute se visoke vrijednosti η_o mogu još jedino objasniti pretpostavkom da na valoviti apsorber dolazi od okolišnih objekata odbijeno zračenje, a koje nije detektirano piranometrom. Kako mjerenja na ravnim apsorberima cijevnih kolektora, provedena u istim uvjetima kao i ova na valovitom prototipu, nisu ukazivala na takvu apsorpciju odbijenog zračenja, čini se da jedino valoviti apsorber s različito orijentiranim plohama žlijebova omogućuje "hvatanje" tog zračenja. S druge strane, povećanje intenziteta emitiranog zračenja pri višim temperaturama takvog apsorbera (tj. temp. razlikama fluid-okolina) i veća površina izmjene topline valovitog apsorbera, objašnjavaju znatno manje povećanje učinkovitosti u odnosu na cijevne kolektore s ravnim apsorberom u tom radnom području, odnosno izrazito strmu krivulju izmjerene učinkovitosti prototipa.

5.8 OSVRT NA REZULTATE SIMULACIJA

Temeljem provedenih simulacija na osam različitih modela cijevnog i kolektora bez cijevi, testiranog prototipa kolektora s valovitim apsorberom, te na temelju usporedbe s rezultatima mjerenja, može se zaključiti da većina razvijenih modela daje vjerodostojne rezultate i omogućava analizu utjecaja konstrukcijskih parametara na ukupnu učinkovitost kolektora. Usporedba rezultata simulacija cijevnog i kolektora bez cijevi pokazala je da je model bez cijevi u prosjeku 5% učinkovitiji uslijed veće površine izmjene topline s radnim fluidom i nepostojanja toplinskog otpora zavara. Kroz simulacije nije uočen utjecaj valovitosti apsorbera na povećanje učinkovitosti.

Analize utjecaja koeficijenta prijelaza topline u cijevi ukazuju na važnost ostvarivanja dovoljno visokih vrijednosti protoka u eksploataciji kako bi cijevni kolektor radio s najvećom učinkovitosti. S druge strane, preveliki protoci ne doprinose povećanju učinkovitosti u odnosu na granični protok, koji je kod testiranog modela određen kao 10 kg/(h·m^2) površine apsorbera, a kome odgovara koeficijent prijelaza topline od 350 W/(m^{2}K). Kako je kod laminarnog strujanja, koje prevladava u praktičnoj upotrebi kolektora, koeficijent prijelaza topline malo ovisan o

protoku već najviše o promjeru cijevi, u konstrukciji kolektora potrebno je težiti manjim promjerima cijevi. Kod modela s većim promjerom cijevi spomenuti granični protok kod kojeg još ne dolazi do smanjenja učinkovitosti mora biti veći kako bi se održao navedeni granični koeficijent prijelaza topline.

Minimalna potrebna širina zavara da bi se ostvarile najveće učinkovitosti kolektora iznosi 0.5 mm za testirani promjer cijevi, uz pretpostavku da je spoj homogen po cijelom presjeku (npr. nema zarobljenih mjehura plinova).

Smanjenje dimenzija kućišta kolektora (širine i duljine) rezultira nižim gubicima uslijed slobodne konvekcije. Povećanje udaljenosti stakla od apsorbera sa B = 21 mm na 30 mm rezultira smanjenjem gubitaka kolektora do 3%, dok smanjenje na B = 11 mm (koje je kod prototipa moguće jer nema opasnosti od izvijanja ploče apsorbera uslijed toplinskih dilatacija) povećava učinkovitost do 5.5%, što je sve u skladu s rezultatima simulacije dostupnim u Duffie (1999).

Testirani prototip uslijed visokog koeficijenta emisije premaza (ε = 0.15) ima 2% nižu učinkovitost nego kada bi bio premazan kvalitetnijim premazom s ε = 0.06. Utjecaj povećanja koeficijenta apsorpcije na učinkovitost kolektora je direktno proporcionalan povećanju vrijednosti istog. Takvo bi pak povećanje kod prototipa bez pokrovnog stakla utjecalo na dodatno povećanje učinkovitosti od 5% (isto vrijedi iz pokriveni prototip pri višim razlikama temp. fluid-okolina) čime bi η_o takvog kolektora poprimio vrijednost od ~0.94 u odnosu na η_o = 0.68 cijevnog kolektora. Takva karakteristika otkrivenog prototipa kolektora čini ga vrlo pogodnim za primjenu u solarnim dizalicama topline kod kojih kolektori-isparivači primaju toplinu i od sunca i od okolišnog zraka zbog niskih temperatura isparavanja radnog fluida. To se dakako odnosi i na pokriveni prototip čija je učinkovitost još veća pri tim radnim uvjetima. S druge strane, prednost otkrivenog kolektora su niža cijena i bolja izmjena topline kada nema sunčevog zračenja.

Izračun lokalnih koeficijenata prijelaza topline α_f u kanalu pločastog izmjenjivača uz pomoć termografski određene temperature površine apsorbera pokazao se vrlo nepouzdanim zbog velike osjetljivosti α_f na male promjene (netočnosti) očitane temperature. Ipak, termografska analiza kolektora otkrila je nejednoliku distribuciju fluida u kanalu prototipa, što je, pretpostavlja se, posljedica zavarivanja ploča u distribucijskim i zonama s V-žlijebovima, kao i same konstrukcije istih. Također, iz snimljenih termograma uočava se važna činjenica da dijelovi apsorbera s V-žlijebovima imaju praktički istu temperaturu kao i susjedni distribucijski dijelovi, što znači da je prijelaz topline na strani fluida jednakog intenziteta.

6. OPIS NUMERIČKIH MODELA STRUJANJA U V-KANALIMA

U ovom su poglavlju opisani numerički modeli za simulaciju laminarnog i turbulentnog strujanja i izmjene topline u V-kanalima pločastih izmjenjivača topline korištenih za konstrukciju prototipa kolektora, a koji se temelje na rješavanju diskretiziranih osnovnih jednadžbi dinamike fluida. Detaljno su opisani postupci diskretizacije i algoritmi za rješavanje dobivenih sustava diskretiziranih jednadžbi. U nastavku su detaljno opisani modeli RNG k-ε i RSM te zidne funkcije za rješavanje polja brzina i temperatura u turbulentnom strujanju, čije su jednadžbe onda u diskretiziranom obliku korištene za simulaciju strujanja u V-kanalima provedenim u numeričkom kodu FLUENT.

6.1 DISKRETIZACIJA OSNOVNIH JEDNADŽBI DINAMIKE FLUIDA

6.1.1 Laminarno strujanje

Za numeričku simulaciju strujanja u valovitim V-kanalima pločastih izmjenjivača topline korišteni su modeli laminarnog i turbulentnog strujanja (k-ε, Reynolds stress) dostupni u programskom paketu FLUENT. Svi modeli temelje se na rješavanju algebarskih jednadžbi nastalih diskretizacijom diferencijalnih jednadžbi koje zajedno predstavljaju osnovne zakone dinamike fluida (Oberbeck-ov sustav jednadžbi). To su redom zakon (aksiom) održanja mase, zakon održanja (brzine promjene) količine gibanja (jednadžbe ravnoteže sila) i zakon održanja energije. Pisani u tenzorskoj notaciji za strujanje nestlačivog fluida konstantnih fizikalnih svojstava, uz zanemarenje člana viskozne disipacije, ti zakoni poprimaju slijedeći oblik

jednadžba kontinuiteta

$$\frac{\partial u_j}{\partial x_j} = 0 \tag{6.1}$$

jednadžba održanja količine gibanja u smjeru osi x_i

$$\frac{\partial u_i}{\partial t}+\frac{\partial\left(u_i u_j\right)}{\partial x_j}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x_i}+\nu\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i}+\frac{\partial u_i}{\partial x_j}\right)+f_i \tag{6.2}$$

energetska jednadžba (zakon održanja energije)

$$\frac{\partial T}{\partial t}+\frac{\partial\left(u_j T\right)}{\partial x_j}=a\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x_j^2}\right)+\frac{1}{\rho c_p}S_T \tag{6.3}$$

gdje je f_i specifična masena sila dok S_T predstavlja funkciju disipacije energije uslijed djelovanja viskoznih sila na česticu fluida izraženu po jedinici volumena.

Gornje jednadžbe (6.2, 6.3) (kao i transportne jednadžbe za k i ε dane u nastavku) mogu se prikazati u općem obliku koji odražava princip (zakon) održanja pojedine fizikalne veličine

$$\frac{\partial \phi}{\partial t}+\frac{\partial\left(u_j \phi\right)}{\partial x_j}=\Gamma\frac{\partial^2 \phi}{\partial x_j^2}+S \tag{6.4}$$

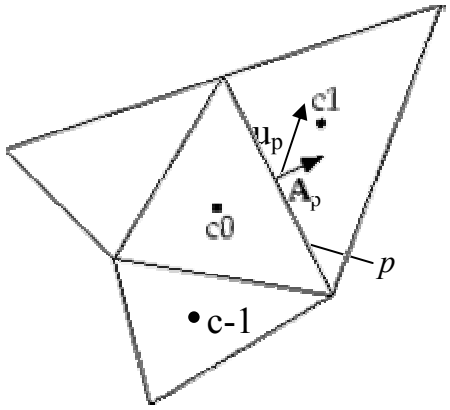
pri čemu zavisna varijabla ϕ predstavlja primjerice temperaturu, komponentu brzine, turbulentnu kinetičku energiju itd., dok su Γ koeficijent difuzije i S izvorni član, vezani uz pojedinu varijablu ϕ. Ovdje je potrebno uočiti da se u jednadžbi količine gibanja gradijent tlaka pojavljuje kao dio izvornog člana S.

Metoda konačnih volumena primijenjena u numeričkoj simulaciji laminarnog i turbulentnog strujanja temelji se na integraciji transportne jednadžbe održanja skalarne veličine ϕ (jedn. (6.4)) oko svakog kontrolnog volumena na koji je podijeljena domena. Jednadžba (6.4) integrirana oko proizvoljnog kontrolnog volumena pri stacionarnim uvjetima i pisana u, za daljnji prikaz povoljnijem, vektorskom obliku nakon primjene Green-Gauss-ovog teorema o divergenciji (za transformaciju volumnog integrala gradijenta intenziteta u površinski integral) postaje

$$\oint \vec{u} \cdot \phi \cdot d\vec{A} = \oint \Gamma \cdot \nabla\phi \cdot d\vec{A} + \int_V S \cdot dV \tag{6.5}$$

Gornja jednadžba (6.5) primijenjena na primjer kontrolnog volumena prikazanog Slikom 6.1 daje diskretiziranu transportnu jednadžbu oblika

$$\sum_p^{n_ploha} \vec{u}_p \cdot \phi_p \cdot \vec{A}_p = \sum_p^{n_ploha} \Gamma \cdot (\nabla\phi)_n \cdot \vec{A}_p + S \cdot \Delta V \tag{6.6}$$



Slika 6.1 Dvodimenzijski prikaz kontrolnih volumena korištenih za ilustraciju diskretizacije transportne jednadžbe (6.5)

gdje je ϕ_p vrijednost varijable ϕ koja je konvektivnim transportom prošla kroz pojedinačnu plohu p kontrolnog volumena, dok je $(\nabla\phi)_n$ iznos gradijenta $\nabla\phi$ u smjeru normale na plohu p. Vrijednosti varijable ϕ računaju se za središta pojedinog kontrolnog volumena.

6.1.2 Diskretizacija konvektivnog člana

Lijeva strana jednadžbe (6.6) predstavlja konvektivni član te sadrži vrijednost ϕ_p koja se računa interpolacijom iz vrijednosti varijable ϕ u središtu susjednog kontrolnog volumena ϕ_{c1} promatrano u smjeru strujanja. Interpolacijska shema korištena pri tome je tzv. "upwind shema"

[39,41] (shema protiv struje) drugog reda točnosti, pa je tako vrijednost ϕ_p na plohi kontrolnog volumena implicitno izračunata prema izrazu

$$\phi_p = \phi_{c0} + \nabla\phi_p \cdot \Delta\vec{s} \tag{6.7}$$

gdje je ϕ_{c0} vrijednost varijable ϕ u središtu kontrolnog volumena a $\nabla\phi_p$ gradijent u tom kontrolnom volumenu u smjeru strujanja. $\Delta\vec{s}$ je vektor pomaka iz središta volumena prema središtu plohe za koju se računa ϕ_p. Gradijent $\nabla\phi$ računa se korištenjem teorema o divergenciji, koji se u diskretiziranoj formi može pisati u slijedećem obliku

$$\nabla\phi = \frac{1}{\Delta V}\sum_{p}^{n_{ploha}} \bar{\phi}_p \cdot \vec{A} \tag{6.8}$$

Pri tome su srednje vrijednosti na plohama $\bar{\phi}_p$ dobivene aritmetičkim osrednjavanjem vrijednosti varijable ϕ između središta susjednih kontrolnih volumena, kako je dano izrazom

$$\bar{\phi}_p = \frac{\phi_{c0} + \phi_{c1}}{2} \tag{6.9}$$

Opisani postupak računanja gradijenta $\nabla\phi$ primjenom "upwind sheme" drugog reda točnosti koristi se, kako kod diskretizacije konvektivnog člana opće transportne jednadžbe (6.6), tako i za diskretizciju difuzijskog člana (prvi član desne strane jednadžbe (6.6)), gdje je isto tako potrebno izračunati gradijent $\nabla\phi$.

6.1.3 Izbor reda točnosti sheme diskretizacije

Za diskretizaciju konvektivnog člana svake od osnovnih jednadžbi (6.2,6.3), u FLUENT-u su na raspolaganju, osim "upwind sheme" prvog i drugog reda točnosti, i tzv. "QUICK shema", "power law shema" i "središnja diferencijska shema". Obzirom da za većinu tipova strujanja "QUICK shema" daje rezultate istog reda točnosti kao i "upwind shema" drugog reda točnosti, a "power

law shema" rezultate na razini "upwind sheme" prvog reda točnosti, za diskretizaciju konvektivnog i difuzijskog odabrana je "upwind shema" drugog reda točnosti, koja je već definirana u prethodnom tekstu. Središnja diferencijska shema primjenjuje se pak kod "LES" ("Large eddy simulation") [38] modela turbulentnog strujanja i to kada je mreža dovoljno "fina" tj. kada je Peclet-ov broj ($Pe = \rho u x_i / \Gamma$)<1.

U odnosu na "upwind shemu" prvog reda točnosti (gdje se uzima da je $\phi_p = \phi_{co}$), primjena "upwind sheme" drugog reda točnosti povlači za sobom veći broj iteracija kako bi se postigla konvergencija pri rješavanju sustava diskretiziranih jednadžbi, no s druge strane osigurava veću točnost numerički dobivenih rezultata. To posebno dolazi do izražaja u slučajevima kada strujanje nije paralelno sa mrežom kontrolnih volumena, a što je redovito slučaj kod primjene nestrukturiranih mreža kontrolnih volumena oblika trokuta ili tetraedra. Bolji se rezultati postižu i kod strukturiranih mreža kada se koriste kontrolni volumeni u obliku kvadra ili heksaedra a strujanje nije laminarno, već se očekuje složenija slika strujanja, kao što je to slučaj u V-kanalima pločastih izmjenjivača. Shema prvog reda točnosti u takvim slučajevima unosi veću grešku numeričke "lažne" difuzije [39], a koja nastaje zbog pretpostavke da strujnice fluida ulaze u kontrolni volumen okomito na plohe korištene pri linearizaciji konvektivnog člana. Pri tome je utjecaj vrijednosti varijable ϕ u susjednim volumenima na vrijednost ϕ_{c0} drukčiji ("lažni") u odnosu na stvarni slučaj kada strujnice ulaze pod određenim kutom na plohu.

6.1.4 Linearizirani oblik diskretizacijske jednadžbe

Kako je pokazano, diskretizirana transportna jednadžba (6.6) sadrži nepoznate vrijednosti varijable ϕ koja se odnosi na plohe pojedinog kontrolnog volumena tj. sadrži vrijednosti varijable ϕ u središtu dotičnog kontrolnog volumena i u središtima susjednih kontrolnih volumena, a koje su sve potrebne za izračunavanje plošnih vrijednosti ϕ_p. Općenito, ta je jednadžba nelinearna obzirom na te varijable (koeficijent toplinske difuzije funkcija je varijable ϕ, npr.

$a = a$ (temp.fluida)

Jednadžba (6.6) pisana u lineariziranom obliku može se pisati kao

$$a_{c0}\phi_{c0} = \sum_{ci} a_{ci}\phi_{ci} + b \tag{6.10}$$

pri čemu su a_{c0} i a_{ci} linearizirani koeficijenti na plohama kontrolnog volumena, te sadrže gradijente koeficijenata difuzije kao i vrijednosti brzine u_{ci} u susjednim kontrolnim volumenima u obliku koji ovisi o primijenjenoj shemi diskretizacije. ϕ_{ci} je vrijednost varijable ϕ u središtima susjednih kontrolnih volumena, dok je b u slučaju stacionarnog strujanja identičan umnošku konstantnog dijela S_{kon} izvornog člana S i površine određene plohe kontrolnog volumena.
Izvorni člana S se prema tome može pisati u općem lineariziranom obliku kao

$$S = S_{kon} + S_{c0}\phi_{c0} \tag{6.11}$$

pri čemu je S_{kon} konstantni dio. S_{c0} je koeficijent zavisne varijable ϕ_{c0} te je dio središnjeg koeficijenta a_{c0} definiranog kao

$$a_{c0} = \sum_{ci} a_{ci} - S_{c0} \tag{6.12}$$

Sustav linearnih jednadžbi koji se dobije pisanjem jednadžbe (6.10) za svaki kontrolni volumen iz domene strujanja, rješava se kombinacijom implicitnog Gauss-Seidel solvera i AMG (algebraic multigrid) metode [42].

6.1.5 Algoritmi numeričkog rješavanja osnovnih jednadžbi

Algoritam korišten za rješavanje sustava diskretiziranih jednadžbi, tzv. "segregated solver", temelji se na rješavanju diskretizirane jednadžbe kontinuiteta, količine gibanja i energetske jednadžbe sukcesivno unutar svakog koraka iteracije. Potreban je određen broj iteracija da bi se izračunale sve zavisne varijable, što je posljedica nelinearnosti i međuovisnosti navedenih jednadžbi. Svaka iteracija se prema tome provodi u nekoliko koraka slijedećim redoslijedom:

1. Izračun karakteristika fluida u ovisnosti o pretpostavljenim ili u prethodnom koraku iteracije izračunatim vrijednostima zavisne varijable ϕ.
2. Slijedi rješavanje jednadžbe količine gibanja, te korekcijske jednadžbe tlaka kako bi se zadovoljila jednadžba kontinuiteta.
3. Kada je definirano polje brzina rješava se energetska jednadžba i sve ostale jednadžbe potrebne za modeliranje strujanja (npr. k, ε jednadžbe-definirane u 6.2.1).

Drugi algoritam dostupan u FLUENT-u je tzv. "coupled solver" kod kojeg su jednadžba kontinuiteta, količine gibanja i energetska jednadžba riješene istovremeno, u istome koraku, dok se ostale jednadžbe rješavaju u slijedećim koracima kao i kod "segregated solvera". "Coupled solver" pruža prednosti brže konvergencije prilikom rješavanja sustava jednadžbi jer se istovremeno rješava polje brzina i temperatura, no zahtjeva više radne memorije računala (1.5÷2 puta). U slučajevima kada su prisutna stlačiva strujanja pri visokim brzinama, strujanja uzrokovana intenzivnim uzgonskim silama (slobodna konvekcija) ili kod primjene "finih" mreža kontrolnih volumena, "coupled solver" je primjereniji odabir od "segregated solvera". "Coupled solver" omogućuje pored, prethodno objašnjene, implicitne i eksplicitnu linearizaciju članova transportne jednadžbe (6.6) za koju je potrebno manje radne memorije. Kroz provedene simulacije strujanja u V-kanalima pločastih izmjenjivača, pokazalo se da je zbog same prirode strujanja kao i manjih zahtjeva na memoriju računala primjena "segregated solvera" optimalno rješenje u ovom slučaju.

6.1.6 Diskretizacija jednadžbe količine gibanja

Koristeći prethodni linearizirani oblik opće diskretizacijske jednadžbe (6.10) za prikaz jednadžbe količine gibanja u smjeru osi x_1 možemo pisati

$$a_{c0}u_{c0} = \sum_{ci} a_{ci}u_{ci} + \sum_{p}^{n_ploha} p_p A_{p1} + S_{kon} \tag{6.13}$$

gdje je A_{p1} projekcija površine pojedine plohe A_p na plohu normalnu osi x_1.

Ovdje je izvorni član b iz jednadžbe (6.10) razdvojen na dva dijela od kojih je jedan član koji sadrži pad tlaka kroz kontrolni volumen, dok ostatak S_{kon} predstavlja masene sile.
Pri tome je gradijent tlaka izdvojen i iz koeficijenta S_{c0} zavisne varijable ϕ (ovdje brzine), koji se pojavljuje u koeficijentu a_{c0} (jednadžba (6.12)).

Tzv. "co-located" shema primijenjena ovdje podrazumijeva računanje vrijednosti tlaka i brzine u središtu svakog pojedinog kontrolnog volumena. Postupak određivanja brzine (varijable ϕ) primjenom "upwind sheme" diskretizacije objašnjen je već u prethodnom tekstu.

6.1.6.1 Standardna interpolacijska shema tlaka

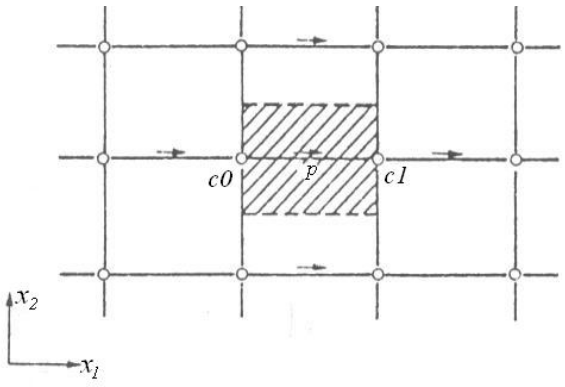
Da bi se riješila jednadžba (6.13) potrebno je još poznavati vrijednosti tlaka na plohama kontrolnih volumena. One se pak računaju interpolacijom iz vrijednosti u središtima kontrolnih volumena, a za što je potrebno izračunati gradijent profila tlaka kroz kontrolni volumen. Iz tih se podataka naposljetku može izračunati vrijednost tlaka u središtu dotičnog kontrolnog volumena. "Defaultna" interpolacijska shema tlaka (pressure interpolation scheme) primijenjena u FLUENT-u temelji se na proceduri opisanoj u [42]. Gradijent tlaka se prema tome računa iz poznatih vrijednosti u središtima dvaju susjednih kontrolnih volumena. Ta tzv. središnja aproksimacija derivacije drugog reda točnosti na plohi kontrolnog volumena prikazana je slijedećim izrazom

$$\nabla p_p = \frac{p_{c1} - p_{c-1}}{2h} \tag{6.14}$$

pri čemu je h udaljenost između dva središta u smjeru pojedine komponente brzine u_i.
Takva aproksimacija gradijenta je zadovoljavajuće točnosti sve dok su promjene tlaka između središta kontrolnih volumena male. Ukoliko bi se pak pojavili veći gradijenti ili pak nagli skokovi u izvornim članovima jednadžbe količine gibanja uzrokovani primjerice vrtložnim strujanjima, odvajanjima strujanja, intenzivnim uzgonskim silama slobodne konvekcije i sl., gradijenti tlaka na plohama kontrolnih volumena bi postali preveliki da bi opisana interpolacija (jednadžba 6.14) dala zadovoljavajući točne plošne vrijednosti tlakova.

6.1.6.2 Presto shema

Kako bi se izbjeglo, za računanje zahtjevno, "poguščenje" mreže kontrolnih volumena, a čime bi se inače kompenzirao utjecaj velikih gradijenata tlaka na točnost interpolacije, koristi se tzv. "PRESTO shema" (PREssure STaggering Option) principijelno slična tzv. "stagered-grid" shemi temeljenoj na pomaknutim volumenima, kako je opisano u [39]. Takva je shema prvotno bila namijenjena strukturiranim mrežama te podrazumijeva računanje brzina i tlakova u međusobno različitim točkama mreže čime se izbjegava nefizikalna fluktuacija tlaka i brzine u međusobno susjednim središtima volumena. Pri tome je kontrolni volumen za diskretizaciju jednadžbe količine gibanja pomaknut u odnosu na središta do sada opisanih kontrolnih volumena u smjeru komponente brzine za koju je pisana jednadžba količine gibanja (Slika 6.2).



Slika 6.2 Pomaknuti "staggered" kontrolni volumen korišten za diskretizaciju jednadžbe količine gibanja, [36]

Jednadžba količine gibanja diskretizirana na takvom kontrolnom volumenu poprima slijedeći oblik

$$a_p u_p = \sum_{ci} a_{ci} u_{ci} + (p_{c0} - p_{c1}) A_{p1} + S_{kon} \tag{6.15}$$

Vrijednosti tlaka na plohama pomaknutog volumena izračunate su u središtima $c0$ i $c1$ osnovnog kontrolnog volumena, dakle u osnovnim čvornim točkama mreže za koje se računaju vrijednosti varijable ϕ, dok se brzina računa za središte tako pomaknutog kontrolnog volumena. Tada je

brzina posljedica razlike tlakova između točaka $c0$ i $c1$, pri čemu je zadovoljena jednadžba kontinuiteta na plohama kontrolnog volumena, pa nije potrebna nikakva interpolacija brzine na plohama osnovnog kontrolnog volumena. Prema tome, korištenjem "PRESTO" sheme, u ovom slučaju i na nestrukturiranim mrežama, izbjegnuta je potreba za izračunavanjem plošnih vrijednosti interpolacijom, no povećani su zahtjevi na računalni solver zbog većeg broja geometrijskih mjesta u kojima se definiraju pojedine varijable tj. većeg broja iteracija. Presto shema koristi se za simulaciju strujanja popraćenim jakim vrtloženjima, za strujanja uz zakrivljene stjenke, kod rotirajućih strujanja i onih uzrokovanih intenzivnom slobodnom konvekcijom (strujanja sa visokim Rayleigh-ovim brojem).

