

Analiza valjanosti sustava povrata energije u procesima pripreme zraka

Balen, Igor

Doctoral thesis / Disertacija

1999

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:235:163970>

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

Download date / Datum preuzimanja: **2024-04-25**

Repository / Repozitorij:

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



FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE
SVEUČILIŠTA U ZAGREBU

ANALIZA VALJANOSTI SUSTAVA POVRATA ENERGIJE
U PROCESIMA PRIPREME ZRAKA

Disertacija

Mr.sc. Igor Balen, dipl. ing.

Zagreb, 1999.

PODACI ZA BIBLIOGRAFSKU KARTICU

UDK:	697.1 + 697.9 662.99 621.1.018 + 621.577
Ključne riječi:	Dinamička energetska analiza, dizalica topline, grijanje, ventilacija i klimatizacija, simulacijski model, sustav povrata toplinske energije, utrošak energije
Znanstveno područje:	Tehničke znanosti
Znanstveno polje:	Strojarstvo
Institucija u kojoj je rad izrađen:	Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje
Mentor:	Prof.dr.sc. Petar Donjerković
Broj stranica:	124
Broj slika:	69
Broj tablica:	38
Broj korištenih bibliografskih jedinica:	48
Datum obrane:	
Povjerenstvo:	Prof.dr.sc. Ivan Galaso Prof.dr.sc. Petar Donjerković Prof.dr.sc. Davor Zvizdić Prof.dr.sc. Bernard Franković Prof.dr.sc. Ivan Viličić
Institucije u kojima je rad pohranjen:	Fakultet strojarstva i brodogradnje Zagreb Nacionalna i sveučilišna knjižnica Zagreb

SADRŽAJ**STRANICA****SAŽETAK****POPIS OZNAKA**

1.	UVOD.....	1
1.1	DOSADAŠNJA ISTRAŽIVANJA I PRIMJENJENE METODE.....	4
1.1.1	Pregled dosadašnjih istraživanja drugih autora.....	4
1.1.2	Komentar.....	12
2.	METEOROLOŠKI PODACI.....	13
2.1	METEOROLOŠKI PODACI ZA GRAD ZAGREB.....	13
2.2	OBRADA METEOROLOŠKIH PODATAKA.....	13
2.2.1	Ispitna referentna godina 1970-79.....	13
2.2.2	Analiza sunčevog zračenja.....	15
	Položaj sunca.....	15
	Direktna i difuzna komponenta sunčevog zračenja.....	17
2.2.3	Sunčevo zračenje na prozorsku površinu.....	18
	Prozor s jednostrukim staklom.....	19
	Prozor s dvostrukim staklom.....	20
2.2.4	Kombinirana vanjska temperatura.....	21
2.2.5	Geometrijski faktori zračenja.....	23
3.	SUSTAV POVRATA TOPLINSKE ENERGIJE.....	27
3.1	REKUPERATIVNI SUSTAVI.....	27
3.2	REGENERATIVNI SUSTAVI.....	29
3.3	POVEZANI SUSTAV KRUŽNOG TOKA.....	31
3.3.1	Princip rada sustava.....	31
3.3.2	Stupanj iskorištenja sustava.....	32
3.3.3	Značajke izmjenjivača topline.....	33
3.3.4	Temperature zraka i vode.....	36
3.3.5	Učinak sustava.....	37
3.3.6	Program za računalo.....	37
4.	MATEMATIČKI MODEL.....	40
4.1	DIFERENCIJALNA JEDNADŽBA PROVOĐENJA TOPLINE.....	40
4.2	ANALITIČKO ODREĐIVANJE ODZIVNIH FAKTORA ZA VIŠESLOJNE STIJENKE.....	41
4.3	SIMULACIJA TOPLINSKOG OPTEREĆENJA PROSTORIJE.....	49
4.3.1	Metoda toplinske ravnoteže.....	49
4.3.2	Toplinske bilance na proizvoljnoj plohi prostorije.....	50
4.3.3	Toplinske bilance za zrak u prostoriji.....	52
4.3.4	Toplinske bilance na plohama promatrane prostorije.....	53
4.3.5	Rješenje sustava algebarskih jednadžbi.....	54
4.3.6	Volumenski protok zraka za klimatizaciju.....	55

4.4	SIMULACIJA RADA SUSTAVA KLIMATIZACIJE.....	57
4.4.1	Klasična klima komora.....	57
	Proces miješanja zraka.....	59
	Proces zagrijavanja zraka.....	60
	Proces ovlaživanja zraka vodom.....	61
	Proces hlađenja zraka s odvlaživanjem.....	62
4.4.2	Klima komora s dizalicom topline.....	63
4.4.3	Klima komora s dizalicom topline i povezanim sustavom kružnog toka.....	66
4.5	PROGRAMI ZA RAČUNALO.....	69
5.	MJERNA LINIJA I PROVOĐENJE MJERENJA.....	72
5.1	EKSPERIMENTALNI PRISTUP PROBLEMU.....	72
5.2	MJERNA LINIJA.....	72
5.3	MJERNI INSTRUMENTI I OSJETNICI.....	77
5.3.1	Mjerenje volumenskog protoka zraka kroz klima komoru.....	77
5.3.2	Mjerenje temperature zraka u klima komori.....	78
5.3.3	Mjerenje volumenskog protoka vode kroz sustav povrata toplinske energije.....	79
5.3.4	Mjerenje temperature vode u sustavu povrata toplinske energije.....	79
5.4	PROVOĐENJE MJERENJA.....	79
5.5	OBRADA REZULTATA MJERENJA.....	81
5.6	ANALIZA POGREŠKE MJERENJA.....	86
5.6.1	Mjerna nesigurnost.....	86
5.6.2	Mjerna nesigurnost pri mjerenju temperature struje zraka u klima komori.....	86
5.6.3	Nesigurnost pri određivanju stupnja iskorištenja sustava povrata toplinske energije iz mjerenih vrijednosti temperature.....	87
6.	REZULTATI ISTRAŽIVANJA.....	90
6.1	ULAZNE VELIČINE ZA SIMULACIJU TOPLINSKOG OPTEREĆENJA PROSTORIJE I RADA KLIMA KOMORA.....	90
6.1.1	Podaci o prostorijama.....	90
6.1.2	Koeficijenti prijelaza topline na plohama prostorije.....	93
6.1.3	Meteorološki podaci.....	93
6.2	REZULTATI SIMULACIJE RADA POVEZANOG SUSTAVA KRUŽNOG TOKA I USPOREDBA S REZULTATIMA MJERENJA.....	93
6.2.1	Komentar rezultata za povezani sustav kružnog toka.....	98
6.3	REZULTATI SIMULACIJE RADA SUSTAVA KLIMATIZACIJE.....	99
6.3.1	Utrošak energije tijekom godine.....	100
	Prostorija P1.....	100
	Prostorija P2.....	104
6.3.2	Utrošak energije tijekom karakterističnog dana.....	108
	Prostorija P1.....	108
	Prostorija P2.....	113
6.3.3	Komentar rezultata za klima komore.....	119

7. ZAKLJUČAK.....	122
8. LITERATURA.....	125
9. ŽIVOTOPIS.....	129

SAŽETAK

U radu je provedena cjelogodišnja dinamička energetska analiza valjanosti povezanog sustava kružnog toka, kao rekuperativnog sustava povrata toplinske energije iz istrošenog zraka u ovisnosti o promjeni pogonskih uvjeta, odnosno promjeni stanja vanjskog okoliša. U tu svrhu razvijen je originalni simulacijski model rada složenog termotehničkog sustava klimatizacije, koji uključuje povezani sustav kružnog toka i povezuje ga s dizalicom topline. Razvijeni simulacijski model omogućuje cjelogodišnju satnu analizu rada sustava, uz praćenje utroška i povrata topline i tvari toplinskih aparata, utroška električne energije uređaja na električni pogon, te određivanje satnih vrijednosti stupnja iskorištenja sustava povrata topline. Model je primjenjiv na prostoriju proizvoljnih dimenzija i orijentacije, čije se toplinsko opterećenje određuje rješavanjem sustava nestacionarnih diferencijalnih jednadžbi provođenja topline kroz elemente građevinske konstrukcije.

Eksperimentalni dio rada odnosi se na određivanje toplinskog, odnosno rashladnog učinka povezanog sustava kružnog toka za različite pogonske uvjete. U tu svrhu projektirana je i izvedena mjerna linija za provođenje mjerenja na povezanom sustavu kružnog toka, ugrađenom u klima komoru u stvarnoj veličini. Na temelju mjernih rezultata određeni su stupnjevi iskorištenja sustava i provedena analiza valjanosti sustava za izmjereni niz radnih točaka.

Simulacijski model za cjelogodišnju satnu energetska analizu rada složenog sustava klimatizacije dao je konzistentne i stabilne rezultate, a pouzdanost mu je dokazana usporedbom s rezultatima mjerenja. Rezultati su pokazali da zajednička ugradnja povezanog sustava kružnog toka i dizalice topline u klima komoru ne donosi značajnu uštedu energije u odnosu na klima komoru koja ima samo dizalicu topline, međutim, time se omogućuje ugradnja dizalice topline s kompresorom manje električne snage. S druge strane, ušteda energije u usporedbi s klasičnom klima komorom pokazala se vrlo povoljnom, što ukazuje na važnost gospodarenja energijom u procesima pripreme zraka tijekom godine. Optimiranje rada složenih sustava klimatizacije, pored financijskih pogodnosti, daje doprinos i zaštiti čovjekova okoliša.

Dobiveni rezultati za sekundarne toplinske aparate pripremljeni su za daljnju sveobuhvatnu energetska i gospodarsku analizu rada sustava klimatizacije, koja bi uključivala investicijske troškove, troškove energije i troškove održavanja. Razvijeni simulacijski model vrlo je fleksibilan i može uključiti različite sustave povrata toplinske energije ili druge termotehničke sustave radi njihove analize i međusobne usporedbe.

SUMMARY

In this paper, dynamic energy analysis of the coil energy recovery loop's efficiency during the whole year, in dependence of the operating conditions, i.e. outside air thermodynamical state, was performed. A coil energy recovery loop is one of the air-to-air sensible heat recovery systems with finned tube water coils, placed in the supply and exhaust air streams and connected in a closed loop via counterflow piping. For this purpose, the original simulation model of a complex air-conditioning system, which includes both the coil energy recovery loop and the heat pump, was developed. The developed simulation model enables hourly analysis of the system operation during the whole year, together with monitoring of both consumption and recovery of heat and mass for the system parts, electricity consumption of the electrical appliances, and also with determination of hourly efficiency values for the air-to-air heat recovery system. The model is applicable to a room of any dimensions or orientation, where a heating, i.e. cooling load is determined by solving the unsteady heat conduction equation system through the building's construction elements.

The measurements were performed to determine heating, i.e. cooling capacity of the coil energy recovery loop in different operating conditions. For this purpose, the experimental rig was designed and installed in order to conduct the measurements on the coil energy recovery loop, placed in the air-conditioning unit in its real dimensions. Based on the measurement results, the system efficiency analysis for the measured operating points set was performed.

With the simulation model for dynamic energy analysis of a complex air-conditioning system during the whole year, consistent and stabile results were obtained, and their reliability was proven by comparison with the measurement results. The results have shown that together building of both the coil energy recovery loop and the heat pump into the air-conditioning unit, does not increase the energy saving significantly in comparison to the air-conditioning unit with the heat pump only. On the other hand, in former case is possible to apply the heat pump with smaller electrical power. The energy saving in comparison with the standard air-conditioning unit has been proven to be very significant, which points out the importance of energy management in the air-conditioning processes during the year. The optimization of the complex air-conditioning units operation has many, not only financial, but also environmental protection advantages.

The obtained results for the secondary parts of the air-conditioning systems were prepared for further complete both the energy and the economy analysis, which should include the investment costs, the energy and fuel costs and the maintenance costs. The developed simulation model is flexible and has the possibility to include different types of air-to-air heat recovery systems or other air-conditioning systems in order to perform their analysis and/or their mutual comparison.

POPIS OZNAKA

SIMBOL	OPIS	SI-jedinica
A	- površina (u poglavlju 2 – apsorptancija)	$[m^2]$ [-]
A_p	- površina prozora	$[m^2]$
A_i, B_i, C_i, D_i	- karakteristični elementi matrice sloja	[-]
a	- apsorpcijski koeficijent površine (u poglavlju 4 – koeficijent temperaturne vodljivosti)	[-] $[m^2/s]$
B	- širina prostorije	$[m]$
C	- vodena vrijednost toplinskog kapaciteta (u poglavlju 1 - faktor vrste materijala)	$[W/K]$ [-]
C_c	- konstanta zračenja crnog tijela = 5.667	$[W/(m^2(100K)^4)]$
c_p	- specifični toplinski kapacitet	$[J/(kgK)]$
CLF	- faktor rashladnog opterećenja	[-]
$CLTD$	- temperaturna razlika rashladnog opterećenja	$[^{\circ}C]$
E	- emitirani toplinski tok	$[W]$
$F_{i,j}$	- geometrijski faktor zračenja, odnosno vidljivosti	[-]
$F(s)$	- Laplaceova transformacija vremenske funkcije	
$f(t)$	- vremenska funkcija	
$G(T)$	- granična pogreška mjerenja temperature	$[K]$
$G(\eta)$	- kombinirana granična pogreška određivanja stupnja iskorištenja	[-]
g_i, P_i	- težinski faktori temperature	[-]
$g_{i,j}$	- faktor izmjene topline zračenjem između i-te i j-te plohe	$[W/(m^2K)]$
g_{sz}	- maseni udio svježeg zraka	[-]
H	- visina prostorije	$[m]$
h	- entalpija	$[J/kg]$
I_T	- globalno sunčevo zračenje	$[W/m^2]$
I_D	- direktno sunčevo zračenje	$[W/m^2]$
I_d	- difuzno sunčevo zračenje	$[W/m^2]$
I_{SC}	- solarna konstanta = 1353	$[W/m^2]$
k	- koeficijent prolaza topline	$[W/(m^2K)]$
K_T	- faktor čistoće neba	[-]