6.1.6.3 Ostale interpolacijske sheme tlaka

Pored opisane defaultne standardne interpolacijske sheme tlaka i PRESTO sheme, u FLUENT-u su na raspolaganju još i "linearna", "body force weighted" i "shema drugog reda točnosti". Kod linearne se sheme plošne vrijednosti računaju kao aritmetička sredina vrijednosti u središtima susjednih kontrolnih volumena. "Body force weighted shema" se koristi u strujanjima induciranim intenzivnijim uzgonskim silama, pri čemu se plošne vrijednosti tlaka izračunavaju na temelju pretpostavke da je gradijent razlike tlaka i masenih (uzgonskih) sila konstantan u smjeru normale na plohu.

Korištenjem sheme drugog reda točnosti plošne se vrijednosti tlaka računaju na isti način kao i vrijednosti varijable ϕ kod prethodno opisane diskretizacije konvektivnog člana osnovnih jednadžbi "upwind shemom" drugog reda točnosti (jednadžba 6.7). Primjena ove sheme može dati točnije rezultate u odnosu na standardnu i linearnu shemu, no isto tako može uzrokovati probleme na početku iterativnog postupka rješavanja sustava diskretiziranih jednadžbi i/ili kod neprimjereno umreženih domena.

6.1.7 Diskretizacija jednadžbe kontinuiteta

Jednadžba kontinuiteta (6.1) integrirana oko proizvoljnog kontrolnog volumena za stacionarno strujanje poprima oblik

$$\oint \rho \vec{u} \cdot d\vec{A} = 0 \tag{6.16}$$

Diskretizacija oko kontrolnog volumena sa Slike 6.2 rezultira slijedećim oblikom jednadžbe kontinuiteta

$$\sum_{p}^{n_ploha} u_p A_p = 0 \tag{6.17}$$

gdje je u_p (m/s) komponenta brzine u okomita na plohu kontrolnog volumena A_p.

Da bi se izbjeglo već spomenuto nefizikalno variranje vrijednosti tlaka u središtima kontrolnih volumena kao posljedica linearne interpolacije brzina na plohama, primijenjena je nelinearna interpolacija temeljena na težinskim koeficijentima diskretizirane jednadžbe količine gibanja, a koji su dani u [42]. Prema toj proceduri brzina na plohi se može pisati kao

$$u_p = u_{p,sr} + d_p\left(p_{c0} - p_{c1}\right) \tag{6.18}$$

Prvi član desne strane $u_{p,sr}$ odnosi se na brzinu izračunatu linearnom interpolacijom između $c0$ i $c1$. Drugi član zamjenjuje središnju aproksimaciju drugog reda između točaka c-1 i $c1$ (jednadžba 6.14) središnjom aproksimacijom prvog reda između $c0$ i $c1$, čime se korigiraju eventualne oscilacije tlaka između središta. Koeficijent d_p je funkcija srednje vrijednosti koeficijenta a_{ci} (jedn. 6.13) susjednih kontrolnih volumena.

6.1.8 Korekcije tlaka i brzine

6.1.8.1 Simple algoritam

Da bi se rješila jednadžba kontinuiteta (6.16) potrebno je unaprijed poznavati polje tlaka odnosno nekako ga pretpostaviti. Ukoliko se jednadžba količine gibanja (6.15) riješi s pogrešno pretpostavljenim poljem tlaka tada dobiveno polje brzina ne zadovoljava jednadžbu količine gibanja. Jednadžba količine gibanja za takvo "nekorektno" polje brzina može se pisati kao

$$a_p u_p^* = \sum_{ci} a_{ci} u_{ci}^* + \left(p_{c0}^* - p_{c1}^*\right) A_{p1} + S_{kon} \tag{6.19}$$

Ovdje se oznaka * odnosi na "nekorektne" vrijednosti temeljene na pretpostavljenim vrijednostima tlaka. Komponenta brzine u smjeru osi x_1 izračunata s takvim poljem brzina koristeći jednadžbu (6.18) iznosi tada

$$u_p^* = u_{p,sr}^* + d_p \left(p_{c0}^* - p_{c1}^*\right) \tag{6.20}$$

Kako na taj način dobivena brzina ne zadovoljava jednadžbu kontinuiteta, dodan je korekcijski član u'_p tako da korigirana brzina u_p zadovoljava jednadžbu kontinuiteta

$$u_p = u_p^* + u'_p \tag{6.21}$$

Na sličan način definiran je korigirani tlak u odnosu na pretpostavljeni p^*

$$p = p^* + \alpha \cdot p' \tag{6.22}$$

Ovdje je α podrelaksacijski faktor, kojime se kontrolira brzina konvergencije rješenja, a čija je vrijednost uzeta kod primjene "SIMPLE algoritma" (Semi Implicit Method for Pressure Linked Equations) kao $\alpha = 0.3$.

Diskretizirana jednadžba količine gibanja za korekcijski dio polja tlaka i brzine dobije se ukoliko se oduzmu jednadžbe (6.19) i (6.15).

$$a_p u'_p = \sum_{ci} a_{ci} u'_{ci} + \left(p'_{c0} - p'_{c1}\right) A_{p1} + S_{kon} \tag{6.23}$$

U sklopu algoritma primijenjen za izračun polja brzina i tlaka (pressure-velocity coupling), nazvan SIMPLE, definiran je korekcijski dio komponente brzine u'_p [39] zanemarujući prvi član desne strane jednadžbe (6.23) kao

$$u'_p = \frac{A_p}{a_p}\left(p'_{c0} - p'_{c1}\right) \tag{6.24}$$

Gornja tzv. korekcijska jednadžba brzine (6.24) može se pisati u obliku koji povezuje korekciju tlaka s početno izračunatom brzinom u^*_{p}

$$u_p = u^*_p + \frac{A_p}{a_p}\left(p'_{c0} - p'_{c1}\right) \tag{6.25}$$

Ukoliko se ova jednadžba uvrsti u diskretiziranu jednadžbu kontinuiteta (6.17) dobije se slijedeća diskretizacijska jednadžba za p' odnosno tzv. korekcijska jednadžba tlaka

$$a_{c0}p'_{c0} = \sum_{ci} a_{ci}p'_{ci} + b_p \tag{6.26}$$

pri čemu su koeficijent a_{c0} i a_{ci} radi jednostavnosti označeni na isti način kao i kod jednadžbe količine gibanja (6.13) . Izvorni član b_{p} predstavlja volumni protok (izračunat na temelju pretpostavljenog polja tlaka) koji je prošao kroz plohe kontrolnog volumena

$$b_p = \sum_{p}^{n_ploha} u^*_p A_p \tag{6.27}$$

Korekcijska jednadžba tlaka rješava se primjenom AMG metode, nakon što je izračunato polje brzina (jednadžba 6.19) na temelju pretpostavljenog polja tlaka p^*. Tada se dobiju korigirane vrijednosti tlaka i brzine iz jednadžbi (6.22) i (6.25), respektivno. Dobivena korigirana vrijednost tlaka p koristi se u slijedećem koraku iteracije kao pretpostavljena vrijednost p^*. Korigirana brzina u_{p} zadovoljava jednadžbu kontinuiteta tijekom svake iteracije, ali ne i jednadžbu količine gibanja.

6.1.8.2 Simplec i piso algoritmi

Od ostalih algoritama za izračun polja brzina i tlaka dostupnih u FLUENT-u treba spomenuti algoritme "SIMLEC" i "PISO". Algoritam "SIMPLEC" [43] vrlo je sličan algoritmu "SIMPLE" osim što je omjer A_p/a_p jednadžbe (6.24) redefiniran kao funkcija od

$$a_{c0} - \sum_{ci} a_{ci} \tag{6.28}$$

što omogućuje bržu numeričku konvergenciju rješenja sustava diskretiziranih jednadžbi. SIMPLEC algoritam dozvoljava povišenje vrijednosti podrelaksacijskog faktora na $\alpha = 1$ što dodatno ubrzava konvergenciju, no istodobno može dovesti i do nestabilnosti u procesu rješavanja. U slučaju turbulentnih i složenih strujanja konvergencija rješenja nije ovisna samo o primijenjenom modelu određivanja polja brzina i tlaka, kao što je slučaj kod primjerice laminarnih strujanja, tako da "SIMPLE" i "SIMPLEC" u slučaju strujanja kroz V-kanale pločastih izmjenjivača daju približno istu brzinu konvergencije.

"PISO algoritam" [44], koji također pripada skupini "SIMPLE algoritama", rješava problem potrebe za dodatnim iteracijama nakon što brzine izračunate jednadžbom (6.25) (poslije primjene korekcijske jednadžbe tlaka (6.26)) ne zadovoljavaju jednadžbu količine gibanja. Time se značajno smanjuje broj iteracija potrebnih za postizanje konvergencije, uz, dakako, neizbježno povećanje zahtjeva na kapacitet računala. "PISO algoritam" je osobito pogodan za simulaciju nestacionarnih strujanja i kod primjene izrazitije zakrivljenih mreža.

6.2 MODELIRANJE TURBULENTNOG STRUJANJA

Osnovne diferencijalne jednadžbe dinamike fluida koje predstavljaju zakone održanja mase, količine gibanja i energije (jedn. 6.1÷6.3) vrijede, kako za laminarno, tako i za turbulentno strujanje. Kako sve veličine poput brzine, tlaka i temperature predstavljaju trenutne vrijednosti u nekom vremenskom trenutku, te jednadžbe nisu prikladne za rješavanje problema turbulentnih strujanja karakteriziranih nepravilnim oscilacijama tih veličina u vremenskim i prostornim koordinatama. Iz tih se razloga problemi opisivanja turbulentnih strujanja rješavaju statističkim

osrednjavanjem pojedinih veličina u fiksnoj točci prostora. Takav pristup podrazumijeva razdvajanje trenutne vrijednosti neke veličine na njezin statistički u vremenu osrednjeni dio i pulsirajući dio tako da je

$$\overline{u}_i = u_i + u_i' \; ; \overline{p} = p + p'; \;\; \overline{T} = T + T' \ldots \tag{6.29}$$

gdje je primjerice vremenski osrednjena vrijednost brzine u fiksnoj točci prostora definirana kao

$$\overline{u}_i = \frac{1}{\Delta t}\int_{t_o}^{t_o+\Delta t} u_i dt \; .. \tag{6.30}$$

pri čemu je Δt dovoljno velik vremenski interval obzirom na period oscilacija brzine.

Iako je po svojoj prirodi turbulentno strujanje izrazito nestacionarno, unatoč stacionarnim rubnim uvjetima, kada se osrednjene vrijednosti $\overline{u}_i, \overline{p}, \overline{T}$ .. ne mijenjaju u vremenu onda se takvo strujanje smatra stacionarnim (ili kvazistacionarnim).

Kada se ovako izražene veličine uvrste u jednadžbu kontinuiteta (6.1) i u Navier-Stokes-ove jednadžbe (6.2) za stacionarno stanje dobiju se tzv. Reynolds-ove jednadžbe gibanja za osrednjeno turbulentno nestlačivo strujanje fluida konstantnih fizikalnih svojstava:

$$\frac{\partial \overline{u}_j}{\partial x_j} = 0 \tag{6.31}$$

$$\rho\frac{\partial \overline{u}_i}{\partial t} + \rho\frac{\partial\left(\overline{u}_i\overline{u}_j\right)}{\partial x_j} = -\frac{\partial \overline{p}}{\partial x_i} + \mu\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\frac{\partial \overline{u}_j}{\partial x_i} + \frac{\partial \overline{u}_i}{\partial x_j}\right) - \rho\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\overline{u_i' u_j'}\right) \tag{6.32}$$

Posljednji član na desnoj strani jednadžbe (6.32) odnosi se na tzv. Reynolds-ova tangencijalna (smična) naprezanja koja predstavljaju zamišljeni doprinos naprezanjima u fluidu uslijed djelovanja oscilirajućih komponenti brzina. Kroz taj se član odražava utjecaj turbulencije na strujanje. Reynolds-ova naprezanja predstavljaju vremenski osrednjeni prijenos količine gibanja

$\rho u_i'$ makroskopim česticama, a čije je gibanje posljedica oscilacija brzine u_j'. Valja napomenuti da su primjenom Prandtl-ove analize reda veličine pojedinih članova zanemarena normalna naprezanja izražena kao $-\rho\overline{u_i'^2}$, a koja se pojavljuju u jednadžbi (6.32) prilikom njena izvoda. Reynolds-ova tangencijalna naprezanja su tenzor drugog reda sa 6 nepoznanica koje je potrebno odrediti da bi se riješio gornji sustav jednadžbi (6.31,6.32). Zbog nelinearnosti Navier-Stokes-ovih jednadžbi, u izvodu transportne jednadžbe za dvojnu korelaciju brzine $\overline{u'_i u'_j}$ pojavljuje se nova nepoznata korelacija $\overline{u'_i u'_j u'_k}$, pri čijem se izvodu transportne jednadžbe opet pojavljuju nove nepoznanice. Iz tih su se razloga pojavili različiti modeli modeliranja Reynolds-ovih naprezanja kod kojih se ne određuju pulsirajuće komponente polja brzina i tlaka direktno, već njihovi efekti preko pomoćnih veličina.

Za simulaciju strujanja u kanalima pločastih izmjenjivača primijenjena su dva različita modela turbulencije i to k-ε i RSM (Reynolds Stress Model). Prvi model temelji se na tzv. Boussinesq-ovoj hipotezi dok se drugi temelji na rješavanju transportne jednadžbe za dvojnu korelaciju brzina uz modeliranje pojedinih nepoznanica.

6.2.1 k-ε model

k-ε model spada u grupu Newton-ovskih modela koji se temelje na Boussinesq-ovoj hipotezi (1872) i problemu određivanja turbulentne viskoznosti. Poopćena Boussinesq-ova hipoteza glasi

$$-\rho\overline{u_i' u_j'} = \mu_t\left(\frac{\partial \overline{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u}_j}{\partial x_i}\right) - \frac{1}{3}\rho\overline{u_k' u_k'}\delta_{ij} \tag{6.33}$$

Boussinesq-ova se hipoteza temelji na pretpostavci da se turbulentno gibanje grupe čestica može prikazati na isti način kao i viskozno gibanje molekula u, primjerice, laminarnom strujanju. Tako je uveden i dinamički koeficijent turbulentne viskoznosti koji za razliku od laminarnog nije svojstvo fluida već funkcija lokalnog uvjeta strujanja, te iščezava u stanju mirovanja fluida ili pak laminarnog strujanja.

Drugi se član na desnoj strani gornje jednadžbe (6.33) tumači kao tlak nastao uslijed turbulentnih pulzacija brzine i izražava se preko turbulentne kinetičke energije (energije turbulentnih pulzacija brzine)

$$\bar{k} = \frac{1}{2}\overline{u_k' u_k'} \tag{6.34}$$

Korištenjem gornjih izraza (6.33) i (6.34) Reynolds-ova jednadžba poprima oblik

$$\rho\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \rho\frac{\partial\left(\bar{u}_i\bar{u}_j\right)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p_{eff}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\mu_t\right)\left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i}\right)\right] \tag{6.35}$$

gdje je efektivni tlak p_{eff}

$$p_{eff} = \bar{p} + \frac{2}{3}\rho\bar{k} \tag{6.36}$$

Zbroj molekularne i turbulentne viskoznosti može se definirati kao efektivna viskoznost

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \tag{6.37}$$

Temeljni problem k-ε modela (kao uostalom i svih Newton-ovskih modela turbulencije) je određivanje efektivne viskoznosti μ_{eff} (tj. μ_t), pri čemu je potrebno riješiti dodatne dvije diferencijalne jednadžbe za k i ε, kako je pokazano u nastavku.

Dinamički je koeficijent turbulentne viskoznosti za k-ε model definiran hipotezom Prandtl-Kolmogorov-a

$$\mu_t = \rho C_\mu \sqrt{\bar{k}} \cdot l \tag{6.38}$$

gdje je l karakteristični razmjer turbulentnog strujanja, a C_μ je bezdimenzijska funkcija turbulentnog Reynoldsovog broja R_t

$$R_t = \rho\sqrt{\bar{k}} \cdot l / \mu \tag{6.39}$$

Hipoteza Prandtl-Kolmogorov-a se nadovezuje na Prandtlovu hipotezu puta miješanja koja glasi

$$\mu_t = \rho \cdot l_m \cdot u_t \tag{6.40}$$

gdje je l_m put miješanja tj. udaljenost koju je konačni volumen fluida (makroskopska čestica) prešao zadržavajući svoju, u smjeru toka osrednjenu, količinu gibanja prije no što se pomiješa s okolišnim fluidom i izmjeni svu razliku količine gibanja. u_t je karakteristična brzina turbulentnih pulzacija definirana tako da za dvodimenzijski slučaj strujanja u smjeru osi x_1 vrijedi

$$u_t = l_m \frac{\partial u_1}{\partial x_2} \tag{6.41}$$

Kako je već napomenuto, k-ε model spada u skupinu diferencijalnih modela s dvije diferencijalne jednadžbe (za k i ε) a koji svi umjesto gornje jednadžbe (6.41) koriste pretpostavku Prandtl-Kolmogorova za opis karakteristične brzine pulzacija

$$u_t = \sqrt{\bar{k}} \tag{6.42}$$

koja je dovela do prethodno opisane korelacije za turbulentnu viskoznost (6.38). Druga varijabla koja se uvodi u k-ε modelu je disipacija turbulentne kinetičke energije ε definirana kao produkt potencija k i l. Dimenzijskom se analizom dobije

$$\bar{\varepsilon} = C_D \frac{\bar{k}^{3/2}}{l} \tag{6.43}$$

gdje je C_D bezdimenzijska funkcija turbulentnog Reynoldsovog broja R_t.

Da bi se odredio koeficijent turbulentne viskoznosti (jedn. (6.47)) odnosno svi članovi polaznog izraza za Reynoldsova naprezanja (jedn.(6.33)) potrebno je nadalje izračunati k i ε iz pripadajućih transportnih jednadžbi koje opisuju raspodjelu tih veličina u turbulentnom strujanju

$$\rho\frac{\partial\overline{k}}{\partial t}+\rho\frac{\partial\left(\overline{u}_j\overline{k}\right)}{\partial x_j}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial\overline{k}}{\partial x_j}\right]+\overline{G}-\rho\overline{\varepsilon} \tag{6.44}$$

$$\rho\frac{\partial\overline{\varepsilon}}{\partial t}+\rho\frac{\partial\left(\overline{u}_j\overline{\varepsilon}\right)}{\partial x_j}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial\overline{\varepsilon}}{\partial x_j}\right]+C_1\overline{G}\frac{\overline{\varepsilon}}{\overline{k}}-C_2\rho\frac{\overline{\varepsilon}^2}{\overline{k}} \tag{6.45}$$

gdje je $\overline{G}$ generacija turbulentne kinetičke energije

$$\overline{G}=\mu_t\left(\frac{\partial\overline{u}_i}{\partial x_j}+\frac{\partial\overline{u}_j}{\partial x_i}\right)\frac{\partial\overline{u}_i}{\partial x_j} \tag{6.46}$$

dok se μ_t može pisati uvrštavajući (43) u (38) kao

$$\mu_t=\rho C_\mu C_D\frac{\overline{k}^2}{\overline{\varepsilon}} \tag{6.47}$$

σ_k i σ_ε su turbulentni Prandtl-ovi brojevi za k i ε, respektivno, te nisu karakteristike fluida već geometrije i lokalnih uvjeta strujanja.

Konstante C_μ, C_D, σ_k, σ_ε, C_1 i C_2 određuju se eksperimentalno i poprimaju konstantnu vrijednost samo u slučajevima visokih vrijednosti R_t (Tablica 6.1)

Tablica 6.1 Eksperimentalno određene vrijednosti konstanti (Launder and Spalding, 1974, ref. u [45])

C_μ	C_D	σ_k	σ_ε	C_1	C_2
1.0	0.09	1.0	1.3	1.44	1.92

Kako su σ_k i σ_ε reda veličine ~1, za velike vrijednosti turbulentnog Reynolds-ovog broja R_t koeficijent difuzije turbulentne kinetičke energije i disipacije iz izraza (6.44) i (6.45) se može prikazati u obliku

$$\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} = \frac{\mu_{eff}}{\sigma_{eff}} \approx \frac{\mu_{eff}}{\sigma_k} \tag{6.48}$$

$$\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} = \frac{\mu_{eff}}{\sigma_{eff}} \approx \frac{\mu_{eff}}{\sigma_\varepsilon} \tag{6.49}$$

pri čemu je σ_{eff} efektivni Prandtl-ov broj a μ_{eff} efektivna turbulentna viskoznost.

6.2.1.1 Opći oblik transportnih jednadžbi turbulentnog strujanja

Opći oblik transportnih jednadžbi (6.4) za slučaj turbulentnog strujanja uvođenjem $\overline{\phi} = \phi + \phi'$ sada poprima oblik

$$\frac{\partial \overline{\phi}}{\partial t} + \frac{\partial \left(\overline{u}_j \overline{\phi}\right)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\Gamma \frac{\partial \overline{\phi}}{\partial x_j} - \overline{u_j' \phi'}\right) + \overline{S} \tag{6.50}$$

novi član u zagradi na desnoj strani jednadžbe predstavlja turbulentnu difuziju koja se može modelirati uvođenjem turbulentnog *Pr*-broja σ_ϕ kako slijedi

$$\overline{u_j' \phi'} = \frac{\mu_t}{\sigma_\phi} \frac{\partial \overline{\phi}}{\partial x_j} = \Gamma_t \frac{\partial \overline{\phi}}{\partial x_j} \tag{6.51}$$

tako da za opći oblik transportne jednadžbe turbulentnog strujanja dobivamo

$$\frac{\partial \overline{\phi}}{\partial t} + \frac{\partial \left(\overline{u}_j \overline{\phi}\right)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\left(\Gamma + \Gamma_t\right) \frac{\partial \overline{\phi}}{\partial x_j}\right) + \overline{S} \tag{6.52}$$

pri čemu $\Gamma+\Gamma_t$ predstavlja efektivni koeficijent difuzije Γ_{eff} koji obuhvaća molekularne i turbulentne koeficijente difuzije.

6.2.1.2 RNG *k-ε* model

Za simulaciju strujanja u V-kanalima pločastih izmjenjivača korišten je tzv. RNG ("Renormalization Group") *k-ε* model turbulencije [47], koji je izveden iz neosrednjenih Navier-Stokesovih jednadžbi (jedn. 6.2) koristeći statističku metodu renormalizacije. Za razliku od standardnog *k-ε* modela kod kojeg je samo transportna jednadžba za *k* izvedena analitički, ovdje je to slučaj i sa jednadžbom za turbulentnu viskoznost (jedn (6.57)) i jednadžbom za turbulentni Prandtl-ov broj (jedn. (6.58)). Primjena RNG metode rezultirala je različitim konstantama i dodatnim članom u jednadžbi za ε u odnosu na standardni model. Uzimajući u obzir utjecaje lokalnih vrtloženja, odvajanja struje i niskih *Re*-brojeva, RNG *k-ε* model se pokazao točnijim od prethodno opisanog standardnog *k-ε* modela u širem dijapazonu turbulentnih strujanja. Transportna jednadžba za *k* ne razlikuje se u odnosu na standardni model, dok jednadžba za ε uvođenjem novog člana R_ε, poprima slijedeći oblik

$$\rho\frac{\partial\bar{\varepsilon}}{\partial t}+\rho\frac{\partial\left(\bar{u}_j\bar{\varepsilon}\right)}{\partial x_j}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\frac{\mu_{eff}}{\sigma_{eff}}\frac{\partial\bar{\varepsilon}}{\partial x_j}\right]+C_1\overline{G}\frac{\bar{\varepsilon}}{\bar{k}}-C_2\rho\frac{\bar{\varepsilon}^2}{\bar{k}}-R_\varepsilon \tag{6.53}$$

$$R_\varepsilon=\frac{C_\mu\rho\eta^3\left(1-\eta/\eta_o\right)}{1+\beta\eta^3}\frac{\bar{\varepsilon}^2}{\bar{k}} \tag{6.54}$$

gdje su $\eta=\frac{S\bar{k}}{\bar{\varepsilon}}$, $\eta_o=4.38$, $\beta=0012$.

Ovdje *S* označava varijaciju tenzora naprezanja S_{ij}

$$S=\sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \tag{6.55}$$

$$S_{ij}=\frac{1}{2}\left(\frac{\partial\bar{u}_i}{\partial x_j}+\frac{\partial\bar{u}_j}{\partial x_i}\right) \tag{6.56}$$

Uvođenjem novog člana R_ε poboljšava točnost modela kod simulacije strujanja s velikim gradijentima naprezanja $\eta > \eta_o$ pri čemu se dobivaju manje vrijednosti turbulentne viskoznosti nego kod primjene standardnog modela, dok pri nižim vrijednostima η nema razlike između dva modela. Ovime se poboljšava osjetljivost modela na nagle promjene smjera strujanja te na strujanja uz zakrivljene stjenke, a što je upravo slučaj i kod valovitih V-kanala pločastih izmjenjivača.