SIMBOL	OPIS	SI-jedinica
L	- kut geografske širine (u poglavlju 6 – duljina prostorije)	[°] [m]
l_0	- karakteristična linearna dimenzija	[m]
LST	- mjesno satno vrijeme	[h]
m_1	- maseni protok infiltriranog zraka	[kg/s]
P_1, P_2, NTU	- bezdimenzijske značajke izmjenjivača topline	[-]
P_{EL}	- električna snaga kompresora	[W]
p	- tlak	[Pa]
Δp	- radni tlak sapnice	[Pa]
q	- gustoća toplinskog toka	[W/m ²]
R	- reflektancija	[-]
RO	- udio zračenja u ukupnom toplinskom toku od osoba	[-]
RE	- udio zračenja u ukupnom toplinskom toku od opreme	[-]
RL	- udio zračenja u ukupnom toplinskom toku od rasvjete	[-]
ΔR	- faktor dugovalnog zračenja između površine i okoliša	[W/m ²]
r	- refleksijski koeficijent površine	[-]
r_1	- toplota isparavanja	[J/kg]
s	- operator Laplaceove transformacije	
SC	- koeficijent zasjenjenja	[-]
$SHGF$	- faktor solarnog toplinskog dobitka	[W/m ²]
ST	- sunčevo vrijeme	[h]
$TETD$	- ukupna ekvivalentna temperaturna razlika	[°C]
T	- apsolutna temperatura (u poglavlju 2 – transmitancija)	[K] [-]
T_N	- faktor naoblake	[-]
t	- vrijeme	[s]
$u(T)$	- mjerna nesigurnost mjerenja temperature	[K]
$u(\eta)$	- kombinirana standardna nesigurnost određivanja stupnja iskorištenja	[-]
V_I	- volumenski protok infiltriranog zraka	[m ³ /s]
V_K	- volumenski protok zraka za klimatizaciju	[m ³ /s]
V_0	- volumen prostorije	[m ³]

SIMBOL	OPIS	SI-jedinica
w	- brzina	[m/s]
x	- sadržaj vlage (u nekim poglavljima – prostorna koordinata)	[kg/kg] [m]
X_i, Y_i, Z_i, C_R	- toplinski odzivni faktori (prijenosne funkcije provođenja)	[W/(m ² K)]

GRČKA SLOVA

α^U	- koeficijent prijelaza topline na unutarnjoj površini	[W/(m ² K)]
α^V	- koeficijent prijelaza topline na vanjskoj površini	[W/(m ² K)]
$\alpha_{\Lambda,t}$	- koeficijent prijelaza topline na površinama stakla u zračnom sloju između dva stakla	[W/(m ² K)]
β	- kut visine Sunca	[°]
β_K	- realni korijeni karakterističnog elementa B matrice sloja	[-]
$\Delta \vartheta$	- temperaturna razlika	[°C]
$\Delta \vartheta_E$	- ekvivalentna temperaturna razlika	[°C]
δ_S	- kut deklinacije Sunca (u poglavlju 4 – debljina sloja)	[°] [m]
ε	- emisijski koeficijent površine	[-]
ε_G	- faktor grijanja dizalice topline	[-]
Φ	- toplinski tok, toplinski i rashladni učinak	[W]
ϕ	- azimut sunca	[°]
$\phi(t)$	- pulsna funkcija	[-]
ϕ	- Laplaceova transformacija pulsne funkcije	[-]
φ	- relativna vlažnost	[-]
η	- stupanj iskorištenja (pri određivanju Prandtlovog broja – dinamička žilavost)	[-] [kg/(ms)]
η_a	- faktor pretvorbe u električnu snagu kompresora = 0.9	[-]
θ	- upadni kut sunčevog zračenja	[°]
ϑ^{KL}	- temperatura zraka za ubacivanje u klimatiziranu prostoriju	[°C]
ϑ^{KV}	- kombinirana vanjska temperatura	[°C]
ϑ^{SU}	- temperatura unutarnje površine	[°C]

SIMBOL	OPIS	SI-jedinica
ϑ^{sv}	- temperatura vanjske površine	[°C]
ϑ^u	- unutarnja temperatura	[°C]
ϑ^v	- vanjska temperatura	[°C]
λ	- koeficijent toplinske vodljivosti	[W/(mK)]
ν_i, ω_i	- težinski faktori toplinskog toka	[-]
ν	- kinematička žilavost	[m ² /s]
ρ	- gustoća	[kg/m ³]
τ	- diskretni vremenski interval pulseva	[s]
ω	- prostorni kut	[°]
ψ	- azimut površine	[°]

BEZDIMENZIJSKE ZNAČAJKE

$Nu = \frac{\alpha l_o}{\lambda}$	- Nusseltov broj	[-]
$Pr = \frac{\eta c_p}{\lambda}$	- Prandtlov broj	[-]
$Re = \frac{w l_o}{\nu}$	- Reynoldsov broj	[-]

1. UVOD

Gospodarski i ekološki kriteriji postavljaju pred inženjera zahtjev za što potpunijim iskorištenjem toplinske energije u procesima pripreme zraka. U tu se svrhu u sustavima klimatizacije primjenjuju različita rješenja sustava povrata toplinske energije iz istrošenog zraka. Pod istrošenim zrakom se podrazumjeva struja zraka koja se odsisava iz prostorije i djelomično koristi ponovno u procesu pripreme dobavne struje, dok se ostatak izbacuje u okoliš. Toplina sadržana u istrošenom zraku služi za predgrijanje, odnosno za pothlađenje vanjskog zraka u procesu pripreme zraka, te se tako na jednostavan način smanjuje utrošak energije, odnosno potrošnja goriva, a time i emisija štetnih tvari u okoliš. Optimalno upravljanje radom sustava radi postizanja što povoljnijih vrijednosti utroška i povrata toplinske energije, u funkciji promjene stanja vanjskog okoliša, vrši se odgovarajućim sustavom mikroprocesorske regulacije.

U projektantskoj praksi uobičajeno je izračunavanje toplinskih dobitaka, odnosno gubitaka u odnosu na karakteristična stanja vanjskog okoliša zimi i ljeti, u cilju dimenzioniranja postrojenja. Deklarirane valjanosti sustava povrata toplinske energije, zasnovane na tim uvjetima, ne daju potpunu sliku utroška energije tijekom cjelogodišnje upotrebe sustava. Da bi se dobili detaljni podaci o valjanosti sustava, potrebno je provesti analizu cjelogodišnjeg rada sustava, koja uključuje utjecaj promjene stanja vanjskog okoliša. Takva analiza zahtjeva razvoj i korištenje složenih simulacijskih modela uz upotrebu elektroničkog računala. Današnji stupanj razvitka elektroničkih računala omogućuje simulaciju rada vrlo složenih sustava klimatizacije, pri čemu se vrši detaljno praćenje parametara procesa pripreme zraka. Time se, pored energetske analize, omogućuje ispitivanje različitih upravljačkih modela i usporedba različitih sustava radi utvrđivanja prednosti i nedostataka određenog rješenja i sl.

U ovom poglavlju se navode cilj i svrha istraživanja, te se daje kratak opis pristupa u rješavanju problema. U nastavku se daje pregled dosadašnjih istraživanja drugih autora s primjenjenim metodama.

Cilj istraživanja je razvoj i primjena simulacijske metode za cjelogodišnju satnu analizu valjanosti sustava povrata toplinske energije iz istrošenog zraka i analizu rada sustava klimatizacije u cjelini u ovisnosti o promjeni stanja vanjskog okoliša. Simulacijski model treba omogućiti pouzdano praćenje dinamike utroška i povrata toplinske energije za različite tehnološke zahtjeve procesa pripreme zraka.

Svrha istraživanja je detaljna analiza složenog sustava klimatizacije s posebnim naglaskom na sustavu povrata toplinske energije iz istrošenog zraka, radi utvrđivanja prednosti i nedostataka ugradnje dizalice topline i sustava povrata toplinske energije u istoj klima jedinici. U tu svrhu provodi se eksperimentalno istraživanje na sustavu povrata toplinske energije, a na temelju mjernih rezultata formira se odgovarajući simulacijski model. Zatim se vrši povezivanje sustava povrata toplinske energije i dizalice topline u jednu energetska cjelinu, nakon čega slijedi usporedbena analiza s drugim sustavima klimatizacije.

Obzirom na utjecaj velikog broja parametara na rad sustava klimatizacije, takav zadatak predstavlja složen problem koji zahtjeva opsežno teorijsko i eksperimentalno istraživanje. U tom smislu ovaj rad predstavlja doprinos rješavanju problema optimiranja rada složenih sustava ventilacije i klimatizacije, odnosno gospodarskog vođenja procesa pripreme zraka tijekom godine.

U ovom je radu, iz razloga vremenskog i prostornog ograničenja, detaljno analiziran jedan tip sustava povrata toplinske energije. Nastavak istraživanja trebao bi dati nove informacije o radu više različitih sustava povrata toplinske energije, uz uključivanje povrata vlage iz

istrošenog zraka, čime bi se dobile potpunije informacije o pogodnosti odgovarajućih sustava za određene uvjete primjene.

U istraživanju procesa izmjene topline načelno su moguća dva pristupa: eksperimentalni pristup i teorijski pristup. Eksperimentalna istraživanja su realna i daju pouzdanu informaciju o promatranim fizikalnim procesima. S druge strane, sposobnost brze obrade i čuvanja velikog broja podataka, uz više ili manje jednostavnu simulaciju stvarnih uvjeta, omogućuje brz i relativno jeftin proračun vrijednosti relevantnih varijabli u interesantnom području. Optimalni postupak istraživanja često predstavlja kombinaciju obaju pristupa, uz uvažavanje njihovih prednosti i nedostataka.

Eksperimentalni pristup koristi se u ovom radu u svrhu iznalaženja novih podataka za potpunije formiranje teorijskog matematičkog modela, odnosno za kasniju verifikaciju rezultata simulacije. Postupak mjerenja sastoji se u prikupljanju podataka o fizikalnim veličinama za određivanje parametara relevantnih za rad sustava, kao funkcije promjene stanja vanjskog okoliša. Analiza valjanosti slijedi na temelju niza izmjerenih radnih točaka.

Teorijski pristup obuhvaća iznalaženje modela koji će omogućiti analizu valjanosti sustava povrata toplinske energije, kao i analizu cjelogodišnjeg utroška energije dizalice topline, oboje u ovisnosti o promjeni stanja vanjskog okoliša. Takav model mora sadržavati matematički algoritam s rješenjem diferencijalnih jednadžbi provođenja topline kroz elemente građevinske konstrukcije kako bi se mogla odrediti potrebna količina toplinske energije za proces pripreme zraka. U ovom radu se problem rješava analitički, uz određena ograničenja koja omogućuju analitičko rješenje jednodimenzijskog nestacionarnog modela primjenom Laplaceove transformacije.

Laplaceova transformacija je operatorska metoda koja povezuje vremenski i frekvencijski odziv, pri čemu zamjena derivacije operatorom ima za posljedicu prelazak diferencijalne jednadžbe iz oblika:

$$a_n \frac{d^n x_i}{dt^n} + a_{n-1} \frac{d^{n-1} x_i}{dt^{n-1}} + \dots + a_1 \frac{dx_i}{dt} + a_0 x_i = b_0 x_j \quad (1.1)$$

u oblik:

$$(a_n p^n + a_{n-1} p^{n-1} + \dots + a_1 p + a_0) X_i = b_0 X_j \quad (1.2)$$

gdje veličine X_i i X_j predstavljaju pobudu, odnosno odziv.

Laplaceova transformacija vremenske funkcije $f(t)$ definirana je izrazom:

$$F(s) = \int_0^{\infty} f(t) \cdot e^{-st} dt \quad (1.3)$$

Nakon integracije, vrijeme t nije više nezavisna varijabla, već izraz postaje funkcija operatora s koji predstavlja kompleksnu frekvenciju $(\sigma + j\omega)$, tako da dio e^{-st} predstavlja prigušenje. Uvjet koji omogućuje transformaciju funkcije $f(t)$ jest da je nepravi integral u prethodnom izrazu apsolutno konvergentan, te da za slučaj $t < 0$ vrijedi $f(t) = 0$. Pretvaranje funkcije $F(s)$ u vremensku funkciju vrši se preko obratne Laplaceove transformacije:

$$f(t) = \frac{1}{2\pi j} \int_{\sigma-j\omega}^{\sigma+j\omega} F(s) \cdot e^{st} ds \quad (1.4)$$

uz zadovoljen uvjet konvergencije.

Bit Laplaceove transformacije sastoji se u tome da se članovi diferencijalne jednadžbe transformiraju iz područja “originala” u područje “slike”. Za tako dobivenu jednadžbu se pronade algebarsko rješenje $F(s)$ i u to se rješenje uvrste vrijednosti za početne i rubne uvjete. Zatim se obratnom transformacijom svaki član rješenja (zbroj parcijalnih razlomaka) iz područja “slike” transformira natrag u područje “originala”.

Prikazani način analitičkog rješenja diferencijalnih jednadžbi provođenja topline predstavlja temelj simulacijskog modela toplinskog opterećenja prostorije. Tim se modelom dobivaju ulazni podaci za analizu utroška energije u sustavu klimatizacije i analizu valjanosti sustava povrata topline.

Slijedi kratki opis rada po poglavljima:

U drugom poglavlju se prikazuje način obrade meteoroloških podataka za potrebe razvoja simulacijskog modela, uz opis formiranja ispitne referentne godine, kao reprezentativnog skupa meteoroloških podataka za odabrani desetgodišnji interval. U nastavku slijedi prikaz načina određivanja geometrijskih faktora zračenja kojima se obuhvaća složeni mehanizam izmjene topline zračenjem između ploha prostorije.

Treće poglavlje sadrži prikaz vrsta sustava povrata toplinske energije s odgovarajućom podjelom, nakon čega se detaljnije opisuje povezani sustav kružnog toka kao sustav povrata toplinske energije koji je odabran za analizu u ovom radu.

U četvrtom poglavlju detaljno se obrađuje matematički pristup rješavanju problema, polazeći od diferencijalne jednadžbe provođenja topline. Zatim slijedi prevođenje diferencijalne jednadžbe jednodimenzijskog nestacionarnog provođenja topline u algebarski oblik, na temelju izabrane metode simulacije toplinskog opterećenja prostorije. U ovom se poglavlju opisuju mehanizmi izmjene topline na proizvoljnoj plohi prostorije, te se vrši postavljanje toplinskih bilanci koje zajedno formiraju sustav algebarskih jednadžbi s brojem nepoznanica koji upravo odgovara broju jednadžbi. U nastavku se formira simulacijski model rada sustava klimatizacije, te se izabiru tri sustava klimatizacije za usporedbenu analizu u istim pogonskim uvjetima, uz prikaz karakterističnih procesa pripreme zraka u h, x – dijagramima. Slijedi kratak opis računarskih programa nastalih razvojem simulacijskih modela.

Peto poglavlje daje detaljan opis eksperimentalnog istraživanja provedenog na sustavu povrata toplinske energije, zajedno s obradom mjerenih rezultata i analizom pogreške mjerenja izraženom preko mjerne nesigurnosti.