6.2.1.3 Modeliranje turbulentne viskoznosti

Metoda računanja turbulentne viskoznosti razlikuje se u odnosu na standardni model samo kod strujanja karakteriziranih nižim *Re*-brojevima. Turbulentna je viskoznost određena diferencijalnom jednadžbom

$$d\left(\frac{\rho^2 \bar{k}}{\sqrt{\bar{\varepsilon}\mu}}\right) = 1.7 \frac{\nu'}{\sqrt{\nu'^3 - 1 + C_\nu}} d\nu' \tag{6.57}$$

pri čemu je $\nu' = \mu_{eff} / \mu$ i $C_\nu = 100$.

Kod većih *Re*-brojeva μ_t se računa kao i kod standardnog modela koji je ograničen samo na turbulentna strujanja, dok je RNG model primjenjiv i na strujanja s nižim *Re*- brojevima.

Inverzni efektivni Prandtl-ovi brojevi α za k i ε $(1/\sigma_{eff})$ u RNG modelu nisu konstante već se računaju iz

$$\left|\frac{\alpha - 1.3929}{\alpha_0 - 1.3929}\right|^{0.6321} \cdot \left|\frac{\alpha - 2.3929}{\alpha_0 - 2.3929}\right|^{0.3679} = \frac{\mu}{\mu_{eff}} \tag{6.58}$$

pri čemu je $\alpha_o = 1.0$. Pri velikim *Re*-brojevima ($\mu / \mu_{eff} << 1$) $\alpha_k = \alpha_\varepsilon \approx 1.393$.

6.2.2 Prijelaz topline

Pulzacije brzine uzrokuju dakako i pulzacije temperaturnog polja. Uvrštavajući u energetsku jednadžbu (6.3) komponente brzina i temperatura iz izraza (6.29a,c), dobijemo slijedeći oblik energetske jednadžbe za turbulentno strujanje

$$\frac{\partial T}{\partial t}+\frac{\partial\left(\overline{u}_j T\right)}{\partial x_j}=\frac{\lambda}{\rho c_p}\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x_j^2}\right)-\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\overline{u_j' T'}\right)+\frac{1}{\rho c}S_T \tag{6.59}$$

Kao i u Reynoldsovoj jednadžbi i ovdje se pojavljuje pulsirajuća komponenta $\overline{u_j' T'}$ koja predstavlja izmjenu topline uslijed turbulentnih pulzacija brzine, te doprinosi znatno intenzivnijoj izmjeni topline no što je to slučaj kod laminarnog strujanja. Na sličan način kao i kod jednadžbe količine gibanja, kada je uvedena korelacija između pulzirajućih komponenti brzina i gradijenta brzina (naprezanja) preko koncepta turbulentne viskoznosti (jedn. (6.33)), Bousinessq definira turbulentnu difuzivnost λ_t pa tako gornja jednadžba postaje

$$\frac{\partial T}{\partial t}+\frac{\partial\left(\overline{u}_j T\right)}{\partial x_j}=\frac{1}{\rho c_p}\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\lambda+\rho c_p \lambda_t\right)\frac{\partial T}{\partial x_j}\right]+\frac{1}{\rho c}S_T \tag{6.60}$$

Primjenom koncepta Reynoldsove analogije između izmjene topline i količine gibanja daleko od stjenke, te dodatno uvođenjem turbulentnog Prandtl-ovog broja Pr_t, modelirana je energetska jednadžba korištena u k-ε i RSM modelima

$$\frac{\partial T}{\partial t}+\frac{\partial\left(\overline{u}_j T\right)}{\partial x_j}=\frac{1}{\rho c_p}\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\left(\lambda+\frac{c_p \mu_t}{Pr_t}\right)\frac{\partial T}{\partial x_j}\right)+\frac{1}{\rho c}S_T \tag{6.61}$$

gdje je turbulentni Prandtl-ov broj definiran kao

$$Pr_t=\frac{c_p \mu_t}{\lambda_t} \tag{6.62}$$

a kojime se izražava odnos transporta količine gibanja i topline kao posljedice turbulencija (pulzacija brzina).

U standardnom k-ε i RSM modelu Pr_t je "defaultno" uzet kao $Pr_t = 0.85$ što je rezultat kasnijih modifikacija Reynoldsove analogije (gdje je prvotno definirano $Pr_t = 1$) temeljenih na mjerenjima i analizama [46]. U RNG modelu Pr_t je određen iz izraza za efektivnu toplinsku vodljivost

$$k_{eff} = \lambda + \frac{c_p \mu_t}{Pr_t} = \alpha c_p \mu_{eff} \tag{6.63}$$

α je ovdje inverzni efektivni Prandtlov broj koji se računa iz analitički izvedene formule za inverzne turbulentne brojeve $1/\sigma_{eff}$ (58) kao funkcija μ/μ_{eff}, (pri čemu sada α_0 nije konstanta već $\alpha_0 = 1/Pr$). Činjenica da se α mijenja sa promjenom μ/μ_{eff} predstavlja prednost RNG modela u odnosu na standardni k-ε model, obzirom da je eksperimentalno utvrđeno da se turbulentni Prandtl-ovi brojevi mijenjaju u ovisnosti o molekularnom Prandtl-ovom broju i intenzitetu turbulencije (Kays, 1994).

6.2.3 RSM model

Za razliku od k-ε modela kod kojeg su Reynolds-ova tangencijalna (smična) naprezanja (jednadžba 6.32) određena korištenjem Boussinesq-ove hipoteze, RSM model temelji se na rješavanju transportne diferencijalne jednadžbe Reynolds-ovih naprezanja (jedn. (6.64)). Pojedini članovi transportne jednadžbe određuju se pak modeliranjem.

Primjena transportnog operatora na dvojnu korelaciju brzina $\overline{u_i' u_j'}$ rezultira transportnom jednadžbom Reynolds-ovih naprezanja

$$\frac{D}{Dt}\left(\rho\overline{u_i'u_j'}\right)=\frac{\partial}{\partial t}\left(\rho\overline{u_i'u_j'}\right)+\overline{u}_k\frac{\partial}{\partial x_k}\left(\rho\overline{u_i'u_j'}\right)=$$
$$\frac{\partial}{\partial x_k}\left[\mu\frac{\partial}{\partial x_k}\left(\overline{u_i'u_j'}\right)\right]-\frac{\partial}{\partial x_k}\left[\rho\overline{u_i'u_j'u_k'}+\overline{p'\left(u_i'\delta_{jk}+u_j'\delta_{ik}\right)}\right]+\overline{p'\left(\frac{\partial u_i'}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j'}{\partial x_i}\right)}- \tag{6.64}$$
$$-\rho\left(\overline{u_i'u_k'}\frac{\partial\overline{u}_j}{\partial x_k}+\overline{u_j'u_k'}\frac{\partial\overline{u}_i}{\partial x_k}\right)-2\mu\overline{\frac{\partial u_i'}{\partial x_k}\frac{\partial u_j'}{\partial x_k}}$$

gdje prvi član na desnoj strani predstavlja difuzni transport dvojne korelacije $\overline{u_i'u_j'}$ viskoznošću, a drugi turbulentnu difuziju pulzirajućom brzinom i tlakom. Treći član desne strane tzv. "pressure strain term", ima fizikalno značenje preraspodijele među komponentama $\overline{u_i'u_j'}$ a četvrti član predstavlja generaciju $\overline{u_i'u_j'}$ uslijed deformacije glavnog toka. Posljednji član predstavlja disipaciju $\overline{u_i'u_j'}$ uslijed viskoznosti. Članovi uzgonskih sila, rotacije sustava i izvornog člana su izostavljeni iz gornje jednadžbe jer nemaju praktičnu ulogu u provedenim simulacijama strujanja kroz V-kanale pločastih izmjenjivača.

Za modeliranje člana turbulentne difuzije [48] i preraspodijele među komponentama ("pressure strain term") [49,50,51,52] posebno je definirana turbulentna kinetička energija k i disipacija ε te turbulentna viskoznost. Pored spomenutog linearnog modela za "pressure strain term" u FLUENT-u postoji i opcija za korištenje tzv. "Quadric Pressure-Strain modela" [53] koji se pokazao boljim kod rotirajućih strujanja, te strujanja popraćenim kontrakcijama i ekspanzijama kakve se u prisutne u valovitim V-kanalima pločastih izmjenjivača. Ovdje je potrebno napomenuti da točnost simulacija strujanja primjenom RSM modela ovisi ponajviše o točnosti modeliranja člana preraspodijele među komponentama ("pressure strain term") te člana disipacije. k se određuje iz tenzora normalnih Reynolds-ovih naprezanja

$$k=\frac{1}{2}\overline{u_i'u_i'} \tag{6.65}$$

Vrijednosti k u blizini stjenke (vrijednost rubnih uvjeta) računaju se iz reducirane transportne jednadžbe za Reynolds-ova naprezanja (Launder et al., ref. u [45]), a koja poprima oblik transportne jednadžbe za k korištene u k-ε modelu (jedn. (6.44)) .

Posljednji član transportne jednadžbe Reynoldsovih naprezanja tj. tenzor disipacije ε_{ij} modelira se korištenjem jednadžbe

$$\varepsilon_{ij} = \frac{2}{3}\delta_{ij}\rho\varepsilon \tag{6.66}$$

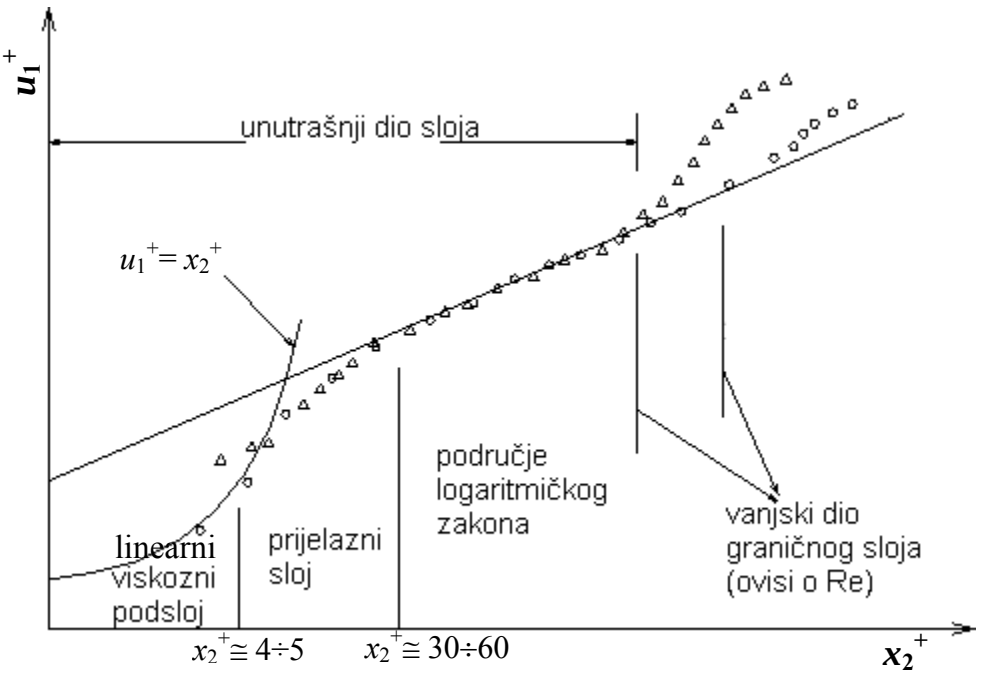
Skalar disipacije turbulentne kinetičke energije ε određuje se iz transportne jednadžbe za ε identičnog oblika kao u k-ε modelu (jedn. (6.45)). Potom se turbulentna viskoznost opet određuje na isti način kao i u k-ε modelu korištenjem jednadžbe (6.47). Modeliranje izmjene topline u RSM modelu identično je standardnom k-ε modelu, kako je već opisano u prethodnom poglavlju 6.2.1 (jedn. (6.61)).

Pri simulaciji strujanja u 3D domeni RSM model uključuje rješavanje 6 dodatnih transportnih jednadžbi u odnosu na k-ε model (za svaki od članova Re- naprezanja i ε). U slučajevima kada neizotropnost turbulencije ima veći utjecaj na glavninu toka, npr. kod strujanja popraćenih intenzivnim vrtlozima, kod sekundarnih strujanja induciranih naprezanjima u fluidu, a što je upravo slučaj u V-kanalima pločastih izmjenjivača, tada korištenje ovog modela ima smisla unatoč znatno većim zahtjevima na radnu memoriju računala i duljem vremenu potrebnom za računanje.

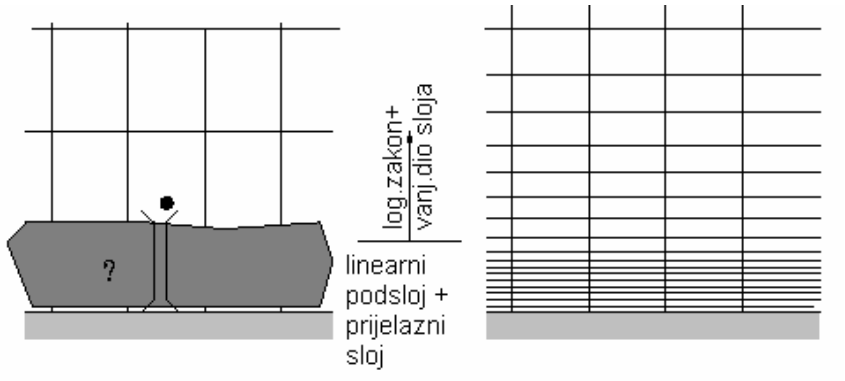
6.2.4 Turbulentni granični sloj

Predstavljeni modeli turbulencije prvenstveno vrijede u području dovoljno daleko od stjenke, odnosno tamo gdje turbulencija ima dominantan utjecaj na izmjenu količine gibanja i topline tj. gdje je $\mu_t > \mu$. S druge strane, eksperimentalno je utvrđeno da u turbulentnim strujanjima uz stjenku postoji više područja u kojima je intenzitet turbulencije različit u odnosu na glavninu struje (Slika 6.3). U blizini stjenke dolazi do smanjivanja tangencijalnih i normalnih fluktuacija brzine uslijed djelovanja viskoznih sila u fluidu i gubitka kinetičke energije zbog prisutnosti

stjenke. Tako, približavajući se stjenci Reynolds-ova naprezanja postupno iščezavaju, da bi u viskoznom podsloju skroz uz stjenku preostala samo viskozna smična naprezanja. Točnost numeričke simulacije turbulentnog strujanja uvelike ovisi upravo o proračunu strujanja u području uz stjenku, odnosno u turbulentnom graničnom sloju. Pri tome postoji nekoliko metoda za rješavanje graničnog sloja, od kojih je najraširenija upotreba zidnih funkcija koje predstavljaju skup poluempirijskih formula za proračun temperaturnog i polja brzina u viskoznom linearnom podsloju, prijelaznom sloju, području logaritmičkog zakona i vanjskom dijelu turbulentnog graničnog sloja (Slika 6.4). Druga metoda-model "uz stjenku" (Slika 6.4b) (modeli uz stjenku: *k-ω*, LES), temelji se na rješavanju relevantnih diferencijalnih (diskretiziranih) jednadžbi u području viskoznog podsloja, te pretpostavlja primjenu fine mreže kontrolnih volumena uz stjenku. U tekstu koji slijedi prvo će biti opisana metoda koja uključuje primjenu zidnih funkcija.



Slika 6.3 Raspodjela brzine u turbulentnom graničnom sloju uz prikaz podjele graničnog sloja



a) *b)*

Slika 6.4 Tipičan izgled mreže kontrolnih volumena kod primjene a) zidnih funkcija i b) modela "uz stjenku"

6.2.5 Standardne zidne funkcije

Profil brzina u_1^+ u području dominantnog utjecaja molekularne viskoznosti neposredno uz stjenku ($x_2^+ < 4 \div 5$) određuje se korištenjem funkcije

$$u_1^+ = x_2^+ \tag{6.67}$$

gdje je bezdimenzionalna brzina u smjeru osi x_1

$$u_1^+ = \frac{\overline{u}_1}{\sqrt{\tau_{stj} / \rho}} \tag{6.68}$$

te bezdimenzionalna udaljenost od stjenke

$$x_2^+ = \frac{\rho \cdot x_2}{\mu} \sqrt{\tau_{stj} / \rho} \tag{6.69}$$

τ_{stj} je viskozno tangencijalno (smično) naprezanje na stjenci

$$\tau_{stj} = \mu \frac{\partial \overline{u}_1}{\partial x_2} \tag{6.70}$$

Gornji će linearni zakon (jedn.(6.67)) u FLUENT-u biti primijenjen kada je $x_2^+ < 11.225$, dok se za sve veće vrijednosti x_2^+ primjenjuje logaritmički zakon ("law-of-the-wall") koji striktno vrijedi u području potpune dominacije Reynolds-ovih naprezanja pri $x_2^+ > 30 \div 60$:

$$u_1^+ = \frac{1}{\kappa} \ln\left(E \cdot x_2^+\right) \tag{6.71}$$

$\kappa = 0.42$ i $E = 9.81$ su eksperimentalno određene konstante.

Ovdje je potrebno napomenuti da je logaritmički zakon izveden pod pretpostavkom da nema gradijenta tlaka u smjeru strujanja, te kao takav daje pouzdane rezultate sve dok gradijenti tlaka ne postanu veliki.

U FLUENT-u se zidne funkcije temelje na bezdimenzijskim veličinama u_1^* i x_2^* umjesto u_1^+ i x_2^+, a koje su međusobno identične u ravnotežnim turbulentnim graničnim slojevima.

$$u_1^* = \frac{u_{1P} \rho C_\mu^{1/4} k_P^{1/2}}{\tau_w / \rho} \tag{6.72}$$

$$x_2^* = \frac{x_{2P} \rho C_\mu^{1/4} k_P^{1/2}}{\mu} \tag{6.73}$$

Ovdje se indeks P odnosi na pojedinu točku fluida.

6.2.5.1 Toplinske zidne funkcije

Toplinske zidne funkcije obuhvaćaju izraze za proračun temperatura u

a) linearnom području toplinskog podsloja gdje je kondukcija dominantan mehanizam izmjene topline
b) području logaritmičkog zakona gdje je dominantan utjecaj turbulencije

Temperatura nestlačivog fluida u pojedinoj točci domene računa se iz

$$T^* = Pr \cdot x_2^* \qquad \text{kada je } x_2^* < x_{2T}^* \tag{6.74}$$

odnosno

$$T^* = Pr_t \left\{ \frac{1}{\kappa} ln\left(Ex_2^*\right) + 9.24 \left[\left(\frac{\sigma}{\sigma_t} \right)^{3/4} - 1 \right] \left[1 + 0.28 e^{-0.007\sigma/\sigma_t} \right] \right\} \quad \text{za } x_2^* > x_{2T}^* \tag{6.75}$$

pri čemu je T^* definiran kao

$$T^* = \frac{\left(T_{stj} - T_P\right) \rho c_p C_\mu^{1/4} k_P^{1/2}}{q} \tag{6.76}$$

x_2^* je bezdimenzijska debljina linearnog podsloja i određuje se za geometrijsko mjesto sjecišta profila brzina određenih prema linearnom i logaritmičkom zakonu.

6.2.6 Prošireni pristup i zidne funkcije

Za simulaciju strujanja u V-kanalima pločastih izmjenjivača korišten je tzv. prošireni pristup koji predstavlja kombinaciju dvoslojnog modela turbulencije (model "uz stjenku") i proširenih zidnih funkcija. Za razliku od proračuna korištenjem standardnih zidnih funkcija u dvoslojnom modelu se granični sloj ne "preskače" već se pojedine varijable poput k, ε, μ_t računaju i u području

viskoznog podsloja uz stjenku. Prošireni pristup omogućuje da se primjenjivost dvoslojnog modela "uz stjenku" proširi izvan područja viskoznog podsloja na područja dalje od stjenke kombinirajući ga sa proširenim zidnim funkcijama.

6.2.6.1 Dvoslojni model za prošireni pristup

Prema dvoslojnom modelu granični je sloj podijeljen na dva dijela, od kojih prvi obuhvaća viskozni linearni podsloj i prijelazni sloj (Re_{ty} <200), dok se drugi dio odnosi na područje dalje od stjenke (Slika 6.3).

U prvom viskoznom podsloju i prijelaznom sloju jednadžba količine gibanja i jednadžba turbulentrne kinetičke energije rješavaju se na način opisan u poglavlju 6.2.1. Pri tome se turbulentna viskoznost računa prema Wolfstein [54]

$$\mu_{t,2sloja} = \rho C_\mu l_\mu \sqrt{\bar{k}} \tag{6.77}$$

gdje je karakteristična duljina

$$l_\mu = x_2 c_l \left(1 - e^{-\mathrm{Re}_{tx2}/A_\mu}\right) \tag{6.78}$$

x_2 je udaljenost od stjenke u smjeru normale, a Re_{tx2} turbulentni *Re*-broj temeljen na udaljenosti od stjenke x_2. Ovdje su konstante A_μ= 70 i $c_l = \kappa C_\mu^{-0.75}$.

U drugom dijelu graničnog sloja, području logaritmičkog zakona (Re_{tx2} > 200), primjenjuju se *k*-ε ili RSM model, ali tako da je turbulentna je viskoznost u tom području $\mu_{t,proširen}$ određena iz izraza koji osigurava kontinuirani prijelaz iz viskoznog podsloja kroz područje logaritmičkog zakona u vanjski dio graničnog sloja

$$\mu_{t,proširen} = \lambda_\varepsilon \mu_t + (1 - \lambda_\varepsilon)\mu_{t,2sloja} \tag{6.79}$$

Pri tome je turbulentna viskoznost u vanjskom dijelu graničnog sloja μ_t određena na način opisan u poglavljima o *k*-ε i RSM modelu.

U linearnom viskoznom podsloju i prijelaznom sloju (Re_{tx2} < 200) disipacija kinetičke energije određuje se algebarski iz izraza

$$\bar{\varepsilon} = \frac{\bar{k}^{3/2}}{l_\varepsilon} \tag{6.80}$$

gdje je duljinski razmjer l_ε

$$l_\varepsilon = x_2 c_l \left(1 - e^{-\mathrm{Re}_{ty}/A_\varepsilon}\right) \tag{6.81}$$

pri čemu je konstanta $A_\varepsilon = 2c_{l.}$

Disipacija kinetičke energije u drugom dijelu graničnog sloja određena je na sličan način kao i turbulentna viskoznost (jedn. (6.79)) ne bi li se isto tako osigurao kontinuirani prijelaz između algebarski određene ε i one određene iz transportne jednadžbe (jedn. (6.45)).

6.2.6.2 Proširene zidne funkcije

Kako je već spomenuto, prošireni pristup korišten u FLUENT-u omogućuje kombinaciju opisanog dvoslojnog modela i proširenih funkcija koje će sada biti opisane.

Ukoliko je mreža uz samu stjenku dovoljno "fina" ($x_2^+ \approx 1$), a što je uobičajeno kod niskih *Re*-brojeva, da se zasebno obuhvati i riješi viskozni linearni podsloj, prošireni pristup je identičan dvoslojnom modelu (nema primjene zidnih funkcija u tom području). Kada to nije slučaj, za grublje mreže, te isto tako i u područjima izvan viskoznog podsloja, prošireni pristup omogućuje primjenu proširenih zidnih funkcija. Time se, nadalje, omogućuje korištenje "srednje" finih mreža kod kojih, primjerice, visina središta prvog kontrolnog volumena uz stjenku ($4 \div 5 < x_2^+ < 30 \div 60$) nadilazi debljinu linearnog viskoznog podsloja (u kojem bi se inače primijenio standardni dvoslojni model) ali ipak ne ulazi u područje logaritmičkog zakona (što bi bilo poželjno kod primjene standardnih zidnih funkcija). Drugim riječima, kombiniranjem dvoslojnog modela za prošireni pristup i proširenih zidnih funkcija omogućuje se korištenje mreža koje su previše

"grube" za primjenu dvoslojnog modela odnosno previše "fine" za primjenu standardnih zidnih funkcija (koje se uglavnom koriste kod velikih *Re*-brojeva uz $x_2^+ > 30 \div 60$).
Kada se primjenjuje prošireni pristup preporučljivo je mrežu u linearnom viskoznom podsloju i prijelaznom sloju konstruirati dovoljno fino tako da se tamo u cjelini primijeni opisani dvoslojni model, odnosno to područje riješi primjenom transportnih jednadžbi (za kol. gibanja i za *k*) uz primjenu izraza za turbulentnu viskoznost (6.77) i disipaciju (6.80), kako je već objašnjeno. Malo dalje od stjenke, u području logaritmičkog zakona, te isto tako i u područjima domene strujanja gdje nije potrebno koristiti jako "finu" mrežu neposredno uz stjenku (tj. kada su prisutni manji gradijenti brzina i temperature i kod većih *Re*-brojeva), prošireni pristup omogućuje primjenu, numerički manje zahtjevnih, proširenih zidnih funkcija.

Kod definiranja proširenih zidnih funkcija osnovna je ideja bila da se cijelo područje graničnog sloja obuhvati jednom funkcijom, koja bi se mogla upotrijebiti u bilo kojem dijelu graničnog sloja, ovisno o strukturi mreže. Tako je bezdimenzijski profil brzina određen kao superpozicija izraza koji vrijede u viskoznom podsloju i području logaritmičkog zakona [51] na sličan način kako je to učinjeno u dvoslojnom modelu za μ_t i ε (ali tamo za logaritmičko područje i vanjski dio graničnog sloja)

$$u^+ = e^{\Gamma} u_{lam}^+ + e^{\frac{1}{\Gamma}} u_{turb}^+ \tag{6.82}$$

gdje je Γ funkcija "spajanja" koja ovisi o udaljenosti od stjenke.
Proširene toplinske zidne funkcije temelje se na istom principu, pa se tako bezdimenzijski profil temperatura računa iz

$$T^+ = e^{\Gamma} T_{lam}^+ + e^{\frac{1}{\Gamma}} T_{turb}^+ \tag{6.83}$$

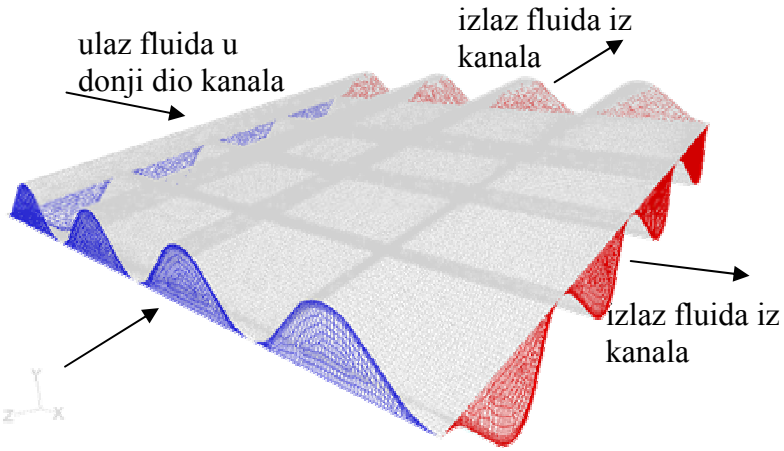
gdje je Γ funkcija "spajanja" koja ovisi udaljenosti od stjenke i molekularnom *Pr*-broju.

7. REZULTATI NUMERIČKIH SIMULACIJA STRUJANJA U MODELIMA V-KANALA

U su ovom poglavlju prikazani rezultati simulacije strujanja u V-kanalima pločastog izmjenjivača provedenim na modelima čija numerička domena predstavlja manji dio stvarnog kanala sastavljenog od 16 ćelija u kome je uspostavljena izobražena slika strujanja. Simulacije su provedene s krajnjim ciljem dobivanja vrijednosti koeficijenta prijelaza topline s apsorbera prototipa na radni fluid korištenog kao rubni uvjet u prethodnim simulacijama toplinskih gubitaka prototipa, kao i dobivanja uvida u raspodjelu temperatura apsorbera i utjecaja iste na toplinske gubitke. Simulacije su prvotno provedene na modelima kanala sa kutom žlijebova $\beta = 28°$ i $65°$ čije dimenzije odgovaraju dimenzijama kanala na kome su u prethodnom radu [6] provedene vizualizacije strujanja i mjerenja toplinsko-hidrauličkih karakteristika. Rezultati tih mjerenja korišteni su za ocjenu točnosti razvijenih modela. U nastavku su dani opis i rezultati simulacija provedenih na modelu kanala sa $\beta = 60°$ kakav je korišten za prototip kolektora i koji je principijelno identičan prethodno razvijenim modelima (veličina i raspored kontrolnih volumena, broj ćelija, model strujanja dio rubnih uvjeta).

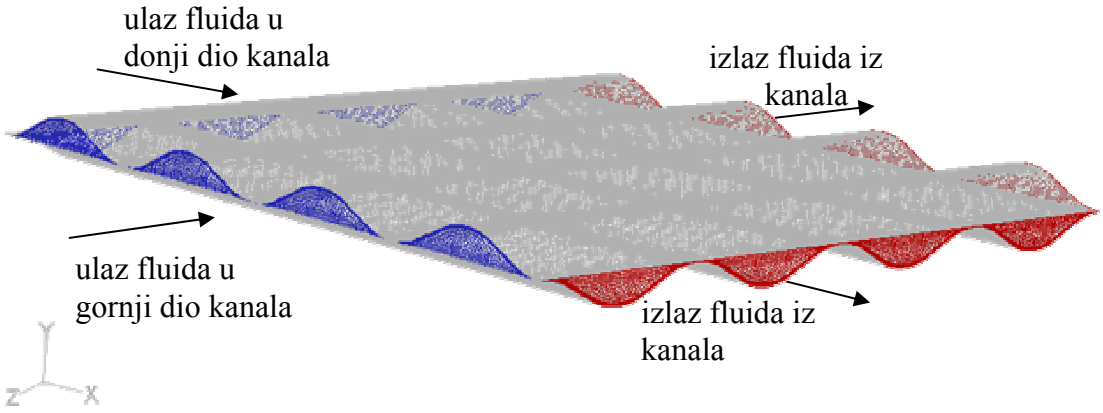
7.1 RASPODIJELA KONTROLNIH VOLUMENA U NUMERIČKOJ DOMENI

Slika 7.1 pokazuje izgled modela pločastog izmjenjivača koji se sastoji od dviju valovitih ploča, odnosno 16 jediničnih sinusoidalnih ćelija. Modelirani su kanali s kutom utora od $\beta = 28°$ i $\beta = 65°$, te dubinom žlijeba $b = 2.05$ mm i širinom žlijeba $l = 8$ mm.



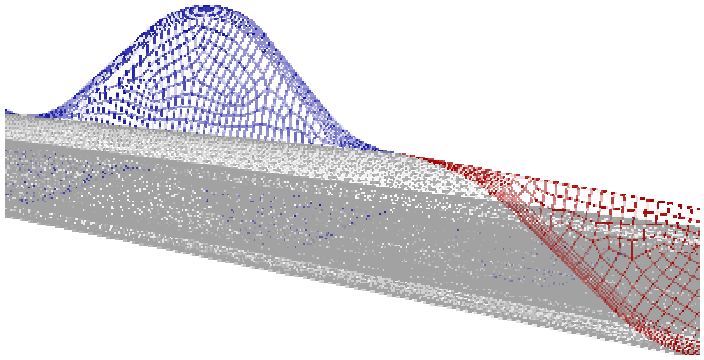
$\beta = 65°$

Slika 7.1a Prikaz modela kanala pločastog izmjenjivača sa $\beta = 28°$ od kojih se svaki sastoji od 16 ćelija dubine žlijeba $b = 2.05$ mm i širine $l = 8$ mm



$\beta = 28°$

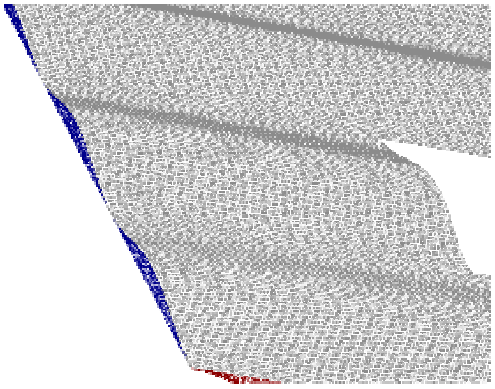
Slika 7.1b Prikaz modela kanala pločastog izmjenjivača sa $\beta = 28°$ od kojih se svaki sastoji od 16 ćelija dubine žlijeba $b = 2.05$ mm i širine $l = 8$ mm



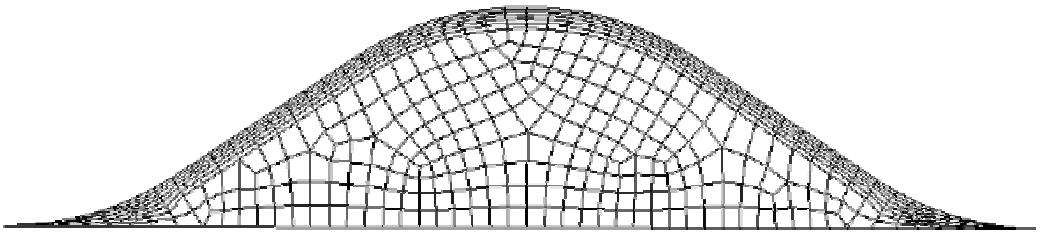
Slika 7.2 Detalj mreže na ulaznoj površini u gornji dio kanala uz prikaz dijela izlaza iz donje polovice

Cijela je 3D numerička domena pojedinog kanala umrežena sa 898 560 kontrolnih volumena oblika kvadra (Slika 7.5) pri čemu se svaki sastoji od 8 čvornih točaka. Ulazne i izlazne površine kanala promrežene su metodom "pave" koja omogućuje kreiranje nestrukturirane mreže od zadanih elemenata, tj. deformaciju osnovnih elemenata koji su ovom slučaju oblika kvadrata. Kutevi ćelije promreženi su metodom "tri primitive" koja područje omeđeno s tri stranice dijeli u tri dijela sa po tri stranice, a koji se potom promrežuju strukturiranom mrežom. Također, strukturiranom su mrežom promrežene gornja i donja ploča kanala (Slika 7.3) metodom "map". Slika 7.4 prikazuje izgled mreže na ulazu/izlazu pojedine ćelije. Svaka je ćelija promrežena spomenutim kontrolnim volumenima oblika kvadra (ukupnog broja 56160) metodom "cooper" (Slika 7.6), čime je osigurano da svi presjeci ćelije poprečni na smjer utora (glavni smjer strujanja) imaju jednaki broj, veličinu i oblik kontrolnih volumena. Područja uz stjenku su pokrivena gustom mrežom kontrolnih volumena (Slika 7.4) oblika kvadra (koristeći opciju "boundary layer meshing") slijedećih dimenzija: visina prvog kontrolnog volumena uz stjenku = 0.02 mm te je svaki slijedeći 1.2 puta viši (ukupno 6 redova). Pri tome se pazilo da odnos stranica kvadra u ravnini paralelnoj sa smjerom žlijeba ne prelazi preporučenih 5:1 ne bi li se izbjegla opasnost od pojave "lažne difuzije". Isto tako, nastojalo se izbjeći nagle promjene u dimenzijama međusobno susjednih kontrolnih volumena čime se smanjuje "truncation error" koji predstavlja razliku između stvarne vrijednosti derivacije i njene aproksimacije u diskretiziranoj jednadžbi. Takvim proporcionalnim povećanjem visine kontrolnih volumena s udaljenošću od

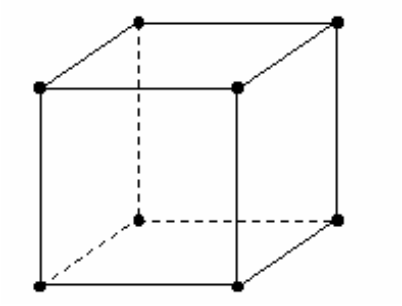
stjenke prati se temperaturni i gradijent profila brzina u viskoznom podsloju koji su upravo najveći u tom području uz stjenku. Time je cijelo područje unutarnjeg graničnog sloja pokriveno dovoljno gustom mrežom koja omogućuje točno određivanje temperaturnog i profila brzina u tom za izmjenu topline najvažnijem području, a ne opterećuje se proces računanja s nepotrebnim kontrolnim volumenima. Bezdimenzijska udaljenost od stjenke x_2^+ prvog kontrolnog volumena (visine 0.02 mm) izračunata pri korištenju proširenog zidnog pristupa i proširenih zidnih funkcija pri najvišim *Re*-brojevima je reda veličine $x_2^+ \approx 1 \div 2$ (Slika 7.23), a što je u skladu s preporukama $x_2^+ < 4 \div 5$ [38]. U području viskoznog podsloja i prijelaznog sloja ($Re_{tx2} < 200$) nalazi se u prosjeku 7 redova kontrolnih volumena.



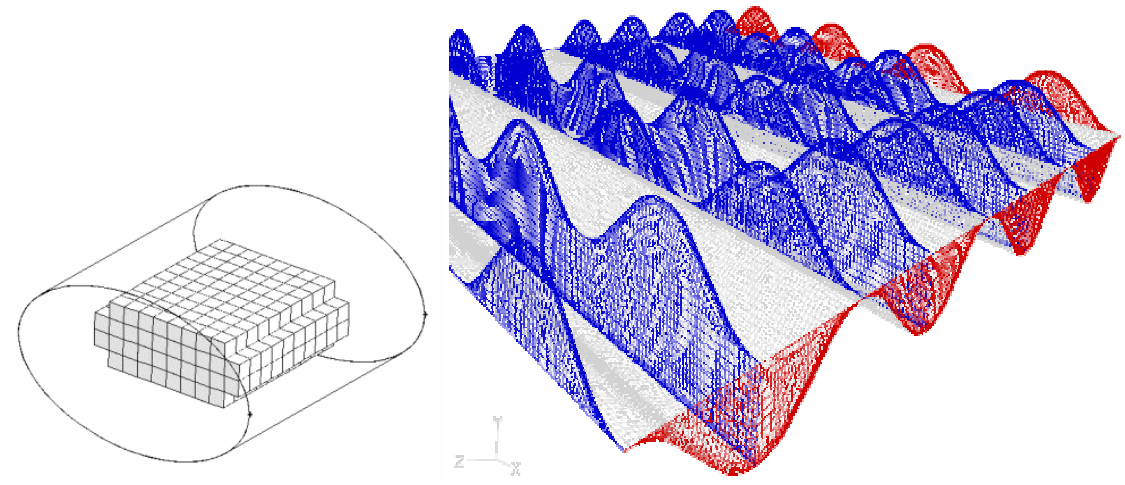
Slika 7.3 Prikaz strukturirane mreže na gornjoj ploči kreiranoj od elemenata oblika kvadra metodom "map"



Slika 7.4 Prikaz nestrukturirane mreže kontrolnih volumena na površini presjeka jedne ćelije paralelnoj sa ulaznom/izlaznom površinom kanala kreiranoj od elemenata oblika kvadra metodom "pave" i "tri primitive" (u kutovima)



Slika 7.5 Kontrolni volumen oblika kvadra korišten za diskretizaciju domene strujanja



a) *b)*

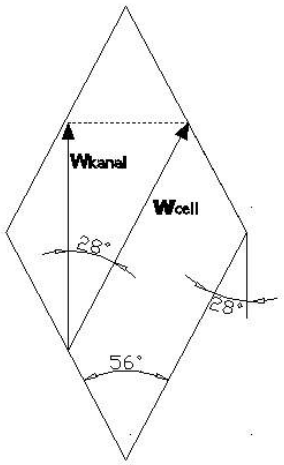
Slika 7.6 a) Princip "cooper" sheme umrežavanja domene strujanja i b) primjena na simulirani model kanala

7.2 RUBNI UVJETI

Cijeli volumen kanala umrežen je tako da čini jedinstvenu numeričku domenu koja predstavlja fluid (voda, mješavina voda/glycerin). Granice kanala, tj. valovite ploče, tretirane su kao stjenke zanemarive debljine tj. kao površine (zbog zanemarivog temperaturnog gradijenta u materijalu čeličnih ploča debljine 0.3 mm). Rubni uvjet brzine fluida na obje stjenke kanala je $u_i = 0$. Ulazi

u kanal razdvojeni su na ulaze u gornji i donji dio numeričke domene, te su shodno tome podijeljeni i izlazi iz kanala. Na svakom pojedinom od dva ulaza definirana je brzina strujanja fluida w_{cell} dobivena iz podataka mjerenja za protok i stvarnu nastrujnu površinu kanala A_{kanal} tj. iz rezultantne srednje brzine w_{kanal}. Vektor brzine na ulazu w_{cell} usmjeren je paralelno sa smjerom utora na odgovarajućoj ploči (vidi Sliku 7.7). Iznos vektora brzine određen je prema

$$w_{cell} = w_{kanal} / \cos\beta \tag{7.1}$$



Slika 7.7 Međusobni odnos vektora brzina u ćeliji s $\beta = 28°$

Na taj se način pokušalo simulirati stvarne uvjete strujanja na ulazu u kanal izmjenjivača, gdje fluid nastoji slijediti utore u pločama, prije no što se pomiješa s fluidom koji slijedi utore susjedne ploče. Također, na ulaznim je kontrolnim volumenima definirana temperatura medija, također uzeta iz podataka o mjerenjima ulazne temperature u izmjenjivač. Na ulazu su definirani i turbulentni granični uvjeti pri upotrebi k-ε i RSM modela, pa je tako, imajući na umu neizobraženo strujanje bez poremećaja na početku kanala, intenzitet turbulencije pretpostavljen kao relativno mali $I_t = u' / u_{sr} =$ 1%, dok je odnos turbulentne i molekularne viskoznosti uzet kao $\mu_t / \mu = 10$. Ti su podaci potrebni za proračun rubnih vrijednosti k i ε, a koje se dobiju iz

$$\bar{k} = \frac{3}{2}\left(u_{sr} I\right)^2 \tag{7.2}$$

$$\bar{\varepsilon} = \rho C_\mu \frac{\bar{k}^2}{\mu}\left(\frac{\mu_t}{\mu}\right)^{-1} \tag{7.3}$$

Kod RSM modela na ulazu je potrebno definirati Reynolds-ova naprezanja koja se u FLUENT-u mogu pojedinačno specificirati ili ih pak program računa iz unesenih vrijednosti za k i ε (ili npr. iz I i μ_t / μ), koristeći pretpostavku o izotropnosti turbulentnog strujanja

$$\overline{u_i' u_j'} = 0 \tag{7.4}$$

$$\overline{u_i'^2} = \frac{2}{3}\bar{k} \quad (i = 1, 2, 3) \tag{7.5}$$

gdje je $\overline{u_i'^2}$ normalna komponenta Reynoldsovih naprezanja u svim smjerovima.

Rubne vrijednosti disipacije ε određuju se kao i kod k-ε modela.

Na izlaznim površinama domene strujanja postavljeni su Neumann-ovi rubni uvjeti (derivacije svih varijabli u smjeru okomitom na površinu jednake su nuli). To znači da su vrijednosti pojedinih varijabli u kontrolnim volumenima na izlaznoj površini ekstrapolirane iz vrijednosti središta kontrolnih volumena iz unutrašnjosti domene, te nemaju utjecaj na uzvodno strujanje, a što je u skladu s pretpostavkom o izobraženoj slici strujanja u izlaznim dijelovima kanala.
Naime, kako su pokazali rezultati simulacije, slika strujanja se izobrazi već nakon prve trećine kanala, što onda opravdava korištenje Neumann-ovih rubnih uvjeta na izlazu.
Toplinski rubni uvjeti simetrično su zadani za obje ploče kanala putem vanjskog koeficijenta prijelaza topline α_{vanj} te temperature fluida izvan simuliranog kanala $T_{f,vanj}$ (tj. u susjednom kanalu) koji su poznati iz podataka mjerenja.
Ostvareni toplinski tok kroz stjenku dobije se tada iz

$$q = \alpha_{f,vanj}\left(T_{f,vanj} - T_{stj}\right) \tag{7.6}$$

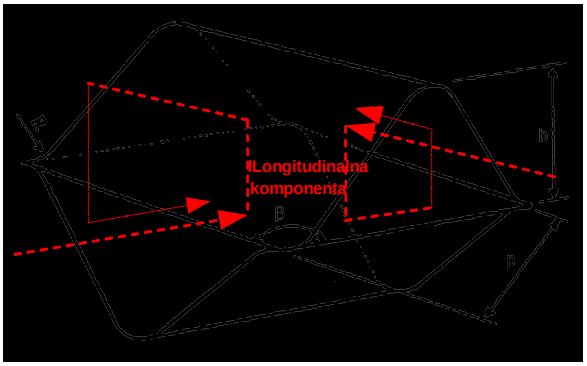
gdje je T_{stj} temperatura stjenke (ploče kanala) koja se određuje na temelju jednakosti toplinskih tokova s vanjske i unutarnje strane stjenke. Pri tome se toplinski tok s unutarnje strane određuje za laminarno strujanje iz

$$q = -\lambda_f \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right)_{stj} \tag{7.7}$$

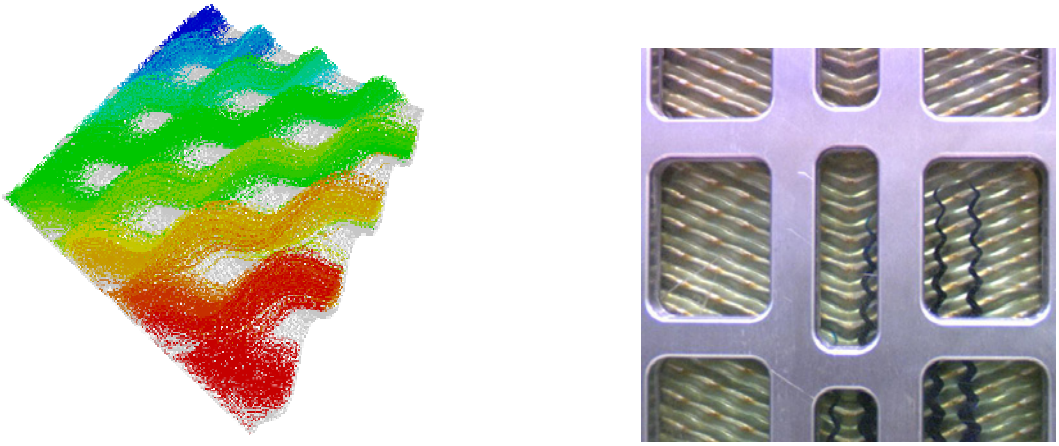
gdje je λ_f koeficijent provodljivosti fluida a n lokalna koordinata okomita na stjenku.
U slučaju turbulentnog strujanja toplinski tok se računa iz bezdimenzijskog profila temperature u području uz stjenku (jedn. (6.74,6.75)).

7.3 SLIKA STRUJANJA

Slike 9,10 pokazuju rezultate simulacije laminarnog strujanja pri Re = 14 i kutu utora β = 65°, radni medij glycerin/voda 81%. Na Slici 7.9 prikazana je donja ploča kanala, te trajektorije čestica fluida na putu od donjeg i gornjeg ulaza do izlaza iz kanala. Trajektorije su izračunate iz simulacijom dobivenog polja brzina, odnosno na temelju rezultantnog vektora brzina u čvorištima pojedinog kontrolnog volumena, prateći pri tom smjer kretanja svake čestice od ulaza u kanal. Broj čestica jednak je broju kontrolnih volumena na ulazu. Usporedba s rezultatima vizualizacije strujanja pri istom kutu i Re- broju, ali s radnim medijem vodom, prikazuje kvalitativno istu sliku strujanja. Tako se može primijetiti da glavnina toka prolazi iz jedne ćelije u drugu prateći naizmjence utore na suprotnim pločama- "longitudinalna komponenta" (Slika 7.8). Takvo složeno trodimenzionalno "longitudinalno" strujanje ("wavy longitudinal flow") rezultira intenzivnim vrtloženjima po cijelom presjeku ćelije odnosno učinkovitom miješanju slojeva, te duljim putem koji pojedina čestica prolazi od ulaza do izlaza. U dijagramu brzina na Slici 7.10 jasno se vidi kako pojedine čestice koje mijenjaju smjer od ćelije do ćelije ubrzavaju i usporavaju uslijed stalnih promjena presjeka strujanja, pri čemu su te oscilacije brzine znatno veće kod kanala s β = 65° nego kod kanala s β = 28° (Slika 7.14). Ovdje je još potrebno naglasiti da je simulirana slika strujanja kvalitativno neovisna o korištenom fluidu u modelu (voda ili mješavina glycerin/voda).

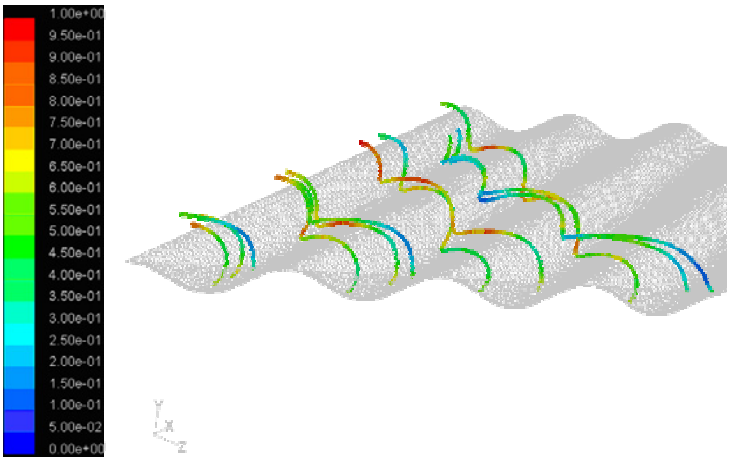


Slika 7.8 Shematski prikaz komponenti strujanja u ćeliji

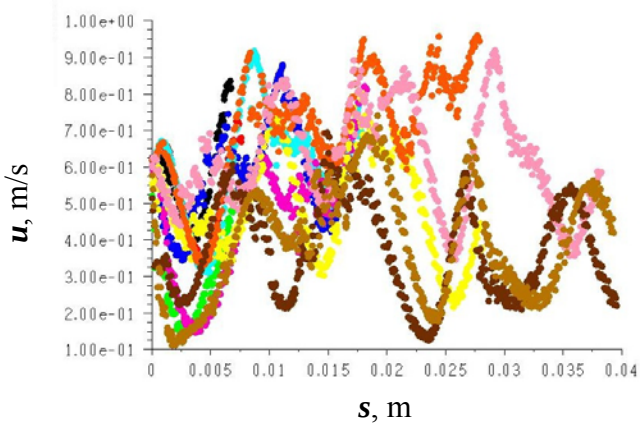


a) *b)*

Slika 7.9 a) Trajektorije čestica fluida na putu od ulaza do izlaza iz kanala, $\beta = 65°$, $Re = 14$, b) usporedba s rezultatima vizualizacije



$\beta = 65°$, $Re = 14$, glycerin



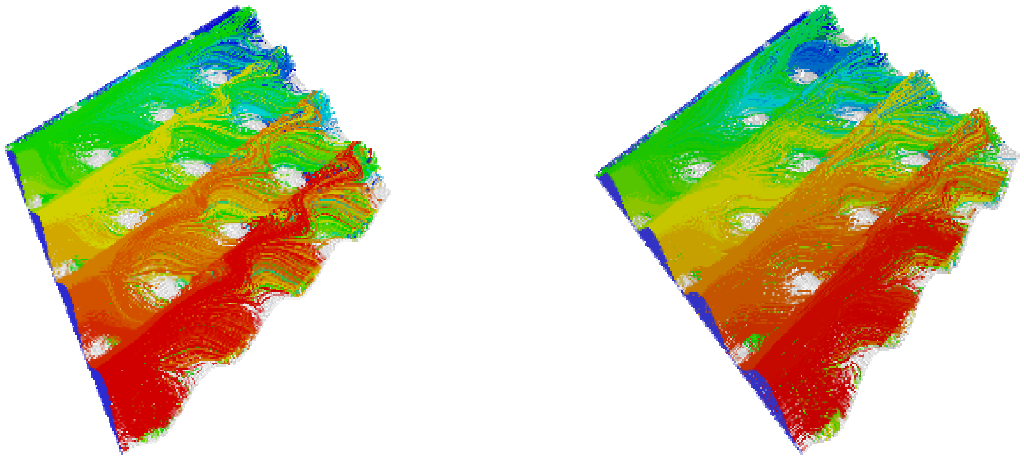
$\beta = 65°$, $Re = 14$, glycerin

Slika 7.10 Trajektorije čestica "ubačenih" na određenim udaljenostima od stjenke uz prikaz brzina(m/s);dijagram brzine pojedinih "ubačenih" čestica u ovisnosti od prijeđenom putu istih (s)

Slike 7.11a,b prikazuju rezultate simulacije za istu ploču ($\beta = 65°$) pri prijelaznom ($Re = 705$) i potpuno turbulentnom strujanju ($Re = 4677$), radni fluid je voda.