U šestom poglavlju se prikazuju rezultati istraživanja. Analiza rezultata provedena je posebno za povezani sustav kružnog toka, uz usporedbu s rezultatima mjerenja, a posebno je provedena za tri analizirana sustava klimatizacije s prikazom ukupnog cjelogodišnjeg utroška energije po mjesecima ispitne referentne godine, te s prikazom satnog utroška energije tijekom najhladnijeg dana u sezoni grijanja i najtoplijeg dana u sezoni hlađenja, uz komentar.

U sedmom poglavlju daje se zaključak s osvrtom na ukupne rezultate provedenog istraživanja, te naznake za buduća istraživanja u svrhu daljnje analize složenih sustava klimatizacije.

Osmo poglavlje sadrži popis korištene literature, a deveto poglavlje daje kratak životopis autora.

1.1 DOSADAŠNJA ISTRAŽIVANJA I PRIMJENJENE METODE

1.1.1 Pregled dosadašnjih istraživanja drugih autora

Analiza utroška energije sustava klimatizacije tijekom godine zahtjeva interdisciplinarni pristup rješavanju problema, koji se očituje kroz integriranje niza disciplina iz područja toplinske i procesne tehnike. Iako se za tu svrhu primjenjene metode međusobno značajno razlikuju prema razini složenosti, sve se uglavnom sastoje od tri osnovna dijela: modela toplinskog opterećenja prostorije, modela sekundarnih uređaja (onih koji prenose toplinu na medij za kondicioniranje prostora), te modela primarnih uređaja (onih koji kemijsku energiju goriva ili električnu energiju pretvaraju u toplinski, odnosno rashladni učinak).

Model toplinskog opterećenja prostorije obuhvaća određivanje iznosa toplinske energije koju treba dovesti u prostoriju ili odvesti iz prostorije da bi se unutar prostora održalo zahtjevane parametre toplinske ugodnosti. Općenito, modele toplinskog opterećenja može se podijeliti na modele određivanja rashladnog učinka i modele energetske analize. Dok jednostavni modeli određuju iznos toplinske energije samo kao funkciju temperature vanjskog okoliša, dotle detaljnije metode uzimaju u obzir i utjecaje relativne vlažnosti zraka, sunčevog zračenja, unutarnjih toplinskih izvora prostorije, unutarnjih izvora vlage, akumulaciju topline u zidovima i interijeru, zatim utjecaj različitih mehanizama izmjene topline na vanjskim i unutarnjim površinama prostorije, utjecaj vjeta na konvektivnu izmjenu topline na vanjskim površinama it.d. Obzirom na izrazito velik broj utjecajnih parametara, odnosno ulaznih veličina za proračun, razvoj sofisticiranih simulacijskih modela toplinskog opterećenja prostorije ovisi o razvoju računarske tehnike. Bez obzira na tu činjenicu, prva značajna istraživanja utjecaja pojedinih parametara na toplinsko opterećenje prostorije u svrhu optimalnog dimenzioniranja sustava klimatizacije započela su 30-ih i 40-ih godina ovog stoljeća u Sjedinjenim Američkim Državama, a sažeto su prezentirana u [6].

Znanstvenici su već tada uzimali u obzir činjenicu da se trenutno izmjenjena toplina u prostoru prenosi u toplinsko opterećenje prostorije s određenom vremenskom odgodom, što dokazuju tadašnji radovi Houghtena, Gutberleta, Wahla i Livermorea [23], [29]. Također je ukazano na utjecaj toplinskog dobitka od sunčevog zračenja na rashladni učinak sustava, s posebnom analizom za staklo, obzirom na njegova apsorpcijska i transmisijiska svojstva i za neprozirne stijenke, poput zidova i krova. Uveden je i pojam kombinirane vanjske temperature, koja omogućuje povezivanje direktnog i difuznog sunčevog zračenja s temperaturom vanjskog zraka u jednu veličinu, tako da se toplinski tok izmjenjen na nekoj površini može odrediti preko ukupnog koeficijenta prijelaza topline:

$$g^{KV} = g^V + \frac{aI}{\alpha^V} \quad (1.5)$$

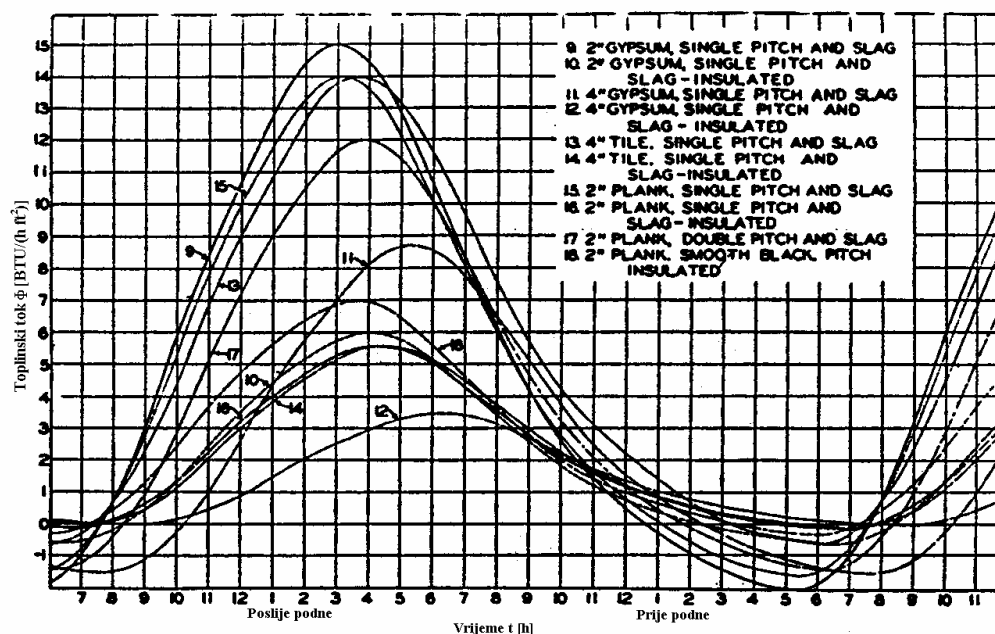
Obzirom na manualno provođenje proračuna izmjene topline, uveden je niz pojednostavljenja, koja ograničavaju mogućnosti za analizu i uglavnom služe za određivanje potrebe za učinkom sustava u uvjetima maksimalnog pogonskog opterećenja:

$$q = k(g_m^{KV} - g^U) + Ck(g^{KV} - g_m^{KV}) \quad (1.6)$$

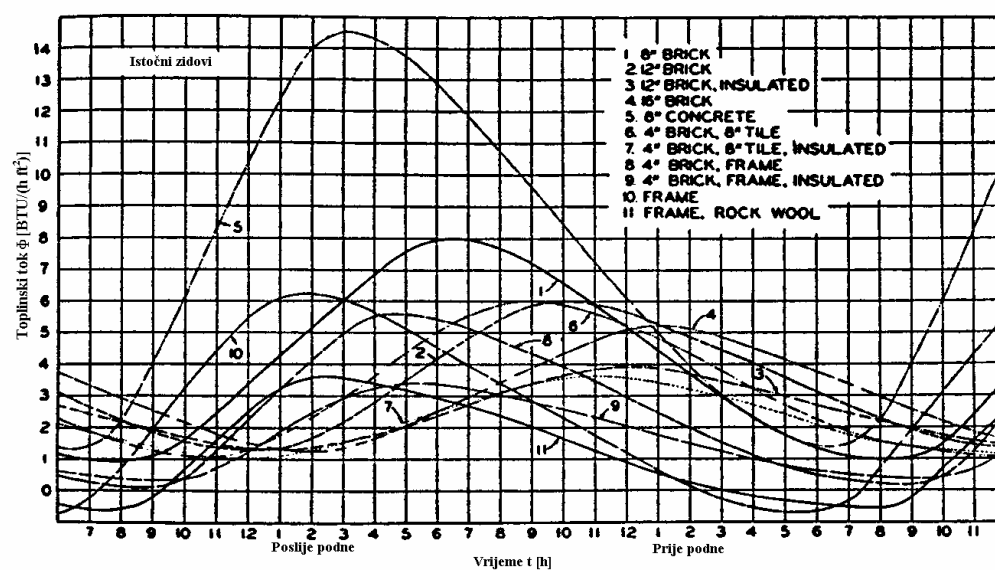
Prethodni izraz za izračunavanje gustoće toplinskog toka po jedinici površine plohe koja graniči s vanjskim okolišem sadržavao je posebno obrađene podatke o 24-satnoj srednjoj vrijednosti kombinirane vanjske temperature g_m^{KV} , vrijednosti kombinirane vanjske temperature s vremenskom odgodom obzirom na sastav elemenata građevinske konstrukcije vanjske plohe g^{KV} , te vrijednosti varijable C dane tablično obzirom na vrstu materijala,

debljinu i orijentaciju vanjskog zida. Obzirom na mali broj tablično prezentiranih ulaznih podataka, dani su dijagrami odnosa toplinskog toka i vremena za različite materijale vanjskog zida i stropa, te različite orijentacije (primjeri na slikama 1.1 i 1.2).

Slika 1.1 Odnos toplinski tok – vrijeme za vodoravne krovove [6]



Slika 1.2 Odnos toplinski tok – vrijeme za okomite zidove – primjer istok [6]



Nedugo zatim, u radu Stewarta [45] uvode se ekvivalentne temperaturne razlike (*eng.* ETD) kojima se pokušava obuhvatiti dinamičke promjene intenziteta sunčevog zračenja, te unutarnje i vanjske temperature (izraz (1.7)). Međutim, proračun se i dalje nastoji učiniti što jednostavnijim, pa se i tu uzima niz pretpostavki kojima se, prema priznanju samog autora, bitno utječe na točnost. Sunčevo zračenje i materijali zidova obuhvaćeni su i dalje nizom konstanti, koje nisu dovoljno općenite, pa stoga proračun nije pouzdan osim za neke karakteristične slučajeve. Također je očito da je izraz (1.6) poslužio kao osnova za izraz (1.7), uz modifikaciju prethodne varijable C u C_E ,

$$\Delta g_E = g_m^{KV} + \frac{1.65C_E}{k}(g'^{KV} - g_m^{KV}) - g^U \quad (1.7)$$

gdje prva dva člana predstavljaju ekvivalentnu vanjsku temperaturu.

Navedeni radovi tretirali su odvojeno toplinsko opterećenje u sezoni hlađenja od toplinskog opterećenja u sezoni grijanja i predstavljali su temelj za razvoj niza metoda proračuna za određivanje rashladnog učinka sustava klimatizacije u projektnim uvjetima. Te se metode, za razliku od metoda energetske analize koje prate prosječno toplinsko opterećenje, temelje na najnepovoljnijem vremenskom trenutku (maksimalnom toplinskom opterećenju prostorije, odnosno građevine u cjelini). Modeli određivanja rashladnog učinka temelje se najčešće na jednom ili nekoliko karakterističnih 24-satnih intervala u sezoni hlađenja, a interaktivno djelovanje niza veličina na izmjenu topline obuhvaća se odgovarajućim nizom tabličnih faktora kojima se ujedno pojednostavljuje proračun. Slijedi kratki pregled najznačajnijih.

Na temelju Stewartovih istraživanja, Stephenson je 1962. godine usavršio metodu pod nazivom “metoda ukupnih ekvivalentnih temperaturnih razlika s vremenskim osrednjavanjem” (*eng.* TETD/TA) [43]. Izvršena je modifikacija izraza (1.7), pri čemu je drugi član preveden u jednostavniji oblik, a novonastala konstanta C_T predstavlja tabličnu vrijednost za određenu višeslojnu stijenku zida ili krova, zajedno s kombiniranom vanjskom temperaturom s vremenskom odgovodom g'^{KV} :

$$TETD = g_m^{KV} + C_T(g'^{KV} - g_m^{KV}) - g^U \quad (1.8)$$

U izraz (1.5) za kombiniranu vanjsku temperaturu uveden je dodatni član kojim se obuhvaća dugovalno zračenje između promatrane površine i okoliša:

$$g'^{KV} = g^V + \frac{aI}{\alpha^V} - \frac{\varepsilon\Delta R}{\alpha^V} \quad (1.9)$$

Time izraz za toplinski tok kroz višeslojnu stijenku vanjskog zida ili krova prelazi u jednostavni oblik:

$$\Phi = kA \cdot TETD \quad (1.10)$$

Daljnji proračun toplinskog opterećenja metodom TETD/TA temelji se na podjeli toplinskog toka na senzibilni i latentni dio, te vremenskom osrednjavanju dobivenih vrijednosti senzibilnog toplinskog toka preko odgovarajuće podjele na konvekciju i zračenje. Na posljeticu se dio toplinskog toka koji se izmjenjuje zračenjem dovodi u vezu s vrijednostima dobivenim za prethodne sate. Iako opisana metoda spada u jednostavnije, ipak je za provođenje proračuna preporučljivo koristiti računalo.

Temeljna slabost TETD/TA metode je u jednostavnoj proceduri vremenskog osrednjavanja dijela toplinskog toka koji se izmjenjuje zračenjem, jer u tom smislu ne postoje stroga pravila, pa pouzdanost proračuna ovisi o znanju i iskustvu korisnika. Stoga se krajem 60-ih godina pojavila nova metoda pod nazivom “metoda toplinskih odzivnih faktora” (*eng.* TRFM) koja za proračun koristi niz težinskih faktora dobivenih Laplaceovom transformacijom diferencijalne jednadžbe provođenja topline [34], [32], [28]. To je prva metoda koja je, zbog svoje složenosti, bila praktički neprimjenjiva bez upotrebe računala. Metoda se temelji na korištenju principa superpozicije tako da se ukupni toplinski odziv konstrukcije građevine u promatranom vremenskom trenutku prikaže kao suma niza odziva pojedinih temperaturnih pulseva iz prethodnih vremenskih trenutaka. Tako se, simulacijom nestacionarnosti temperatura stijenki elemenata građevinske fizike, te zbrajanjem toplinskih tokova usljed pojedinih pulseva, mogao odrediti ukupni toplinski tok u promatranom vremenskom trenutku. Niz diferencijalnih jednadžbi se time prevodi u niz algebarskih jednadžbi, a određivanje odzivnih faktora za pojedine elemente građevinske konstrukcije vrši se rješavanjem sustava algebarskih jednadžbi. Premda se metoda pokazala vrlo pouzdanom i točnom u usporedbi sa direktnim analitičkim rješenjem diferencijalnih jednadžbi, velik broj odzivnih faktora čini metodu presloženom za inženjersku primjenu. Da bi se izvršila redukcija broja članova, koristi se sljedeće svojstvo odzivnih faktora:

$$\frac{X'_{i+1}}{X'_i} = \frac{Y'_{i+1}}{Y'_i} = \frac{Z'_{i+1}}{Z'_i} = e^{-\beta\tau} = C_R \quad \text{za } i > N \quad (1.11)$$