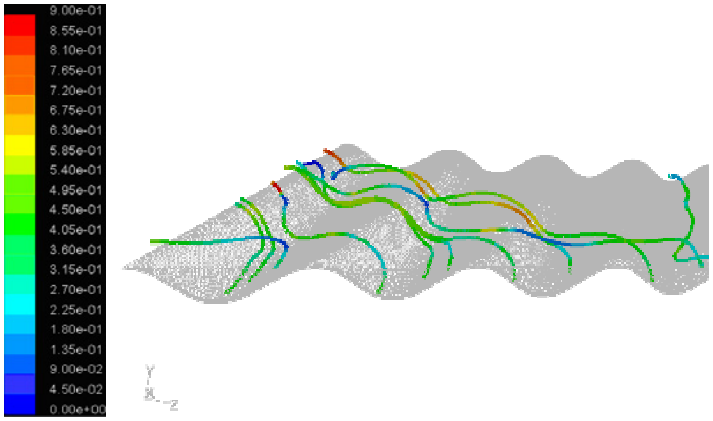
Prikaz rezultata vizualizacije nije bio moguć zbog raspršivanja ubačene tinte pri strujanjima s $Re > 100$. U odnosu na strujanje kod $Re = 14$ u oba posljednja slučaja uočava se da je veći dio strujnica usmjeren uz žlijebove obiju ploča, posebice kod $Re = 4667$, a što odgovara pretpostavkama iz prijašnjeg rada [6] da veći *Re*-brojevi tj. veće brzine strujanja potiču strujanje uz utore ploča. Shodno tomu, oscilacije brzina su manje nego kod laminarnog strujanja, jer je veći udio "komponente u smjeru žlijeba" u ukupnom strujanju, koja prolazeći kroz konstantne

presjeke strujanja (Slika 7.12) ne mijenja bitno brzinu. Ovdje je još potrebno naglasiti da se slika strujanja nije mijenjala bez obzira na korišteni model turbulencije.

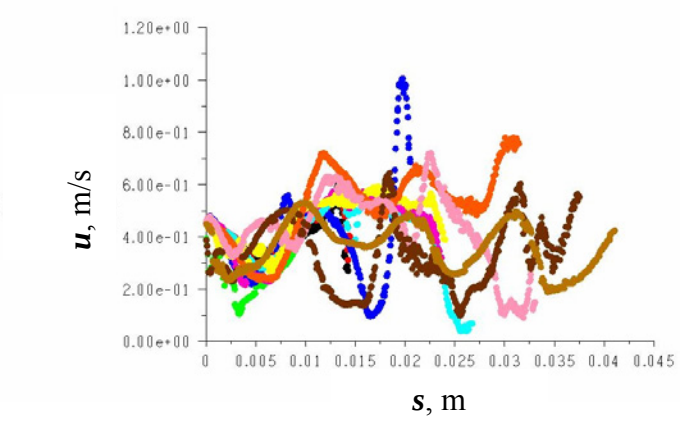


a) b)

Slika 7.11 a) Trajektorije čestica fluida na putu od ulaza do izlaza iz kanala, $\beta = 65°$, $Re = 705$ b) $\beta = 65°$, $Re = 4677$

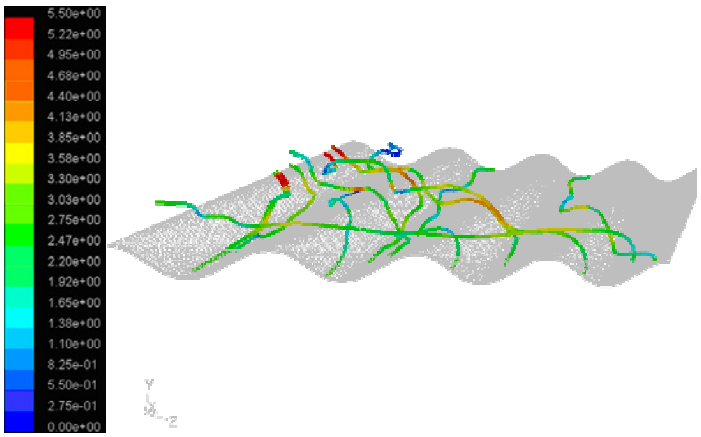


$\beta = 65°$, $Re = 705$

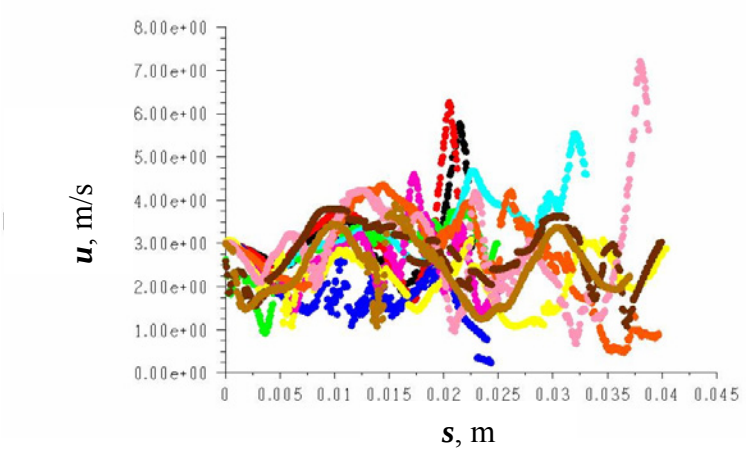


$\beta = 65°$, $Re = 705$

Slika 7.12a Trajektorije čestica "ubačenih" na određenim udaljenostima od stjenke uz prikaz brzina(m/s);dijagram brzine pojedinih "ubačenih" čestica u ovisnosti od prijeđenom putu istih (s)



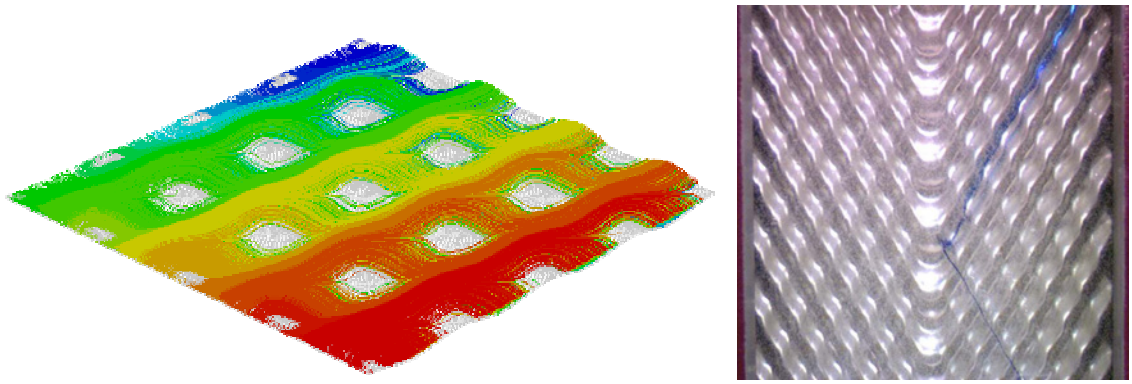
$\beta = 65°$, $Re = 4677$



$\beta = 65°$, $Re = 4677$

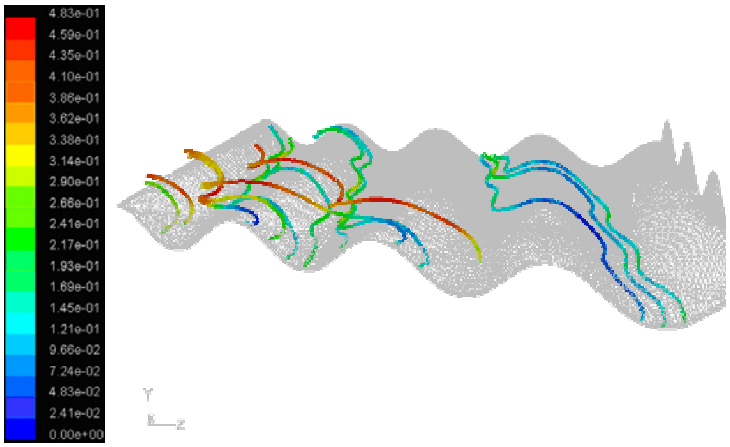
Slika 7.12b Trajektorije čestica "ubačenih" na određenim udaljenostima od stjenke uz prikaz brzina; dijagram brzine pojedinih "ubačenih" čestica u ovisnosti od prijeđenom putu istih (s)

Trajektorije strujanja 85%-tne smjese glycerina i vode u kanalu s $\beta = 28°$ i $Re = 10$ prikazane su na Slici 7.13 uz usporedbu s rezultatima vizualizacije strujanja vode kroz identičan kanal i pri istom *Re*-broju. Uz dobro kvalitativno poklapanje rezultata uočava se dominantno strujanje u smjeru žlijebova, a što je i za očekivati obzirom na mali kut žlijebova usmjerenih. Ipak, jedan manji dio čestica koje su ubačene u samoj sredini poprečnog presjeka kanala mijenja smjer iz ćelije u ćeliju (longitudinalna komponenta) zadržavajući se pri tome oko ravnine koja dijeli kanal na dva dijela (Slika 7.14). Pri tome je efektivni put koji većina čestica fluida prolazi manji od puta većine čestica u kanalu s $\beta = 65°$ gdje je dominantna longitudinalna komponenta.

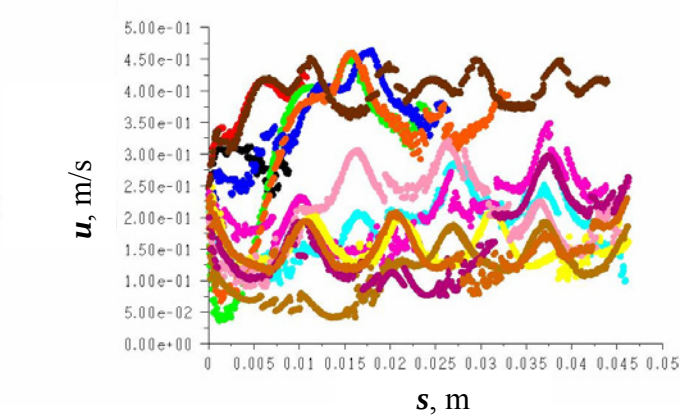


a) *b)*

Slika 7.13 a) Trajektorije čestica fluida na putu od ulaza do izlaza iz kanala, β = 28°, Re = 10, glycerin; b) usporedba s rezultatima vizualizacije



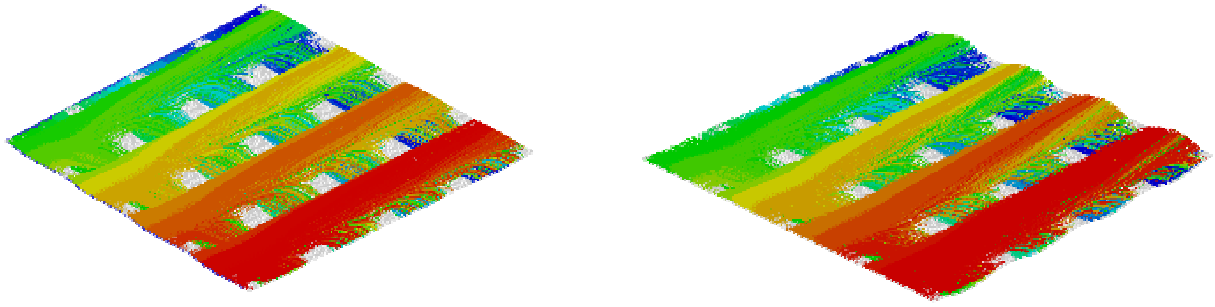
$\beta = 28°$, $Re = 10$



$\beta = 28°$, $Re = 10$

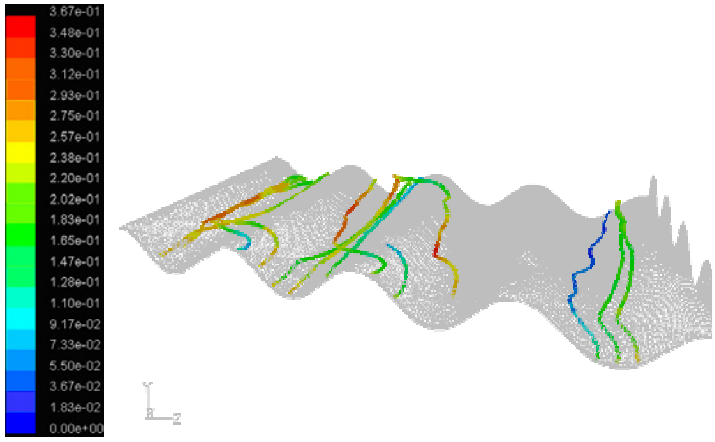
Slika 7.14 Trajektorije čestica "ubačenih" na određenim udaljenostima od stjenke uz prikaz brzina(m/s),dijagram brzine pojedinih "ubačenih" čestica u ovisnosti od prijeđenom putu istih (s)

Na sličan način kao i kod ploče s $\beta = 65°$ povećanje *Re*-broja na *Re* = 885 i *Re* = 6037 kod ploče s $\beta = 28°$ dovelo je i do povećanja dijela fluida koji struji uz žlijebove (Slika 7.16).

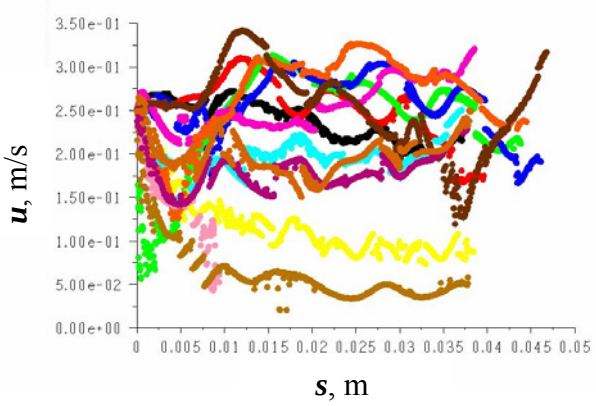


a) *b)*

Slika 7.15 a) Trajektorije čestica fluida na putu od ulaza do izlaza iz kanala, $\beta = 28°$, Re = 885, b) $\beta = 28°$, Re = 6037

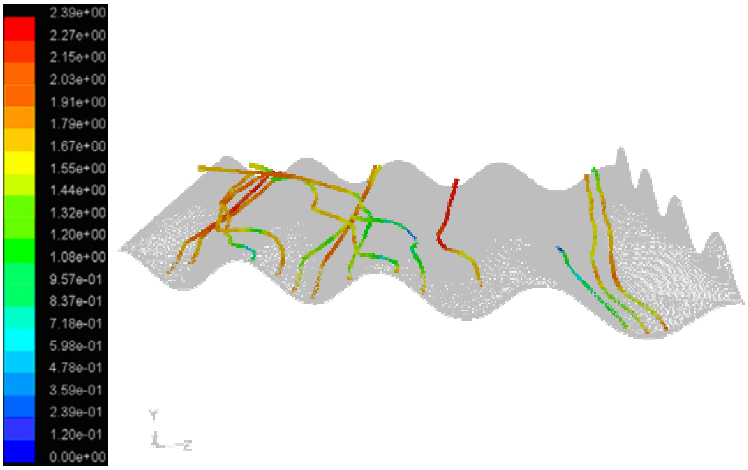


$\beta = 28°$, *Re* = 885

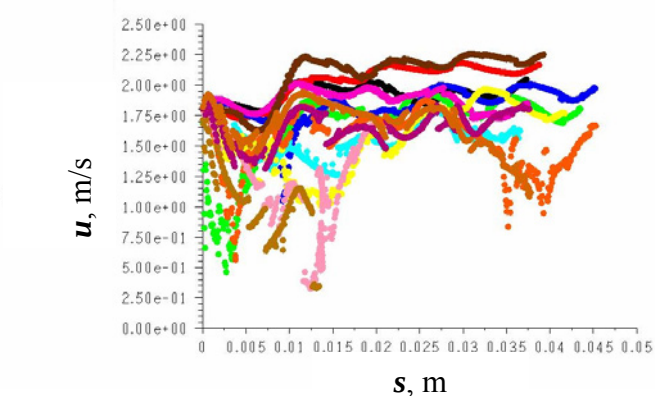


$\beta = 28°$, *Re* = 885

Slika 7.16a Trajektorije čestica "ubačenih" na određenim udaljenostima od stjenke uz prikaz brzina(m/s),dijagram brzine pojedinih "ubačenih" čestica u ovisnosti od prijeđenom putu istih (s)



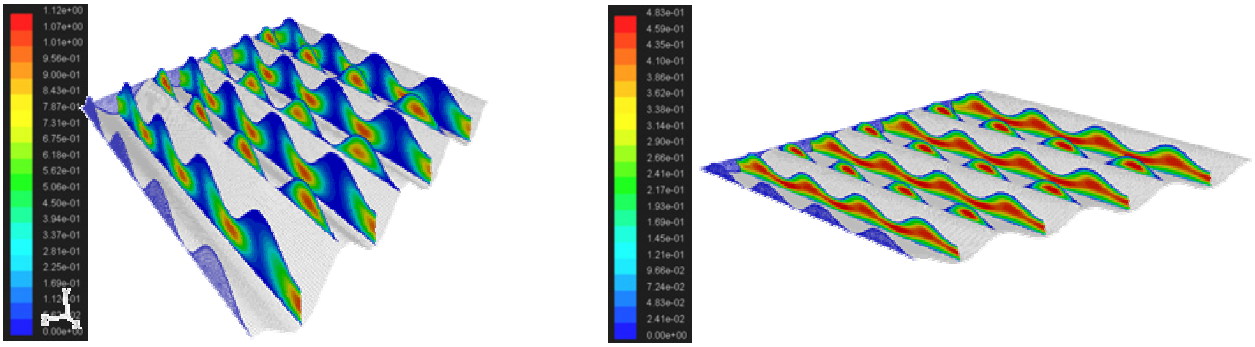
$\beta = 28°$, $Re = 6037$



$\beta = 28°$, $Re = 6037$

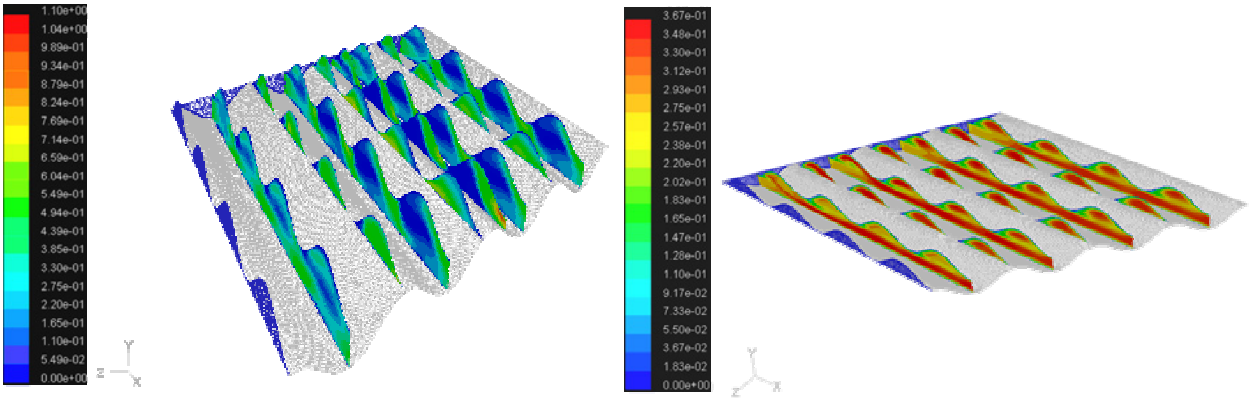
Slika 7.16b Trajektorije čestica "ubačenih" na određenim udaljenostima od stjenke uz prikaz brzina(m/s),dijagram brzine pojedinih "ubačenih" čestica u ovisnosti od prijeđenom putu istih (s)

Slika 7.17 pokazuje raspodjelu brzina u poprečnim presjecima smještenim u žlijebovima i pri vrhu pojedinog žlijeba. Kod ploča s $\beta = 28°$ uočava se ujednačenost profila nakon prvih nekoliko ćelija od ulaza u kanal, što ukazuje na izobraženo strujanje, dok kod poče s $\beta = 65°$ ujednačenost profila brzina nastupa nešto dalje od ulaza. Kod ploča s $\beta = 28°$ najveće brzine ostvarene su u sredini poprečnih presjeka pojedine ćelije, a što je posljedica strujanja uz žljebove koji predstavljaju svojevrsni kanal za struju fluida. Kod ploče s $\beta = 65°$ najveće brzine fluid postiže u kutovima ćelija što odgovara kretanju dominantne longitudinalne komponente.

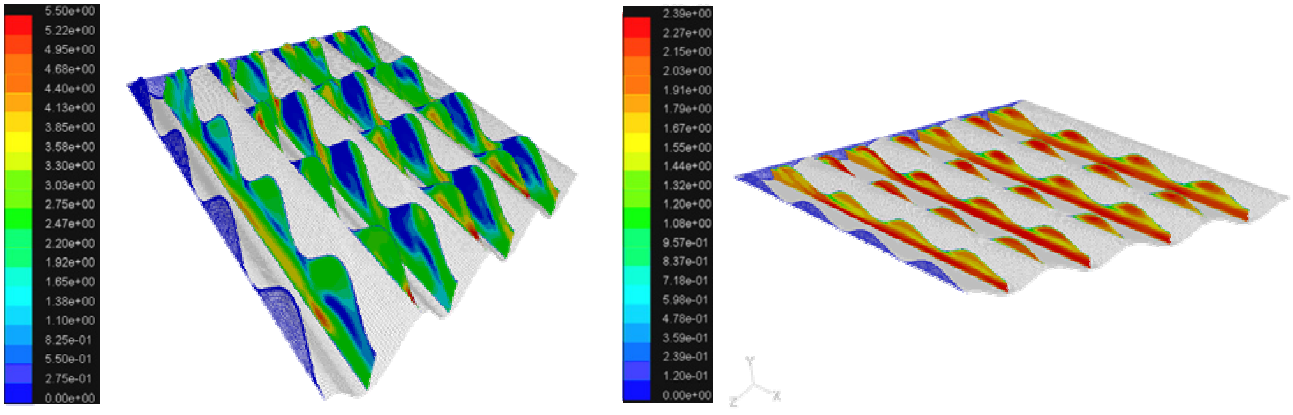


a) $\beta = 65°$, Re = 14 *b) $\beta = 28°$, Re = 10*

Slika 7.17 Profil brzina (m/s) u različitim presjecima kanala



a) $\beta = 65°$, Re = 705 *b) $\beta = 28°$, Re = 885*



c) $\beta = 65°$, Re=4677 *d) $\beta = 28°$, Re = 6037*

Slika 7.18 Profil brzina u različitim presjecima kanala (m/s)

7.4 PAD TLAKA

Ukupni pad tlaka fluida uslijed strujanja kroz modelirani kanal izračunat je na temelju razlike osrednjenih vrijednosti totalnog tlaka (dinamičkog i statičkog) kontrolnih volumena na ulaznim i izlaznim površinama. Osrednjavanje je provedeno koristeći izraz

$$\phi_{srednje} = \frac{1}{A}\sum_{i=1}^{n}\phi_i\left|A_i\right| \tag{7.8}$$

gdje je ϕ_i vrijednost pojedine varijable (tlaka) u pojedinom kontrolnom volumenu, dok je A_i površina presjeka kontrolnog volumena u promatranoj ravnini (ulaza i izlaza) ukupne površine A. Na ovaj način izračunati pad tlaka obuhvaća oboje pad tlaka neizobraženog strujanja i potpuno izobraženog strujanja. Zbog većeg udjela neizobraženog područja u ukupnom padu tlaka no što je to slučaj u mjerenom kanalu znatno većih dimenzija, za očekivati bi bilo da su simulirane vrijednosti pada tlaka nešto veće od mjerenih, što se i pokazalo takvim, posebice pri prijelaznom i laminarnom strujanju.

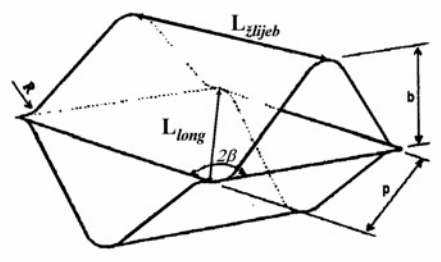
U dijagramima na Slici 7.20 prikazani su rezultati simulacije izraženi uz pomoć pada tlaka svedenog na površinu stjenki kanala A_k. Izračunate su vrijednosti uspoređene s rezultatima mjerenja. Također je izračunat Fanning-ov faktor trenja f prema izrazu (7.9) te prikazan u dijagramu na Slici 7.20 zajedno s rezultatima mjerenja te onima iz literature.

$$f = \frac{\Delta p}{4\left(\frac{L}{d_h}\right)\frac{\rho u_{sr}^2}{2}} \tag{7.9}$$

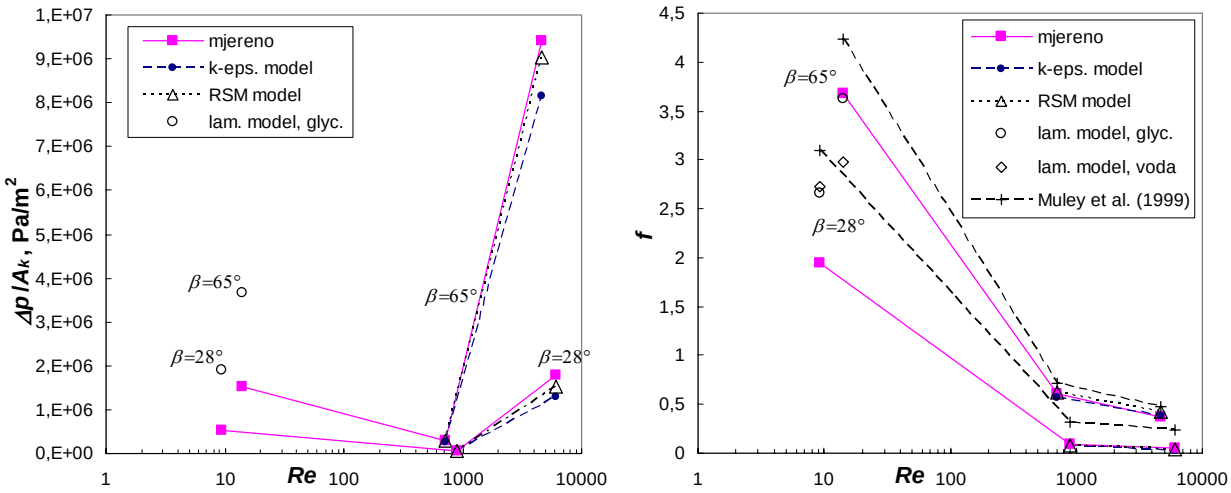
Ovdje je L karakteristična duljina koja je za kanal s $\beta = 28°$ uzeta kao udaljenost između ulaza i izlaza iz kanala u smjeru žlijeba ($L_{žlijeb}$) obzirom da je to udaljenost koju prolazi glavnina struje odnosno put dominantne komponente strujanja u smjeru žlijeba (vidi Sliku 7.19). Za kanal s $\beta = 65°$ L je definiran kao najkraća udaljenost između dva nasuprotna kuta kanala (L_{long}) što odgovara principijelnom smjeru kretanja dominantne longitudinalne komponente strujanja. U slučaju stvarnog testiranog kanala L je definiran kao udaljenost između ulaznog i izlaznog otvora. Brzina

u_{sr} odnosi se na srednju brzinu na ulazu u model kanala. Hidraulički promjer d_h definiran je kao omjer volumena i oplakivane površine kanala.

$$d_h = \frac{4V}{A_o} \tag{7.10}$$



Slika 7.19 Definicija karakteristične duljine L u ovisnosti o kutu β



Slika 7.20 Usporedba simuliranog i mjerenog pada tlaka

Tablica 7.1 Simulirane i mjerene vrijednosti pada tlaka i f

$\beta = 65°$	*Re*	$\Delta p/A_k$, izmjereno Pa/m^2	$\Delta p/A_k$, simulac. Pa/m^2	odstup. od mjerenja %	*f* izmjereno	*f* simulacija	odstup. od mjerenja %
lam. model, voda	14		519		3,673	2,98	-18,81
lam. model, glyc.	14	1511957	3671894	142,86	3,673	3,62	-1,38
k-ε model	705,8	289536	273630	-5,49	0,603	0,56	-6,68
	4678	9422540	8161816	-13,38	0,377	0,38	1,45
RSM model	705,8	289536	302395	4,44	0,603	0,62	3,13
	4678	9422540	9044184	-4,02	0,377	0,42	12,42
Muley et al. (1999) [11,12]	14				4,233		15,26
	705,8				0,713		18,18
	4678				0,470		24,82

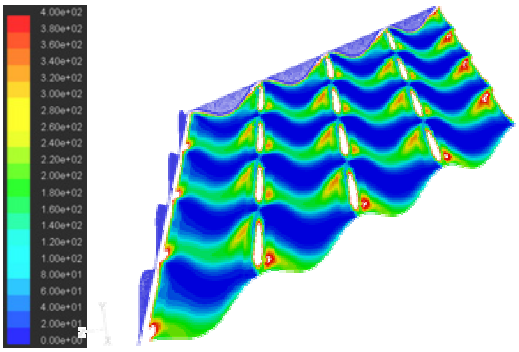
$\beta = 28°$	*Re*	$\Delta p/A_k$, izmjereno Pa/m^2	$\Delta p/A_k$, simulac. Pa/m^2	odstup. od mjerenja %	*f* izmjereno	*f* simulacija	odstup. od mjerenja %
lam. model, voda	9,3		191		1,944	2,73	40,6
lam. model, glyc.	9,3	520489	1901974	265,42	1,944	2,67	37,1
k-ε model	884,8	58488	57483	-1,72	0,089	0,08	-15,4
	6037	1785641	1299812	-27,21	0,056	0,03	-41,8
RSM model	884,8	58488	62306	6,53	0,089	0,08	-8,3
	6037	1785641	1536161	-13,97	0,056	0,04	-31,2
Muley et al. (1999) [11,12]	9,3				3,102		59,5
	884,8				0,315		252,3
	6037				0,234		316,1

Rezultati usporedbe izračunatog i mjerenog specifičnog pada tlaka ukazuju na dobro poklapanje rezultata u prijelaznom i turbulentnom području strujanja, pri čemu odstupanja u prosjeku iznose (5÷13)% kod $\beta = 65°$ uz u prosjeku nešto veća odstupanja od (2÷27)% kod ploče s $\beta = 28°$. Pri tome su odstupanja manja kod primjene RSM modela u odnosu na RNG *k*-ε model. Kod laminarnog strujanja odstupanja su puno veća. Usporedba faktora trenja *f* izračunatog iz rezultata mjerenja i simulacije pokazuje dobro poklapanje kod ploče s $\beta = 65°$ gdje su odstupanja unutar (2÷12) % u cijelom području strujanja. Nešto veća odstupanja (~18%) zabilježena su kada je umjesto glycerina za radni fluid uzeta voda, unatoč tome što su brzina i svojstva medija odabrani tako da *Re*-brojevi budu isti. To potvrđuje pretpostavku da ovako definiran *Re*-broj preko srednje brzine u_{sr} na ulaznoj površini kanala, a koja ne odgovara niti po smjeru niti po iznosu izrazito

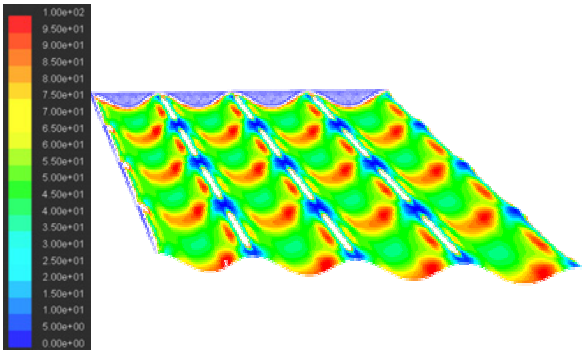
varijabilnoj stvarnoj brzini u ćeliji, ne omogućuje dosljednu primjenu teorema sličnosti. Veća odstupanja f od (8÷42)% javljaju se kod ploče s $\beta = 28°$ iako specifični padovi tlaka odstupaju (2÷27)%. U ovom slučaju je razlika između definicije karakteristične duljine L za stvarni kanal i kod simuliranog modela veća no što je to slučaj kod ploče s $\beta = 65°$. Ukoliko bi se pak koristila ista definicija i kod ploče s $\beta = 28°$ karakteristična bi duljina bila dva puta veća, te time faktor trenja još manji. Iz tih se razloga usporedba rezultata preko specifičnog pada tlaka pojavljuje kao mjerodavnija, pogotovo ako se uzme u obzir i neprimjerenost definicije srednje brzine različitim tipovima strujanja koji se pojavljuju pri različitim kutovima žlijebova. Interesantno je da je izračunato naprezanje fluida na stjenci τ_w bitno manje od izmjerenog (dobivenog iz mjerenog f prema jedn. (7.12)), što takav način prikazivanja rezultata, osjetljiv na točnost izračunatog lokalnog profila brzina uz stjenku, svodi u okvire kvalitativne analize raspodijele naprezanja po stjenkama kanala (Slika 7.21), odnosno izmjene topline, kako je pokazano u tekstu koji slijedi.

$$\tau_{stj} = \mu\left(\frac{\partial u}{\partial n}\right)_{stj} \tag{7.11}$$

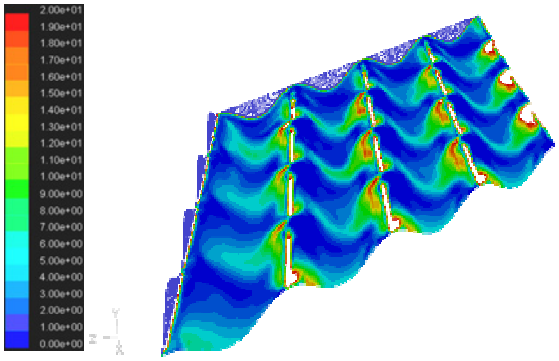
$$f = \frac{\tau_{stj}}{\rho u_{sr}^2 / 2} \tag{7.12}$$



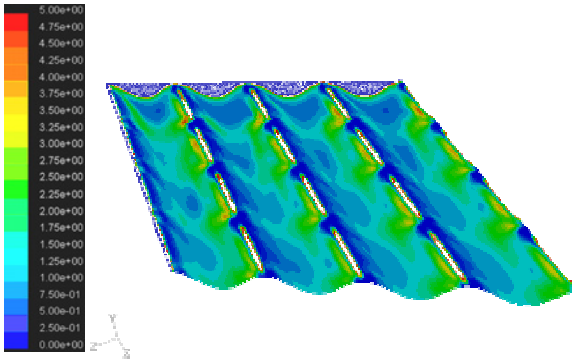
α) $\beta = 65°$, $Re = 14$, glycerin



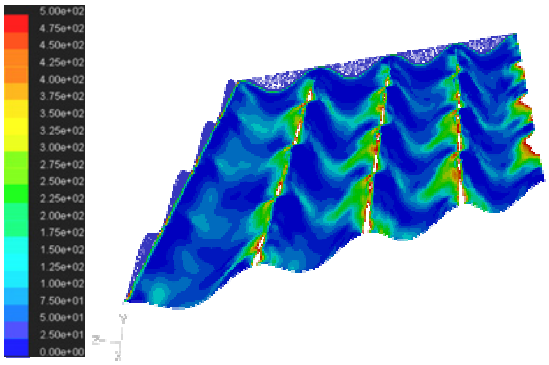
b) $\beta = 28°$, $Re = 10$, glycerin



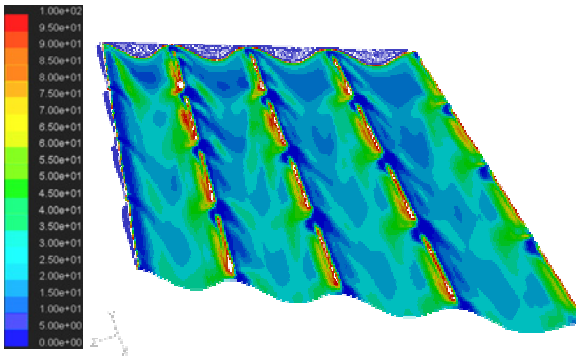
c) $\beta = 65°$, $Re = 705$



d) $\beta = 28°$, $Re = 885$



e) $\beta = 65°$ $Re = 4677$

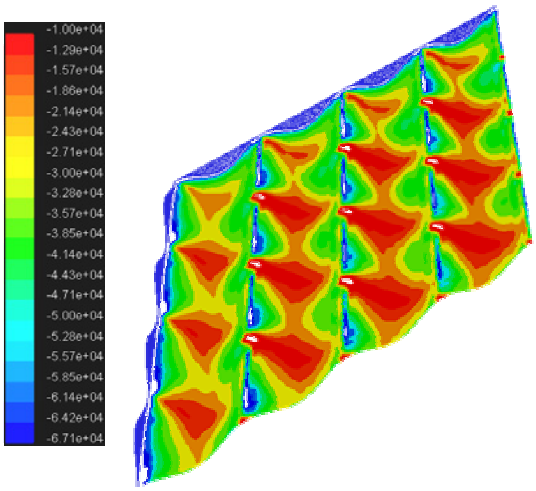


f) $\beta = 28°$ $Re = 6037$

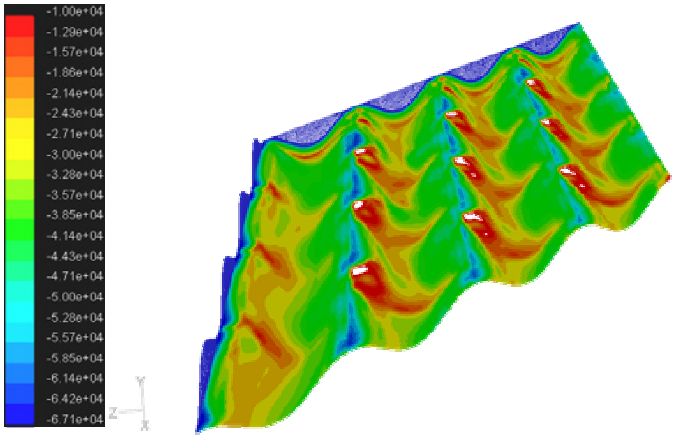
Slika 7.21 Raspodjela naprezanja u fluidu uz stjenku τ_{stj} (N/m^2)

7.5 IZMJENA TOPLINE

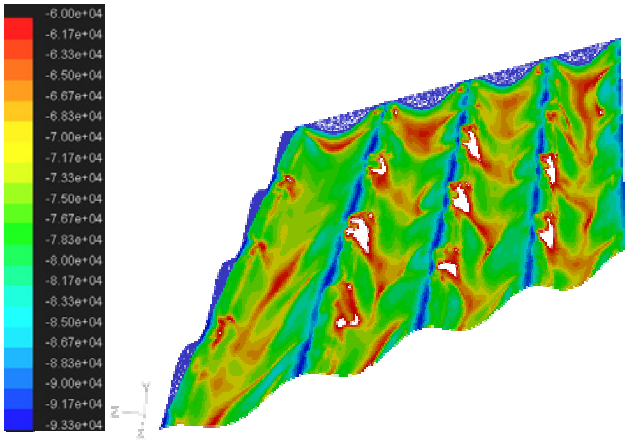
Slika 7.22 prikazuje raspodjelu izmijenjenog toplinskog toka između fluida u kanalu i fluida u susjedna dva kanala. Pri laminarnom strujanju najintenzivnija izmjena topline odvija se u području oko vrhova žlijebova gdje su i brzine strujanja najveće, dok su dna žlijebova tj. centralni dijelovi ćelije, mjesta s najlošijom izmjenom topline. Isto tako naletne strane žlijebova područja su znatno intenzivnije izmjene topline, dok su površine čija je normala usmjerena u smjeru strujanja karakterizirane lošijom izmjenom topline, a što je pogotovo izraženo pri dnu žlijebova. U slučaju da je simulacijski model uključivao i simulaciju strujanja u susjednim kanalima, a u kojima fluid struji u suprotnom smjeru, izmjena bi topline bila jednoličnija, jer bi mjesta lošije izmjene topline s jedne strane stjenke bila kompenzirana do neke mjere s boljom izmjenom topline s druge strane stjenke u tom području. U prijelaznom i turbulentnom strujanju raspodjela toplinskog toka je ujednačenija, te su mjesta slabije izmjene topline ograničena na samo dno žlijebova, obzirom na izraženiju komponentu "u smjeru žlijeba". Pri vrhu žlijebova primjećuju se mjesta s lošijom izmjenom topline što je posljedica odvajanja struje nakon prolaza vrha žlijeba, a što nije bio slučaj kod laminarnog strujanja. Usporedba prikaza raspodijele toplinskog toka s prikazanom raspodjelom naprezanja fluida na stjenci (Slika 7.21) pokazuje principijelno poklapanje profila. Jedino se kod ploče s $\beta = 28°$ pri $Re = 10$ pojavljuju izolirana mjesta s povećanim naprezanjima na stjenci u području ulaza/izlaza iz pojedine ćelije, koja oblikom odudaraju od raspodijele toplinskog toka čije je povećanje u tom području manje izraženo. U ulaznim se ćelijama primjećuje bolja izmjena topline, a što je i za očekivati obzirom da je to područje neizobraženog strujanja u kojem se slojevi fluida kreću većim relativnim brzinama u odnosu na susjedne slojeve.



α) β = 65°, *Re* = 14, glycerin

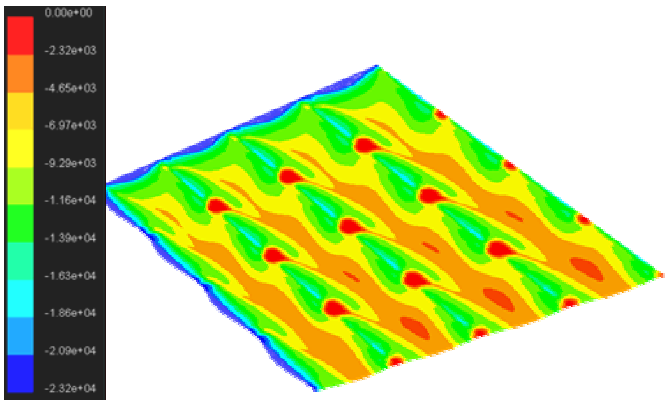


b) *β* = 65°, *Re* = 705

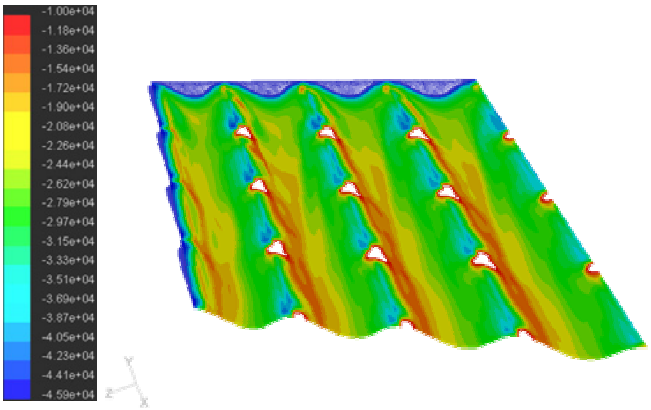


c) β = 65°, *Re* = 4677

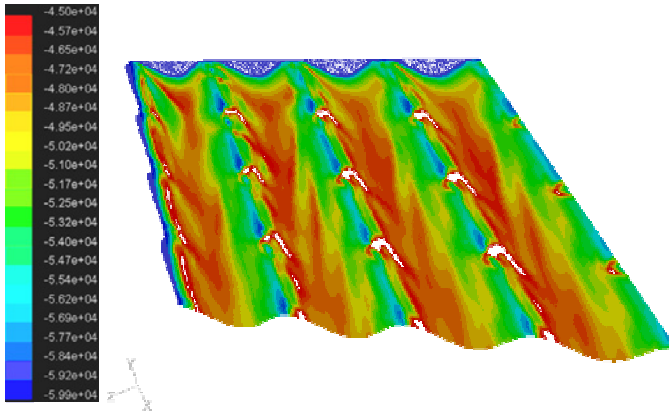
Slika 7.22a Raspodjela izmijenjenog specifičnog toplinskog toka q (W/m^2) pri laminarnim, prijelaznim i turbulentnim uvjetima strujanja



a) $\beta =$ 28°, Re = 10, glycerin



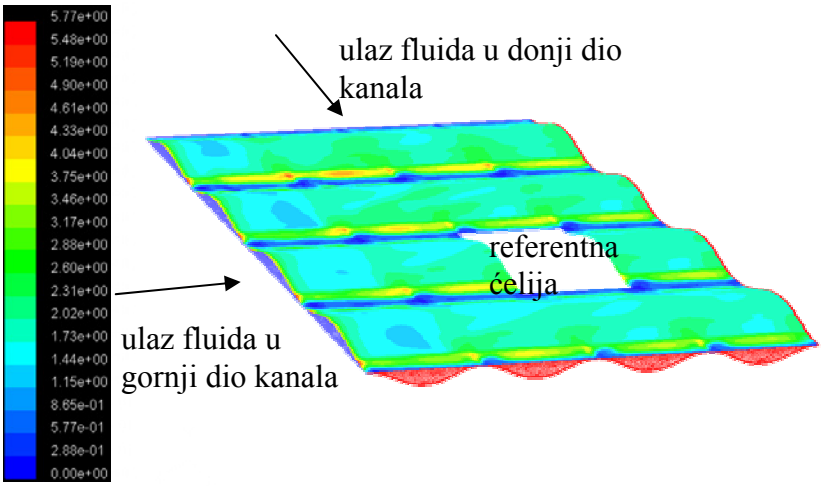
b) $\beta =$ 28°, Re = 885



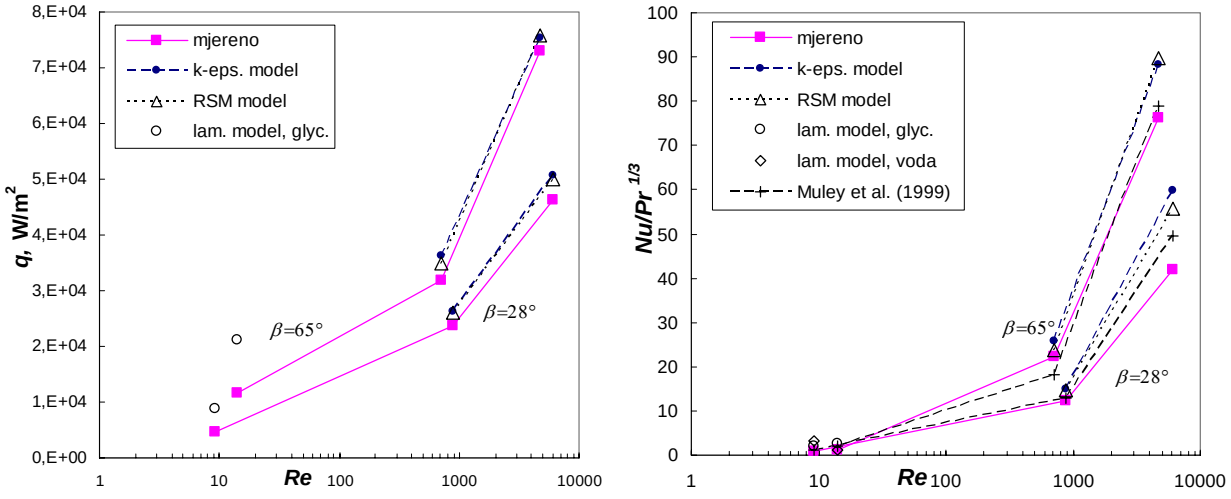
c) $\beta =$ 28°, Re = 6037

Slika 7.22b Raspodjela izmijenjenog specifičnog toplinskog toka q (W/m^2) pri laminarnim, prijelaznim i turbulentnim uvjetima strujanja

Slika 7.24 prikazuje rezultate simulacije provedene opisanim modelima te usporedbu s rezultatima mjerenja i onima iz literature. Obzirom da u kanalu stvarnih dimenzija prevladava izobraženo strujanje, izmijenjeni specifični toplinski tok se odnosi na jednu ćeliju dalje od ulaza u kanal prikazanu Slikom 7.23 u kojoj je, kako je već zaključeno, u potpunosti uspostavljeno izobraženo strujanje.