što je omogućilo uvođenje “prijenosnih funkcija provođenja” X , Y , Z (*eng.* CTF) pomoću izraza (primjer samo za faktore X):

$$X_i = X'_i - C_R X'_{i-1} \quad \text{za } 0 < i \leq N \quad (1.12)$$

nakon čega je promjenjeno ime metode u “metoda prijenosnih funkcija provođenja” (*eng.* TFM). Broj CTF-faktora N za višeslojnu stijenku zida ne prelazi 15. Gustoća toplinskog toka u promatranom vremenskom trenutku na unutarnjoj stijenci zida može se odrediti prema izrazu:

$$q_t^U = \sum_{i=0}^N X_i \vartheta_{t-i}^U - \sum_{i=0}^N Y_i \vartheta_{t-i}^V + C_R q_{t-1}^U \quad (1.13)$$

Daljnje pojednostavljenje predstavljeno je u radu Stephensona i Mitalasa [44] uvođenjem z-transformacije diferencijalne jednadžbe nestacionarnog provođenja topline. Novom modifikacijom se broj odzivnih faktora svodi na $N \leq 6$, ali se utječe i na točnost. Ovo posljednje pojednostavljenje koristi se u inženjerskoj praksi sve do danas i bez obzira na složenost i oslanjanje na niz tabličnih faktora za karakteristične višeslojne stijenske građevinske konstrukcije, prema [1] predstavlja najpouzdaniju i najtočniju metodu za određivanje toplinskog opterećenja prostorije u uvjetima maksimalnog opterećenja. Bez obzira na modifikaciju prijenosnih funkcija provođenja, metoda i dalje zadržava stari naziv – TFM.

Gustoća toplinskog toka kroz građevinsku konstrukciju zida ili krova u promatranom vremenskom trenutku određuje se prema izrazu:

$$q_t = \sum_{i=0}^N b_i g_{t-i}^{KV} - g^U \sum_{i=0}^N c_i - \sum_{i=1}^N d_i q_{t-i} \quad (1.14)$$

gdje je vanjska temperatura zamjenjena kombiniranom vanjskom temperaturom, a unutarnja temperatura se uzima kao konstanta.

Prema [1], Rudoy i Duran su, sintezom TETD/TA i TFM metoda, 1975. godine postavili temelje za razvoj “metode temperaturnih razlika rashladnog opterećenja” (*eng.* CLTD/SCL/CLF). Navedena metoda uključuje efekte vremenske odgode kod provođenja topline kroz elemente građevinske konstrukcije, vremenske odgode kod akumulacije topline pri pretvorbi dobitka topline zračenjem u toplinsko opterećenje, te posebne faktore za određivanje dobitka topline od sunčevog zračenja za neprozirne i prozirne plohe. Usprkos velikom broju tabličnih faktora, znatno je jednostavnija za upotrebu od TFM. Toplinski tok kroz višeslojnu stijenku vanjskog zida ili krova dan je izrazom:

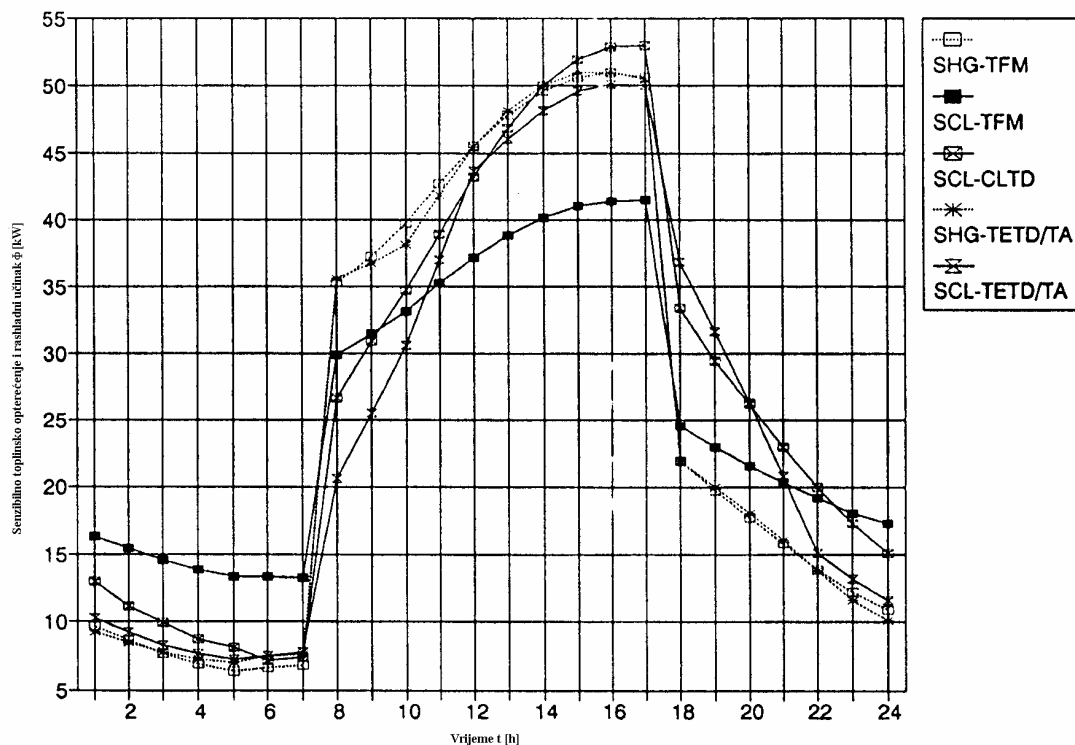
$$\Phi = kA \cdot CLTD \quad (1.15)$$

Tu treba napomenuti da tablične vrijednosti CLTD-faktora vrijede samo za određene unutarnje i vanjske projektne parametre, a u slučaju odstupanja nužno je provesti odgovarajuću korekciju. Daljnji proračun uključuje od 1992., prema McQuinstonu i Spitleru, SCL-faktore za određivanje dobitka topline usljed sunčevog zračenja kroz prozorsko staklo, kojima su zamjenjeni ranije korišteni SHGF-faktori jer nisu u dovoljnoj mjeri uključivali utjecaj geografske širine, mjeseca u godini i nekih drugih čimbenika. Kao i kod prethodnih metoda, vrednovanje senzibilnog i latentnog toplinskog toka vrši se odvojeno.

Prikaz usporedbe triju opisanih modela (TETD/TA, TFM i CLTD/SCL/CLF) pri određivanju senzibilnog toplinskog toka u sezoni hlađenja za istu prostoriju dan je na slici 1.3 [1].

Za razliku od opisanih modela određivanja toplinskog opterećenja prostorije za projektne uvjete u sezoni hlađenja, dinamički modeli energetske analize omogućuju praćenje toplinskog opterećenja prostorije s odabranim vremenskim korakom (najčešće 1h) tijekom čitave godine. Drugi korak analize podrazumjeva pretvorbu toplinskog opterećenja prostorije u toplinski ili rashladni učinak sekundarnih aparata i uređaja, dok se u trećem koraku određuje potrošnja energenata kod primarnih uređaja. Pri određivanju senzibilnog toplinskog opterećenja zraka u prostoriji kod energetske analize, hlađenje predstavlja referentni okvir, dok se eventualni toplinski gubici u slučaju grijanja jednostavno uzimaju u obzir promjenom algebarskog predznaka.