Slika 7.23 Položaj ćelije na koju se odnose vrijednosti toplinskog toka u dijagramu uz prikaz raspodjela bezdimenzionalne udaljenosti središta prvog kontrolnog volumena od stjenke x_2^+ po površini gornje ploče kanala ($\beta = 28°$, $Re = 6037$)



Slika 7.24 Rezultati simulacije izmijenjene topline, usporedba s mjerenjima i [11,12]

Tablica 7.2 Simulirane i mjerene vrijednosti q, q_{celije}, α_{sred} i $Nu/Pr^{1/3}$

$\beta = 65°$	*Re*	*q* izmjereno W/m^2	q_{celije} simulacija W/m^2	odstup. od mjerenja %	α_{sred} simulacija W/(m^{2}K)	$Nu/Pr^{1/3}$, simulacija	$Nu/Pr^{1/3}$, izmjereno	odstup. od mjerenja %
lam. model, voda	14		4908,3		389,7	1,20	1,24	-3,3
lam. model, glyc.	14	11593,8	21163,6	82,5	2031,4	2,52	1,24	103,9
k-ε model	705,8	31793,8	36341,2	14,3	8376,6	25,71	22,15	16,1
	4678	72953,8	75439,6	3,4	28756,5	88,26	76,28	15,7
RSM model	705,8	31793,8	34870,8	9,7	7709,6	23,66	22,15	6,8
	4678	72953,8	75735,9	3,8	29284,8	89,88	76,28	17,8
Muley et al. (1999) [11,12]	14						1,92	55,7
	705,8						18,10	-18,3
	4678						78,87	3,4

$\beta = 28°$	*Re*	*q* izmjereno W/m^2	q_{celije} simulacija W/m^2	odstup. od mjerenja %	α_{sred} simulacija W/(m^{2}K)	$Nu/Pr^{1/3}$, simulacija	$Nu/Pr^{1/3}$, izmjereno	odstup. od mjerenja %
lam. model, voda	9,3		6235,4		987,4	3,10	0,78	299,8
lam. model, glyc.	9,3	4568,8	8882,5	94,4	1649,4	1,92	0,78	148,0
k-ε model	884,8	23662,5	26239,9	10,9	4743,3	14,89	12,30	21,1
	6037	46365,1	50688,4	9,3	19011,6	59,69	41,84	42,7
RSM model	884,8	23662,5	26011,7	9,9	4652,2	14,61	12,30	18,8
	6037	46365,1	50096,1	8,0	17764,7	55,78	41,84	33,3
Muley et al. (1999) [11,12]	9,3						1,14	46,9
	884,8						13,03	5,9
	6037						49,58	18,5

7.5.1 Osvrt na rezultate

Odstupanja rezultata mjerenja [9,11,12] i simulacija iznose (4÷15)% u prijelaznom i turbulentnom području u korist simuliranog toplinskog toka. Slično kao i kod usporedbe pada tlaka, odstupanja u tom području strujanja su manja kod simulacije RSM modelom te iznose (4÷10)%. Što se tiče laminarnog strujanja, ponovo su odstupanja mjerenih i simuliranih spec. toplinskih tokova vrlo velika. U drugom dijagramu na Slici 7.24 rezultati simulacije su prikazani u obliku $Nu/Pr^{1/3}$. Takav je pak način prikazivanja rezultirao drugačijim odstupanjima u odnosu na prethodna. Tako su u području strujanja pri $Re>700$ odstupanja (7÷18)% kod ploče s $\beta = 65°$, odnosno (18÷43)% kod ploče s $\beta = 28°$. Pri vrlo niskim *Re*-brojevima ($Re = 9÷14$) simulacije s

vodom kao radnim fluidom daju puno bolje rezultate u odnosu na simulacije s glycerinom kod ploče $\beta = 65°$, tako da odstupanje iznosi samo -3%, dok je u slučaju ploče s $\beta = 28°$ situacija obrnuta uz općenito znatno veća odstupanja. Ovdje je interesantno primijetiti i da su odstupanja vrijednosti dobivenih primjenom izraza iz literature i onih samih mjerenja reda veličine 50% u laminarnom području, dok su ona puno niža u turbulentnom i prijelaznom području.

Mogući razlog za drugačija međusobna odstupanja mjerenih i simuliranih vrijednosti $Nu/Pr^{1/3}$u odnosu na odstupanja toplinskih tokova, leži u načinu proračuna koeficijenta prijelaza topline. Naime, koeficijent prijelaza topline moguće je izračunati iz podatka o prosječnoj temperaturi stjenke ćelije za koju je prikazan toplinski tok (Slika 7.23) i prosječne temperature fluida u cijelom kanalu. Takav je pristup rezultirao manjim odstupanjima u odnosu na pristup s prosječnom temperaturom stjenke cijelog kanala. Najmanja su odstupanja pak dobivena kada je α_{sred} izračunat iz podataka o koeficijentu prolaza topline k i srednje logaritamske razlike temperatura ΔT_m čime su uzima u obzir promjena temperature od ulaza do izlaza u kanal. Pri tome su korišteni slijedeći izrazi

$$\frac{1}{\alpha_{sred}} = \frac{1}{k} - \frac{1}{\alpha_{vanj}} \tag{7.13}$$

$$k = q_{celije} / \Delta T_m = q_{celije} / \frac{\left(T_{f,ul} - T_{f,vanj}\right) - \left(T_{f,iz} - T_{f,vanj}\right)}{ln\frac{\left(T_{f,ul} - T_{f,vanj}\right)}{\left(T_{f,iz} - T_{f,vanj}\right)}} \tag{7.14}$$

$$Nu = \frac{\alpha_{sred} d_h}{\lambda} \tag{7.15}$$

Ovdje je α_{sred} reducirani prosječni koeficijent prijelaza topline u promatranoj ćeliji s izobraženim strujanjem za koju je dijagramski prikazan toplinski tok q_{celije}. $T_{f,ul}$ i $T_{f,il}$ su srednje ulazne i izlazne temperature fluida iz kanala određene na isti način kao i vrijednosti totalnog tlaka (jedn. (7.8)) a $T_{f,vanj.}$ temperatura fluida u susjedna dva kanala (rubni uvjet).

Idealan bi pristup, dakako, bio kada bi se za pojedine ravnine presjeka promatrane ćelije odredila srednja temperatura fluida, izračunao lokalni koeficijent prijelaza topline u toj točki površine, te potom osrednjili tako dobiveni lokalni koeficijenti prijelaza topline za cijelu površinu stjenke kanala. U FLUENT-u nije bilo moguće provući ravninu presjeka samo kroz jednu ćeliju, već kroz cijeli kanal, te je stoga primijenjeni način određivanja koeficijenta prijelaza topline tj. $Nu/Pr^{1/3}$ bio najmanje loše rješenje.

Iz tih se razloga za prezentaciju rezultata simulacije preporuča prvi način prikazivanja uz pomoć izmijenjenog toplinskog toka. Ovdje leži i razlog zašto simulacija nije provedena na manjem modelu izmjenjivača koji se sastoji od jedne ćelije uz korištenje periodičkih rubnih uvjeta. Naime, kod takvog modela nema smisla postaviti vanjski koeficijent prijelaza topline kao rubni uvjet, jer bi to rezultiralo izmijenjenom toplinskom toku na izmjenjivaču beskonačno velike površine gdje je izlazna temperatura jednaka temperaturi fluida u susjednim kanalima. Periodički rubni uvjeti na ulazu i izlazu nameću zadavanje toplinskog toka ili temperature stjenke kao rubnog uvjeta na stjenci, a što omogućuje interpretaciju rezultata jedino u obliku $Nu/Pr^{1/3}$ što se ovdje pokazalo kao nevjerodostojnim.

7.6 OSVRT NA NAČIN PRIKAZIVANJA REZULTATA SIMULACIJE

Interesantno je primijetiti da su odstupanja izmjerenih i simuliranih toplinskih tokova kod laminarnog strujanja puno veća no što je to bio slučaj kod usporedbe faktora pada tlaka, pri čemu se ponovo rezultati simulacije s vodom i glycerinom znatno razlikuju. Razlog lošim rezultatima u laminarnom strujanju (osim kod $\beta = 65°$ i vodom kao radnim fluidom) vjerojatno leži u činjenici da se diskretizirane konstitutivne jednadžbe strujanja rješavaju i u graničnom sloju sve do stjenke, dok se u turbulentim modelima strujanja u tom, za pad tlaka i prijelaz topline kritičnom području, koriste empirijske proširene zidne funkcije i/ili dvoslojni model, a koje su usklađene s rezultatima eksperimenta odnosno stvarnim uvjetima strujanja. Kao drugi razlog za loše rezultate u simulaciji laminarnog strujanja, pojavljuje se način na koji se računa toplinski tok iz profila brzina uz stjenku (jedn. (7.7)) gdje je konačni rezultat osjetljiv na netočnosti samog profila, a što se pokazalo i kod računanja naprezanja uz stjenku τ_w.

Nadalje, može se općenito zaključiti da predstavljanje rezultata simulacija u obliku pogodnom za primjenu pri različitim uvjetima strujanja, tj. u obliku f i $Nu/Pr^{1/3}$, ima smisla jedino za ploču s β = 65° (obzirom na odstupanja od mjerenja) i to u svim područjima strujanja ukoliko se koristi voda kao radni fluid. Za ploču s β = 28° ta su odstupanja f i $Nu/Pr^{1/3}$ gotovo dvaput veća, iz razloga što tada više dolaze do izražaja neprikladne definicije karakterističnih duljina i brzina koje se koriste za definicije f, Re i Nu broja, čime je onemogućena korektna usporedba rezultata dobivenih mjerenjima na kanalu stvarnih dimenzija i rezultata simulacija dobivenih na jednom segmentu istog. Neprikladna definicija *f, Re i Nu*-broja uzrok je također i prikazanih velikih odstupanja vrijednosti dobivenih primjenom izraza iz literature od onih dobivenim iz rezultata mjerenja za ploče s nižim vrijednostima kuta žlijeba β. Ovdje je moguće rješenje redefinicija brzine i karakteristične duljine za pojedine kutove žlijebova, kako je predloženo u [6].

Unatoč svemu, obzirom da specifični padovi tlaka i toplinski tokovi kod obje ploče ne odstupaju značajnije od mjerenih vrijednosti (kada je voda korištena kao radni fluid), to se svi razvijeni modeli i provedene simulacije mogu ipak smatrati vjerodostojnim. Stoga predstavljeni simulacijski modeli pločastih izmjenjivača mogu poslužiti za izračun pada tlaka i učina izmjenjivača pri proizvoljnim geometrijskim i radnim parametrima, kao i optimizaciju konstrukcijskih parametara (β, b/l, L) ploča u odnosu na željeni odnos pada tlaka i učina izmjenjivača.

7.7 PREGLED KORIŠTENIH PARAMETARA U MODELIMA SIMULACIJE

(FLUENT 6.1, GAMBIT 2.1)

MODEL	**laminar**	**RNG k-ε**	**RSM**
broj kontrolnih volumena	898 560	898 560	898 560
tip kontrolnih volumena	hexahedron	hexahedron	hexahedron
metoda umrežavanja	map, pave, cooper	map, pave, cooper	map, pave, cooper
algoritam rješavanja sustava diskr. jednadžbi ("solver")	segregated/implicite/ cell based/steady	segregated/implicite/ cell based/steady	segregated/implicite/ cell based/steady
radni fluid	glycerin 85%, water	water	water
rubni uvjeti strujanja	inlet , outflow	inlet , outflow	inlet , outflow
rubni uvjet turbulencije (na ulazu)	-	turbulence intensity 1%, turb. visosity ratio 10%	turbulence intensity 1%, turb. visosity ratio 10%
definiranje protoka na ulazu	-	magnitude and direction	magnitude and direction
topl. rubni uvjet	wall/convection	wall/convection	wall/convection
interpolac.shema tlaka	standard	standard	standard
korekcije tlaka i brzine ("pressure velocity coupling")	SIMPLE	SIMPLE	SIMPLE
shema i red točnosti diskretizacije j.kol. gibanja	second order upwind	second order upwind	second order upwind
shema i red točnosti diskretizacije energ. jedn.	second order upwind	second order upwind	second order upwind
shema i red točnosti diskretizacije k -jedn.	-	second order upwind	second order upwind
shema diskretizacije ε -jedn	-	second order upwind	second order upwind
shema i red točnosti diskretizacije jedn. *Re* naprezanja	-	-	second order upwind
podrelaksacijski faktori	default*	default*	default*
k-ε model	-	RNG, enhanced wall treatment	-
RSM	-	-	Wall Bound.Condit. from k eq., Wall refl. effects/ enh. wall treatment
Specifikacija *Re* naprezanja na ulazu	-	-	k or turbulence intensity
Broj iteracija			

*popis podrelaksacijskih faktora *a* (jedn.6.22) korištenih u svim modelima

Pressure	0,3	Turbulence dissipation rate	0,8
Density	1	Turbulent viscosity	1
Body forces	1	Reynolds stresses	0,5
Momentum	0,7	Energy	1
Turbulence kynetic energy	0,8		

7.8 SIMULACIJA STRUJANJA U PROTOTIPU KOLEKTORA

7.8.1 Opis i rezultati

U svrhu određivanja koeficijenta prijelaza topline kao rubnog uvjeta u simulacijama izmjene topline (toplinskih gubitaka) u prototipu sunčevog kolektora (vidi Poglavlja 4,5), provedene su zasebne simulacije strujanja pri ulaznim brzinama koje odgovaraju protocima odabranih točaka mjerenja učinkovitosti prototipa. *Re*-brojevi koji odgovaraju tim protocima kreću se u rasponu od *Re* = (32÷98) (prijelazno strujanje [9,12]) tako da je strujanje simulirano korištenjem laminarnog ali i RNG k-ε modela (ne bi li se uzela u obzir eventualna vrtložna strujanja) sa vodom kao radnim fluidom. Toplinski su rubni uvjeti promijenjeni u odnosu na prethodne iz razloga što je jedna ploča kanala izolirana dok druga predstavlja apsorber kolektora. Obzirom da je toplinski tok koji se predaje fluidu rezultat zagrijavanja ploče apsorbera od sunčevog zračenja, kao rubni uvjet na ploči apsorbera određen je toplinski tok poznat iz rezultata mjerenja, dok je na drugoj ploči određen adijabatski rubni uvjet. Obzirom na uočenu osjetljivost izračuna koeficijenta prijelaza topline iz rezultata simulacije, dobivene su vrijednosti kontrolirane izrazima dobivenim iz literature [6,12] koji su dobiveni za strujanja pri kojima fluid izmjenjuje toplinu s obje stjenke kanala. Koeficijenti prijelaza topline izračunati su prema jednadžbi (7.16). Ukoliko bi odstupanja simuliranih i vrijednosti iz literature bila veća od 10% kao rubni uvjeti za kasnije simulacije toplinskih gubitaka kolektora uzete su vrijednosti iz spomenute literature, tj. njihova srednja vrijednost.

$$\alpha_f = \frac{q_{aps}}{\left(T_{aps} - T_f\right)} \tag{7.16}$$

Ovdje je T_{aps} srednja temperatura dijela apsorbera prikazanog na Slici 7.23 kod kojeg je strujanje u potpunosti izobraženo, dok je T_f srednja temperatura fluida u kanalu određena kao aritmetička sredina ulaznih i izlaznih temperatura fluida (koje se razlikuju najviše za 0.4°C).

Paralelno s navedenim simulacijama strujanja provedene su simulacije strujanja pri identičnim masenim protocima uz promijenjene rubne uvjete i to tako da je umjesto toplinskog toka (raspoloživog iz podataka mjerenja) određen koeficijent prolaza topline od apsorbera na okolišni

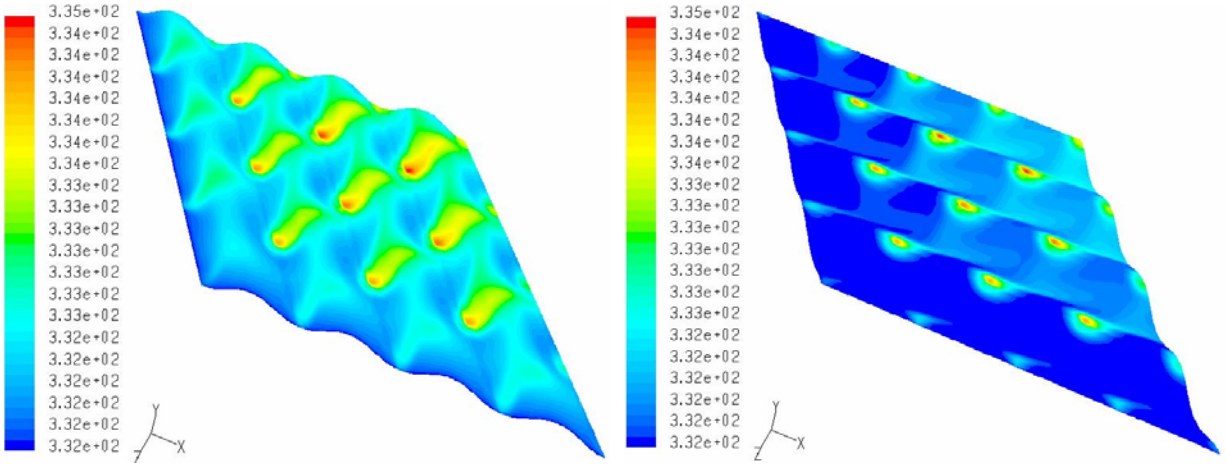
zrak $k_{a\text{-}z}$ poznat iz simulacija na četvrtom (2D) i petom modelu (3D) zasjenjenog prototipa (vidi Poglavlje 5). Na isti način kako je to učinjeno u navedenim modelima, i ovom je slučaju apsorbirano sunčevo zračenje simulirano putem tankog filma u kome se generira toplina na površini cijelog valovitog apsorbera. Na taj su način preko toplinskih tokova koji se predaju fluidu uspoređeni rezultati simulacija na modelima prototipa danim u Poglavlju 5 (simulacija izmjene topline apsorber-okolina) i ovih simulacija izmjene topline apsorber-fluid. Idealan bi pristup, dakako, bio da se na jednom modelu paralelno provela simulacija strujanja i simulacija izmjene topline u međuprostoru između apsorbera i stakla, što zbog ograničenja na memoriju i procesor raspoloživog računala nije bilo moguće. Rezultati ovdje opisanih simulacija dani su u usporednoj Tablici 7.3 za dvije točke mjerenja.

Tablica 7.3 Usporedba rezultata simulacije strujanja s mjerenjima i simulacijama toplinskih gubitaka zasjenjenog prototipa kolektora (4. model)

$(T_f - T_z) / q_{sun}$	Km^2/W	-0,00509	0,027725
q_{kol}, mjereni	W/m^2	784,93	564,33
q_{kol},simulac 4. model (zasjenjeni prototip)	W/m^2	610,66	551,63
q_{kol}, sim.strujanja (**Rubni uvjet $k_{a\text{-}z}$**)	W/m^2	618,00	579,45
Re		59,7	39,4
T_f	K	298,50	331,66
T_{aps}, 4.model (zasjenjeni prototip)	K	299,52	332,77
T_{aps}, simulacija strujanja (**Rubni uvjet q_{kol}**)	K	299,58	332,71
α_f, [6,12]	$W/(m^2K)$	599,11	498,82
α_f, simulacija strujanja (**Rubni uvjet q_{kol}**)	$W/(m^2K)$	725,78	537,72
odstupanje α_f	%	17,5	7,2
odstupanje q_{kol}	%	1,2	4,8

Rezultati iz Tablice 7.3 pokazuju dobro poklapanje vrijednosti toplinskih tokova (odstupanja <5%) koji se predaju fluidu q_{kol} dobivenih kroz dvije zasebne simulacije strujanja i toplinskih

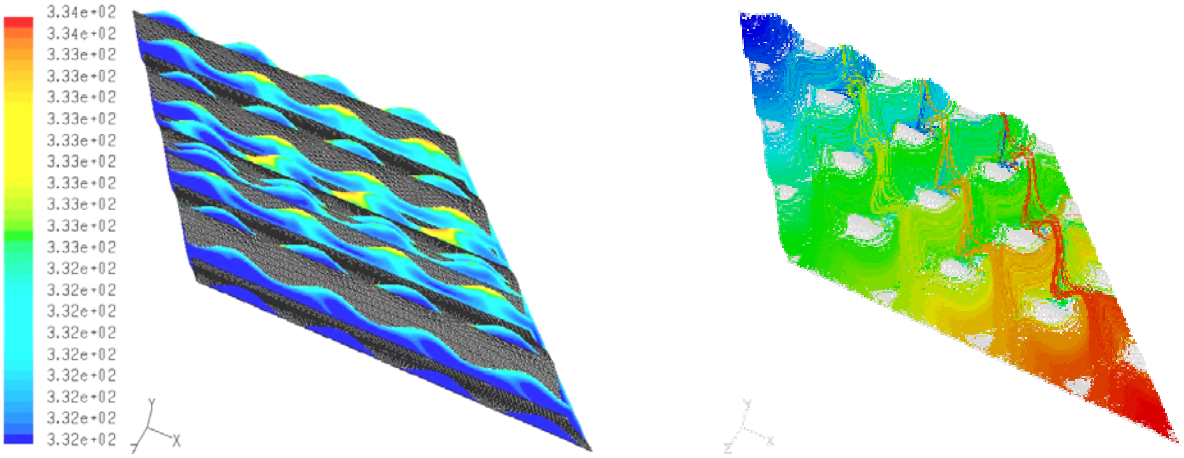
gubitaka kolektora. Isto vrijedi i za srednje temperature apsorbera koje su gotovo identične. Odstupanja koeficijenata prijelaza topline dobivenih ovim simulacijama strujanja od onih dobivenim iz podataka mjerenja [6,12] posljedica su nejednolike raspodijele temperatura fluida u kanalu pločastog izmjenjivača (Slika 7.26) i posljedično nejednolike raspodijele temperatura po apsorberu. Temperaturna raspodjela na apsorberu dobivena simulacijom strujanja prikazana je na Slici 7.25. Iz iste se vidi da temperature variraju u rasponu od 3°C što je posljedica raspodijele temperatura u fluidu. Kako je već pokazano u Poglavlju 5. mala promjena (0.2°C) temperature fluida (ili apsorbera) ima za posljedicu veliku promjenu izračunatog α_f (20%). To sve, kako je pokazano, ne utječe na vrijednosti toplinskog toka izmijenjenog između apsorbera i fluida.



a) *b)*

$(T_f - T_z) / q_{sun} = 0{,}027725\ \mathrm{Km^2/W}$, Re=40

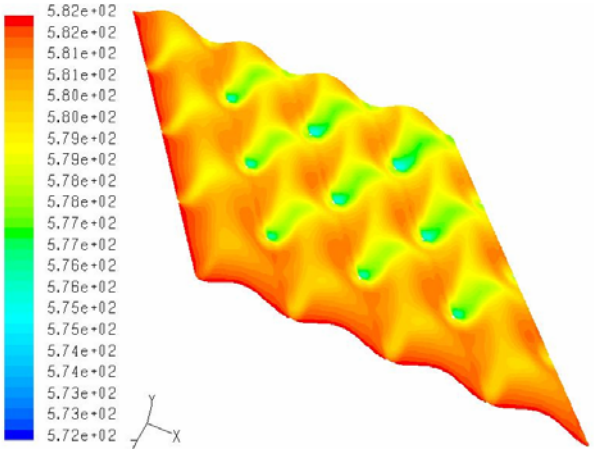
Slika 7.25 Raspodjela temperatura (K) na a) ploči apsorbera i b) donjoj izoliranoj ploči



a) raspodjela temperatura *b) trajektorije*

$(T_f - T_z) / q_{sun}$ = 0,027725 Km^2/W, *Re*=40

Slika 7.26 a) Raspodjela temperatura u fluidu (K) (diskretnim ravninama presjeka kanala) uz b) prikaz trajektorije čestica fluida na putu od ulaza do izlaza iz kanala, β = 65°, Re = 39,4



$(T_f - T_z) / q_{sun}$ = 0,027725 Km^2/W, *Re*=40

Slika 7.27 Raspodjela spec. toplinskog toka s aposrbera na fluid q_{kol} (W/m^2), β = 65°, Re = 39,4

7.8.2 Osvrt na rezultate

Provedene simulacije strujanja u prototipu kolektora ukazale su na nejednolikost raspodijele temperature po ploči apsorbera, nasuprot jednoliko protemperiranom apsorberu koji je rezultat simulacija toplinskih gubitaka opisanih u Poglavlju 5 (kod kojih je temperatura fluida zadana kao rubni uvjet). Ipak, usporedne simulacije pokazale su da je utjecaj takve temperaturne raspodijele na q_{kol} neznatan, a što se vidi i iz raspodijele toplinskog toka (Slika 7.27) koji relativno malo varira po površini apsorbera, u rasponu (572÷582) W/(m^{2}K). Time je i ovim putem potvrđena vjerodostojnost prethodno provedenih simulacija toplinskih gubitaka.

Za razliku od proračuna α_f iz termografski određenih temperatura apsorbera, u ovom poglavlju prikazani izračun α_f, koji je proveden na temelju rezultata simulacije strujanja u kanalu pločastog izmjenjivača (T_{aps}) i podataka o izmjerenom q_{kol}, pokazao se puno pouzdanijim. Isto tako ovakav način proračuna α_f je pouzdaniji od onog opisanog u poglavlju 7.5.1 iz razloga što je toplinski tok u ovom slučaju konstantan čime su izbjegnute netočnosti uslijed osrednjavanja istog. Stoga ovaj model (uz korištenje konstatnog toplinskog toka kao rubnog uvjeta) može poslužiti za kontrolu izraza za prijelaz topline u pločastim izmjenjivačima dostupnim iz literature (za laminarna i turbulentna strujanja), ili pak za proračun prijelaza topline u slučajevima (kao što je ovaj) za koje ne postoje egzaktni izrazi u literaturi.

Pri vrlo niskim *Re*-brojevima ($Re<15$) rezultati izračuna ne zadovoljavaju ukoliko se u simulacijama koriste fluidi znatno veće viskoznosti u odnosu na vodu.

8. ZAKLJUČAK

U radu su razvijeni analitički i numerički postupci i modeli za simulaciju izmjene topline u kolektoru s cijevima te u prototipu kolektora bez cijevi. Za ovaj posljednji razvijen je i poseban numerički model simulacije strujanja i izmjene topline u kanalima pločastih izmjenjivača koji predstavljaju konstitutivnu geometriju prototipa. Eksperimentalni dio rada uključivao je mjerenje toplinsko-hidrauličkih karakteristika razvijenog prototipa kolektora bez cijevi i raznih modela kolektora s cijevima, te termografsko određivanje temperatura apsorbera testiranih kolektora.

U prvom dijelu rada provedene su simulacije izmjene topline u kolektoru s cijevima koristeći izvedene analitičke izraze i postupak za proračun toplinskih gubitaka od apsorbera na okolišni zrak. Ti su rezultati ukazali na važnost kvalitete kontakta između cijevi i apsorbera koja je tek kod laserski zavarenih spojeva na zadovoljavajućem nivou. Kod svih ostalih načina ostvarivanja kontakta (lemljenje, lijepljenje), poboljšanje kvalitete spoja vodilo bi primjetnom povećanju učinkovitosti. Pored samog spoja, od primjetnijeg utjecaja na učinkovitost su koeficijent apsorpcije premaza apsorbera (do 5%) i koeficijent propusnosti stakla (do 6%). Ostali konstrukcijski parametri kao što su razmak između cijevi, udaljenost stakla od apsorbera ili koeficijent emisije apsorbera ne utječu na značajnije povećanje učinkovitosti na tržištu prisutnih modela cijevnih kolektora.

U nastavku rada razvijeni su numerički modeli za simulaciju izmjene topline u kolektoru s cijevima i bez cijevi koji se temelje na rješavanju diskretiziranih diferencijalnih jednadžbi izmjene topline u kolektoru. Prema rezultatima tih simulacija, koje od mjerenja odstupaju ~1.6%, nema mjesta daljnjem primjetnom povećanju učinkovitosti već sada visoko-učinkovitog kolektora GREENoneTEC s laserski zavarenim cijevima i visoko-učinkovitim premazom apsorbera TINOX (a = 0.96, ε = 0.05), bilo kroz povećanje dimenzija zavara tj. propusnosti prolaza topline od apsorbera na fluid u cijevi, bilo promjenom udaljenosti stakla od apsorbera, ili pak povećanjem koeficijenta prijelaza topline u cijevi. Kolektor istih dimenzija i svojstava stakla i apsorbera ali bez cijevi, kod kojeg je cijela površina apsorbera u neposrednom kontaktu s radnim fluidom imao bi prema rezultatima numeričkih simulacija u prosjeku 5% veću učinkovitost pri identičnim radnim uvjetima. Temeljem tih rezultata konstruiran je prototip kolektora bez cijevi kod kojeg su kao konstitutivna geometrija upotrijebljene valovite ploče

kakve se koriste u pločastim izmjenjivačima topline. Te ploče tvore jedan kanal kroz koji struji radni medij, a čija je krutost kod prototipa osigurana mnogobrojnim laserskim zavarima na mjestima gdje se žlijebovi ploča dodiruju. Apsorberska je ploča kanala prototipa, premazana jeftinim selektivnim premazom (a = 0.90, ε = 0.15÷0.2). Rezultati ispitivanja toplinsko-hidrauličkih karakteristika pokazali su da je pri uobičajenim radnim uvjetima pod kojima kolektori rade tijekom godine, prototip učinkovitiji (5÷17) % od ispitanog kolektora GREENoneTEC, a time i od svih ostalih modela dostupnih na tržištu. Istovremeno pad tlaka fluida je reda veličine desetak puta niži nego kod kolektora s cijevima pri identičnim protocima izraženim po jedinici površine apsorbera. Iznenađujuće visoke vrijednosti učinkovitosti izmjerene pri nižim razlikama temperatura fluida i okolišnog zraka objašnjene su većom efektivnom apsorpcijom valovitog apsorbera u odnosu na apsorpciju samog premaza i apsorpcijom od okolišnih objekata reflektiranog zračenja koje nije registrirano instrumentom. Ta pojava nije primijećena kod kolektora s cijevima i ravnim apsorberom, kao niti onda kad je s prototipa uklonjeno pokrovno staklo.

Utjecaj protoka medija kroz cijevi na učinkovitost kolektora znatno je veća nego je to slučaj kod prototipa. Pri tome je utjecaj koeficijenta prijelaza topline u cijevi na smanjenje učinkovitosti uočljiv pri vrijednostima nižim od $\alpha_f \cong$ 350 W/(m^{2}K) što upućuje na potrebu ostvarivanja masenog protoka kroz kolektor od najmanje 35 kg/(h·m^2) kod unutarnjih promjera cijevi većih od d_u = 9 mm a čiji je broj (4÷5) 1/m^2 površine apsorbera. Kod prototipa te su granične vrijednosti znatno niže: $\alpha_f \cong$ 100 W/(m^{2}K) (uslijed veće površine izmjene topline) pri masenom protoku od 4.5 kg/(h·m^2).

Izmjerene i simulirane vrijednosti učinkovitosti prototipa bez pokrovnog stakla veće su do 30% u odnosu na učinkovitosti kolektora bez cijevi. Time je prototip još prikladniji od cijevnog kolektora za korištenje u solarnim dizalicama topline kao i kod primjene u nisko-temperaturnim sustavima za zagrijavanje bazenske vode, te za solarne sustave s prirodnom cirkulacijom kod kojih do izražaja dolaze prednosti malog pada tlaka prototipa i visoke vrijednosti koeficijenta prijelaza topline pri niskim protocima karakterističnim za sisteme s prirodnom cirkulacijom.

Proračun vrijednosti lokalnih koeficijenata prijelaza topline iz termografski određene raspodijele temperatura apsorbera, pokazao se vrlo osjetljivim na male promjene temperature, tako da je termografska analiza poslužila za kvalitativnu ocjenu raspodijele fluida po površini kanala i učinkovitosti pojedinih dijelova ploče. Na temelju je te analize ocijenjeno da distribucijski i dio ploče s V-žlijebovima imaju podjednaku učinkovitost. To znači da se u tom smislu i u budućnosti može koristiti geometrija sada upotrijebljenih ploča uz preinaku priključaka koji u ispitanom prototipu zauzimaju veliki dio površine apsorbera koja stoga ne doprinosi zagrijavanju fluida.
Učinkovitost prototipa dodatno bi se povećala za 5% korištenjem boljeg i još uvijek relativno jeftinog premaza apsorbera karakteristika identičnim ispitanom modelu SKT-40 (a = 0.95, ε = 0.106), te za dodatnih 5% (pri većim razlikama temp. fluid-okolina) ukoliko bi se smanjio razmak između apsorbera i stakla sa sadašnjih 21 mm na 11 mm, što je moguće obzirom na krutost ploče apsorbera.
Za očekivati je da bi troškovi proizvodnje ovakvog kolektora bili znatno niži od troškova visoko-učinkovitih cijevnih kolektora, obzirom na jednostavnost proizvodnje valovitih ploča i izbjegavanje troškova vezanih uz ugradnju cijevi i njihovo zavarivanje za apsorber, kao i velikih troškova nanošenja visoko-učinkovitih selektivnih premaza kao što je primjerice TINOX.

U posljednjem dijelu rada opisani su modeli simulacija izmjene topline u V-kanalima pločastih izmjenjivača, čiji pak rezultati odstupaju od rezultata mjerenja u prosjeku do 10% pri prijelaznom i turbulentnom strujanju (kod primjene RSM modela), dok su odstupanja kod laminarnog znatno veća ukoliko kao radni fluid nije definirana voda. Slični su rezultati dobiveni i za pad tlaka gdje su odstupanja nešto veća i u prosjeku iznose do 20%. Uočeno je dobro poklapanje slike strujanja dobivene simulacijom i iste zabilježene tijekom vizualizacija strujanja. Usporedba s rezultatima mjerenja pokazala je da je najbolji način ocjene točnosti simulacija usporedba izmijenjenih toplinskih tokova i padova tlaka, dok usporedba preko bezdimenzijskih značajki $Nu/Pr^{1/3}$ i f unosi grešku uslijed osjetljivosti proračuna koeficijenta prijelaza topline o temperaturi stjenke i fluida, te neprimjerenosti definicije brzina i geometrijskih značajki u odnosu na stvarnu sliku strujanja.
Koeficijent prijelaza topline na strani fluida, korišten kao rubni uvjet u prije spomenutim simulacijama toplinskih gubitaka kolektora, određen je kroz zasebne simulacije strujanja na temelju izmjerenog toplinskog toka u kolektoru koji je ovdje zadan kao rubni uvjet. Time je

smanjen utjecaj, u prethodnim simulacijama strujanja prisutnog, promjenjivog toplinskog toka na točnost izračuna koeficijenta prijelaza topline.

8.1 ZNANSTVENI DOPRINOS

Razvijeni prototip kolektora izravan je doprinos nastojanjima za daljnjim povećanjem učinkovitosti pretvaranja sunčeve u toplinsku energiju u odnosu na postojeće modele kolektora prisutne na tržištu.

Predstavljeni numerički model za simulaciju izmjene topline u kolektoru sa cijevima i bez cijevi omogućuje dimenzioniranje kolektora željenih karakteristika, kao i optimiranje obzirom na učinkovitost i troškove izrade, uz smanjenje broja ispitivanja u fazi razvoja proizvoda.

Provedene analize utjecaja pojedinih konstrukcijskih parametara dovele su do spoznaja da promjene parametara kao što su razmak između cijevi, udaljenost stakla od apsorbera te koeficijenti apsorpcije i emisije premaza, nemaju značajnijeg utjecaja na povećanje učinkovitosti postojećih modela cijevnih kolektora, već se određeni pomaci mogu učiniti korištenjem stakla veće propusnosti, smanjivanjem promjera cijevi, ostvarivanjem kvalitetnog spoja cijevi i apsorbera.

Prikazani model strujanja u V-kanalima doprinio je razumijevanju složene slike strujanja i mehanizama uključenim u izmjenu topline, te je isto tako velika je pomoć u proračunu prijelaza topline i pada tlaka u slučajevima za koje ne postoje pouzdani izrazi u literaturi pri laminarnim, prijelaznim i turbulentnim uvjetima strujanja. Također, ovakvi su modeli danas nezaobilazno sredstvo za proračun i konstrukciju ploča optimalnih geometrijskih parametara obzirom na prijelaz topline i pad tlaka.

8.2 SMJERNICE ZA DALJNJA ISTRAŽIVANJA

U sklopu daljnjih istraživanja izmjene topline u kolektorima potrebno je u unutar postojećeg modela za simulaciju rada kolektora bez cijevi modelirati izmjenu topline zračenjem valovitog apsorbera na način kojim bi se dobio uvid u stvarne mehanizme koji su utjecali na visoke

vrijednosti učinkovitosti prototipa sa staklom od $\eta_{kol} \cong 0.97$ izmjerene pri malim razlikama temperatura radnog fluida i zraka. Nadalje, potrebno je izmijeniti konstrukciju prototipa kako bi isti bio pogodan za serijsku proizvodnju i komercijalnu ugradnju. To bi uključivalo povećanje efektivne površine apsorbera rekonstrukcijom priključaka, te rješavanje krutosti ploča postupcima kojima bi se izbjeglo skupo i mukotrpno lasersko zavarivanje oko kontaktnih točaka. Na takvom bi se prototipu provele simulacije rada i mjerenja učinkovitosti, pada tlaka te termografsko određivanje temperatura apsorbera, odnosno učinkovitosti pojedinih dijelova kolektora. Što se tiče simulacija strujanja u kanalu prototipa, iste bi se u budućnosti, kada to kapaciteti raspoloživih računala dozvole, provele u numeričkoj domeni koja obuhvaća cijeli kanal sa svim dijelovima (distribucijskim i zonama sa V-žlijebovima). Tada bi se otvorile mogućnosti za postavljanje jedinstvenog modela izmjene topline u prototipu kolektora koji bi obuhvatio izmjenu topline u međuprostoru između apsorbera i stakla s jedne strane, te apsorbera i radnog fluida u kanalu s druge.

9. LITERATURA

[1] M.A. Minn, K.C. Ng, W.H. Khong, T. Melvin, A distributed model for a tedlar-foil flat plate solar collector, Int. J. Renewable Energy, Vol. 27, pp. 507–523, 2002.

[2] W.F. Phillips, A simplified nonlinear model for solar collectors, Solar Energy, Vol. 29, pp. 77–82, 1982.

[3] N. Fraidenraich, J.M. Gordon, Lima RDCFD, Improved solutions for temperature and thermal power delivery profiles in linear solar collector, Int. J. Solar Energy, Vol. 61, pp. 141–145, 1997.

[4] A. Oliva, M. Costa, SCD. Perez, Two and three dimensional aspects in the thermal behavior of solar collectors, Advances in Solar Energy Technology, Vol. 2, pp. 1076–80, 1988.

[5] F. Hilmer, K. Vajen, A. Ratka, H. Ackermann, W. Fuhs, O. Melsheimer, Numerical solution and validation of a dynamic model of solar collectors working with varying fluid flow rate, Int. J. Solar Energy, Vol. 65, No. 5, pp. 305–321, 1999.

[6] D. Dović, S. Švaić, Analiza toplinskih karakteristika kolektora Tehnomont SKT-40, Ispitno izvješće, FSB, Zagreb, 2002.

[7] M. Suša, G. Tomek, D. Dović, S. Švaić, Utjecaj kvalitete kontakta između apsorbera i cijevi na efikasnost pločastog sunčevog kolektora, Proc. of Energy and the Environment, Opatija, Listopad 2002

[8] M. Suša, G. Tomek, D. Dović, S. Švaić, Utjecaj kvalitete apsorbera, stakla i kontakta između apsorbera i cijevi na ukupnu efikasnost pločastog kolektora Sunčevog zračenja, Zb. radova Interklima, Zagreb, Travanj 2003.

[9] D. Dović, The analysis of single phase flow in chevron channels of plate heat exchangers, MSc thesis KTH, Stockholm, 2000.

[10] R.K. Shah, W.W. Focke, Plate Heat Exchangers and their Design Theory, Heat Transfer Equipment Design, Hemisphere Publ., 1988.

[11] A. Muley, R.M. Manglik, Experimental Study of Turbulent Flow Heat Transfer and Pressure Drop in a Plate Heat Exchanger With Chevron Plates, Journal of Heat Transfer, Transactions of the ASME, Vol. 121, pp. 110-117, Feb. 1999.

[12] A. Muley, R.M. Manglik, H.M. Metwally, Enhanced Heat Transfer Characteristics of Viscous Liquid Flows in a Chevron Plate Heat Exchanger, Journal of Heat Transfer, Transactions of the ASME, Vol.121, pp.1011-1017, Nov. 1999.

[13] A.S. Wanniarachchi, U. Ratnam, B.E. Tilton, K. Dutta-Roy, Approximate Correlations for Chevron-Type Plate heat Exchangers, Proc. 1995 National Heat Transfer Conference, Vol.12, HTD-Vol. 314, ASME, New York, pp. 145-151, 1995.

[14] H. Martin, A Theoretical Approach to Predict the Performance of Chevron-Type Plate Heat Exchangers, Chemical Engineering and Processing, Vol. 35, pp. 301-310, 1996.

[15] G. Geiser, V. Kottke, Effects of Wavelength and Inclination Angle on the Homogeneity of Local Heat Transfer Coefficients in Plate Heat Exchangers, Heat Transfer 1998, Vol.6, Proc. of 11th Int. Heat Trans. Conf., Kyongju, Korea, pp. 203-208, 1998.

[16] L.E. Haseler, G. Wadekar, R.H. Clarke, Flow Distribution in a Plate and Frame Heat Exchanger, Proc. of the First European Conference on Thermal Sciences, IChemE Symp. Series, Vol. 1, No. 129, pp. 361-367, 1992.

[17] P.J. Heggs, P. Sandham, R.A. Hallam, C. Walton, Local Transfer Coefficients in Corrugated Plate Heat Exchanger Channels, Trans. of Institution of Chemical Engineers , Vol. 75, Part A, pp. 641-645, 1997.

[18] P.J. Heggs, C. Walton, Local transfer in Corrugated Plate Heat Exchanger Channels with Mixed Inclination Angles, Sixth UK National Conference of Heat Transfer, IMechE Conf. Trans., C565/055/99, 1999.

[19] G. Rosenblad, A. Kullendorff, Estimating Heat Transfer Rates from Mass Transfer Studies on Plate Heat Exchanger Surfaces, Wärme-und Stoffübertragung, Vol. 8, pp.187-191, 1975.

[20] M. Ciofalo, J. Stasiek, M.W. Collins, Investigation of Flow and Heat transfer in Corrugated Passages-II. Numerical simulations, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 7, No. 1: pp. 165-192, 1996.

[21] M.A. Mehrabian, R. Poulter, Hydrodynamics and Thermal Characteristics of Corrugated Channels: Computational Approach, Appl. Mathematical Modeling, Vol. 24, pp. 343-364, 2000.

[22] M.N.A. Hawlader, S.K. Chou, M.Z.Ullah, The performance of a solar assisted heat pump water heating system, Applied Thermal Eng., Vol. 21, pp. 1049-1065, 2001.

[23] S.J. Chaturvedi, D.T. Chen, A. Kheireddine, Thermal performance of a variable capacity direct expansion solar-assisted heat pump, Energy Convers. Mgmt, Vol. 39, No. 3/4, pp. 181-191, 1998.

[24] H.Z. Abou-Ziyan, M.F. Ahmed, M.N. Metwally, Abd EL-Hameed, Solar assisted R22 and R134a heat pump systems for low-temperature applications, Applied Thermal Eng., Vol. 17, No. 5, pp. 455-469, 1997.

[25] V. Soldo, Teorijska i eksperimentalna analiza dizalice topline sa solarnim kolektorima, Doktorska disertacija, FSB, Zagreb, 2004

[26] J.A. Duffie, W.A. Beckman, Solar engineering of thermal processes, John Wiley&Sons, New York, 1991.

[27] G. Boyle, Renewable energy-power for sustainable future, Oxford University Press, Oxford, 1998.

[28] J. Twidell, T. Weir, Renewable energy resources, E&FN Spon, London, 1997.

[29] P. Kulišić, Novi izvori energije, Šk. knjiga, Zagreb, 1991.

[30] Guide to Expression of Uncertainty in Measurements, prepared by BIMP, IEC, ISO, OIML, IUPAC, IUPAP

[31] Guidelines for the Expression of the Uncertainty of Measurement in Calibrations, Western European Calibration Cooperation, WECC Doc. 19-1990., pp. 1-15, 1990.

[32] M. Brezinšćak, Mjerenje i računanje u tehnici i znanosti, Tehnička knjiga, Zagreb, 1971.

[33] E.H. Chui, G.D. Raithby, Computation of Radiant Heat Transfer on a Non-Orthogonal Mesh Using the Finite-Volume Method. Numerical Heat Transfer, Part B, Vol. 23, pp. 269-288, 1993.

[34] G.D. Raithby, E.H. Chui, A Finite-Volume Method for Predicting a Radiant Heat Transfer in Enclosures with Participating Media, J. Heat Transfer, Vol. 112, pp. 415-423, 1990.

[35] M. Ben Salaha, F. Askria, D. Rousseb, S. Ben Nasrallaha, Control volume finite element method for radiation, Journal of Quantitative Spectroscopy & Radiative Transfer, Vol. 92 pp. 9–30, 2005.

[36] J. Y. Murthy, S. R. Mathur, A Finite Volume Method For Radiative Heat Transfer Using Unstructured Meshes, AIAA-98-0860, January 1998.

[37] Kamal A.R. Ismail, S. Salinas Carlos, Application of multidimensional scheme and the discrete ordinate method to radiative heat transfer in a two-dimensional enclosure with diffusely emitting and reflecting boundary walls, Journal of Quantitative Spectroscopy & Radiative Transfer, Vol. 88, pp. 407–422, 2004.

[38] FLUENT Inc., numerički kod FLUENT 6.1, upute i opisi numeričkih modela (user's guide), 2003.

[39] S.V. Patankar, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Hemisphere, Washington D.C., 1980.

[40] C. Hirsch, Numerical Computation of Internal and External Flows, Vol.1, J. Wiley&Sons Inc., New York, 1995.

[41] T.J. Barth, D. Jespersen, The design and application of upwind schemes on unstructured meshes, Technical Report AIAA-89-0366, AIAA 27th Aerospace Sciences Meeting, Reno, US, 1989.

[42] C.M. Rhie, W.L. Chow, Numerical Study of the Turbulent Flow Past an Airfoil with Trailing Edge Separation, AIAA Journal, Vol. 21, No.11, pp. 1525-1532, November 1983.

[43] J.P.Vandoormaal, G.D. Raithby, Enhancements of the SIMPLE Method for predicting Incompressible Fluid Flows, Numer. Heat Transfer, Vol. 7, pp. 147-163, 1984.

[44] R.I. Issa, Solution of Implicitly Discretized Fluid Flow Equations by Operator Splitting. J. Comput. Phys., Vol. 62, pp. 40-65, 1986.

[45] Z. Doliner, Podloge za predavanja iz predmeta Transportni procesi, poslijediplomski studij, FSB, Zagreb, 1997.

[46] S. Kakac, Y. Yaman, Convective Heat Transfer, CRC Press, Boca Raton, 1995.

[47] D. Choudhury, Introduction to the Renormalization Group Method and Turbulence Modeling, Fluent Inc. Technical Memorandum TM-107, 1993.

[48] F.S. Lien, M.A. Leschziner, Assessment of Turbulent Transport Models Including Non-Linear RNG Eddy-Viscosity Formulation and Second-Moment Closure, Computers and Fluids, Vol. 23, No.8, pp. 983-1004, 1994.

[49] M.M. Gibson, B.E. Launder, Ground Effects on Pressure Fluctuations in the Atmospheric Boundary Layer, J. Fluid Mech., Vol. 86, pp.491-511, 1978.

[50] S. Fu, B.E. Launder, M.A. Leschziner, Modeling Strongly Swirling Recirculating Jet Flow with Reynolds-Stress Transport Closures, In Sixth Symposium on Turbulent Shear Flows, Toulouse, France, 1987.

[51] B.E. Launder, Second-Moment Closure and Its Use in Modeling Turbulent Industrial Flows, International Journal for Numerical Methods in Fluids, Vol. 9, pp. 963-985, 1989.

52] B.E. Launder, Second-Moment Closure: Present. and Future? Inter. J. Heat Fluid Flow, Vol. 10, No.4, pp.282-300, 1989.

[53] C.G. Speziale, S. Sarkar, T. B. Gatski, Modelling the Pressure-Strain Correlation of Turbulence: An Invariant Dynamical Systems Approach. J. Fluid Mech., Vol. 227, pp.245-272, 1991.

[54] M. Wolfstein, The Velocity and Temperature Distribution of One-Dimensional Flow with Turbulence Augmentation and Pressure Gradient, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 12, pp. 301-318, 1969.

[55] B. Kader, Temperature and Concentration Profiles in Fully Turbulent Boundary Layers. Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 24, No. 9, pp. 1541-1544, 1993.

10. ŽIVOTOPIS

Damir Dović je rođen 6. siječnja 1974. godine u Zagrebu gdje je završio osnovnu i srednju školu (XV matematička gimnazija) te srednju Muzičku školu. Akademske godine 1992/93. upisuje Fakultet strojarstva i brodogradnje (FSB) Sveučilišta u Zagrebu. Diplomski rad pod nazivom "Projekt mjerne staze za određivanje toplinskog učina orebrenih izmjenjivača topline" brani u veljači 1997. godine na Procesno energetskom smjeru, te mu je dodijeljena Medalja Fakulteta strojarstva i brodogradnje za izvanredan uspjeh tijekom studija. Od srpnja 1997. radi na Katedri za termotehniku i procesnu tehniku kao znanstveni novak na znanstvenom projektu "Toplinski aparati u procesnoj tehnici i termotehnici", glavni istraživač prof.dr.sc. Srećko Švaić. Akademske godine 1997/98. upisuje poslijediplomski studij, usmjerenje Procesna tehnika. U rujnu 1998. godine uz odobrenje Fakultetskog vijeća FSB-a odlazi na "Kraljevsku visoku tehničku školu" (Kungliga Tekniska Högskolan) u Stockholm, Švedska, sa svrhom studiranja na poslijediplomskom studiju i izrade magistarskog rada. Magistarski rad pod nazivom "The analysis of single-phase flow in chevron channels of plate heat exchangers" brani 2000. godine. Taj je rad nostrificiran odlukom Fakultetskog vijeća FSB-a u veljači 2001. godine. Po povratku na FSB te izbora u zvanje mlađeg asistenta radi na znanstvenom projektu "Toplinski aparati i uređaji za obnovljive izvore energije". Osim nastavnog i znanstvenog rada na području termotehnike i obnovljivih izvora, sudjeluje u radu Laboratorija za toplinu i toplinske uređaje, kao i projektiranju termotehničkih sustava u području grijanja i klimatizacije, te sustava za iskorištenje energije Sunca. Od kraja 2002. godine aktivno sudjeluje u uspostavi i organizaciji međunarodnog poslijediplomskog studija "Sustainable energy engineering" na FSB-u, u okvirima EU programa Tempus, a od 2004. i u samoj nastavi u okviru kolegija "Renewable Energy Resources'' i "Applied solar Technology''.

Služi se engleskim, njemačkim i švedskim jezikom.

11. BIOGRAPHY

Damir Dović was born on 6th of January 1974. in Zagreb, where he attended primary and secondary school (XV mathematical gymnasium) as well as the music school. In the Academic year 1992/93 he enrolled the Faculty of mechanical engineering and naval architecture (FSB), University of Zagreb. In February 1997 he defended the graduate thesis titled ''The project of the test rig for determination of thermal capacity of finned type heat exchangers''. He was awarded with the Medal of Faculty of mechanical engineering and naval architecture given to extraordinary students. Since July 1997 he had been employed at the Department of thermodynamic, thermal and process engineering as a young researcher to the project ''Heat apparatus in thermal and process engineering'', project supervisor prof. Srećko Švaić. The academic year 1997/98 he enrolled the postgraduate study within study major Process engineering. In September 1998, he continued postgraduate study at the Royal institute of technology (Kungliga Tekniska Högskolan) in Stockholm, Sweden, which was approved by the Faculty Council. The MSc thesis ''The analysis of single-phase flow in chevron channels of plate heat exchangers" he defended in Stockholm, year 2000. This thesis was recognized by the FSB Faculty council, after he returned back to Zagreb. Since then, he has been working at the mentioned Department as a researcher within the project ''Heat apparatus for renewable energy resource''. Beside the lecturing and research activities within the Department, he works in the Laboratory for applied thermodynamics as well as in designing heating and ventilation systems, with the focus on systems and apparatus which utilize solar energy. From the year 2002 onward, he actively participates in development of the international Master of Science study programme ''Sutainable energy engineering'' at the FSB, as well as in lecturing within the subjects "Renewable energy resources" and "Applied solar technology".

Languages: English, German, Swedish