Najopćenitija metoda energetske analize je “metoda toplinske ravnoteže” (*eng.* Heat Balance Method) koja predstavlja kombinaciju između toplinskih bilanci temeljenih na prvom glavnom stavku termodinamike i klasične TFM-metode s upotrebom CTF-faktora X , Y , Z . Takva metoda traži rješavanje složenog sustava N algebarskih jednadžbi s N nepoznanica (broj nepoznanica jednak je broju jednadžbi) za svaki promatrani vremenski trenutak, te je stoga praktično neprovediva bez elektroničkog računala. Metoda daje posebno dobre rezultate u usporedbi s drugima, ako se vrši analiza sustava sa značajnim udjelom senzibilnog toplinskog toka izmjenjenog zračenjem. Za postavljanje toplinskih bilanci promatrana prostorija se dijeli na pojedine plohe, na čijim je površinama u promatranom vremenskom trenutku uspostavljeno homogeno temperaturno polje. Uvjet konstantne temperature u promatranom vremenskom trenutku također vrijedi i za zrak u prostoriji.



Slika 1.3 Primjena TETD/TA, TFM i CLTD/SCL/CLF metoda na istu prostoriju [1]

Toplinski tok koji se dovodi na neku površinu mora biti jednak toplinskom toku koji se s te površine odvodi, što između ostalog uključuje i član apsorpcije topline od sunčevog zračenja na promatranu plohu. Jednadžba toplinske ravnoteže za izmjenu topline na unutarnjoj stijenci i -te plohe glasi:

$$q_{i,t}^U = \alpha_i^U (g_t^U - g_t^{SU}) + \sum_{k=1}^n g_{i,k} (g_{k,t}^{SU} - g_{i,t}^{SU}) + q_{ZR,i} \quad (1.16)$$

gdje prvi član predstavlja konvekciju između zraka i unutarnje stijenske zida, drugi član predstavlja dugovalno zračenje između promatrane plohe i ostalih ploha prostorije, a treći član predstavlja ostalu dozračenu apsorbiranu toplinu (dio toplinskog toka zračenjem od osoba, rasvjete, opreme, dobitak topline od upada sunčevog zračenja kroz prozor). Rješenje izraza (1.16) zapravo predstavlja trenutni prijenos topline između promatrane plohe na jednoj i zraka s drugim elementima na drugoj strani. Taj toplinski tok treba biti jednak toplini dovedenoj provođenjem na promatranu plohu. Ovo drugo može se izraziti preko poznavanja vrijednosti površinskih temperatura i toplinskih tokova iz niza prethodnih vremenskih trenutaka preko CTF-faktora višeg reda. Pod višim redom podrazumjeva se korištenje vrijednosti toplinskog toka iz više prethodnih trenutaka, pa tako izraz (1.13) prelazi u oblik:

$$q_{i,t}^U = \sum_{j=0}^m X_j g_{i,t-j}^{SU} - \sum_{j=0}^m Y_j g_{i,t-j}^{SV} + C_{Rj} q_{i,t-j}^U \quad (1.17)$$

gdje se, osim većeg broja prethodnih vrijednosti toplinskog toka, u prva dva člana uvode temperature stijenske umjesto temperatura zraka. Izjednačavanjem desnih strana izraza (1.16) i (1.17) eliminira se varijabla $q_{i,t}^U$.

Da bi se zatvorio sustav jednadžbi, potrebno je postaviti još toplinsku bilancu za zrak u prostoriji, uz pretpostavku zanemarivog toplinskog kapaciteta zraka u odnosu na elemente građevinske konstrukcije:

$$\sum_{j=1}^N \alpha_j A_j (\mathcal{Q}_{j,t}^{SU} - \mathcal{Q}_t^U) + \dot{m}_I c_p (\mathcal{Q}_t^V - \mathcal{Q}_t^U) + \Phi_{K,t} + \Phi_{KL,t} = 0 \quad (1.18)$$

U navedenom izrazu prvi član predstavlja sumu konvektivnih toplinskih tokova između zraka u prostoriji i ploha prostorije, drugi se član odnosi na infiltraciju vanjskog zraka, treći na konvektivni toplinski tok između zraka u prostoriji i unutarnjih elemenata, dok četvrti član predstavlja toplinsku energiju koja se unosi sustavom kondicioniranja prostora. Jednadžbe (1.16) do (1.18), nakon prebacivanja u matrični oblik, omogućuju izračunavanje temperatura unutarnjih ploha prostorije i temperature zraka u prostoriji u promatranom vremenskom trenutku, uvažavajući njihov međusobni utjecaj u procesu izmjene topline. Slično jednadžbi (1.16), može se postaviti toplinska bilanca na vanjskoj stijenci plohe koja se rješava simultano sa prethodnim sustavom jednadžbi, iz čega slijedi mogućnost određivanja temperature vanjske površine. Problem poznavanja vrijednosti temperatura površina i toplinskog toka iz prethodnih vremenskih trenutaka može se riješiti pretpostavljanjem odgovarajućih početnih uvjeta ili korištenjem vrijednosti iz prethodnih proračuna. Mada su temelji ovakvog oblika “metode toplinske ravnoteže” postavljeni krajem 60-ih godina razvojem TFM-metode od strane Stephensona, Mitalasa i Kusude [34], [32], [28], daljnji razvoj ide u smjeru uklanjanja uočenih nedostataka i poboljšanja računarskih procedura [48]. Tu treba ukazati i na detaljnu analizu i primjenu ove metode na model prostorije u [16].

Druga često primjenjivana metoda energetske analize je “metoda težinskih faktora” (*eng.* Weighting Factor Method), razvijena za proračun senzibilnog toplinskog opterećenja prostorije. Ona zapravo predstavlja kompromis između nekih jednostavnijih stacionarnih modela koji zanemaruju sposobnost mase građevinske konstrukcije za akumulaciju toplinske energije i dinamičke “metode toplinske ravnoteže”. Određivanje toplinskog opterećenja prostorije ovom metodom, uz konstantnu temperaturu zraka u prostoriji, uključuje poznavanje svojstava građevinske konstrukcije, meteoroloških podataka i raspodjele unutarnjih toplinskih izvora s režimom rada. Prema Yorku, Cappiellou i Kerrisku (1981.), težinski faktori predstavljaju Z-prijenosne funkcije i dijele se na dvije osnovne skupine: faktore toplinskog toka i faktore temperature zraka [1].

Težinski faktori toplinskog toka dovode u vezu dovedeni ili odvedeni toplinski tok u prostoriji i trenutne toplinske gubitke i dobitke. Težinski faktori temperature zraka dovode u vezu temperaturu zraka u prostoriji i trenutno toplinsko opterećenje prostorije. Određivanje težinskih faktora za pojedini toplinski izvor temelji se na uvođenju jediničnog energetskog pulsa tog izvora u skupinu jednadžbi toplinske ravnoteže za prostoriju. Za izračunavanje temperature zraka i toplinskog toka za prostoriju ili zonu građevine koristi se posebna procedura s dva koraka. U prvom se koraku postavi referentna vrijednost temperature zraka prema kojoj se izračuna trenutne toplinske tokove. Senzibilno toplinsko opterećenje prostorije, definirano kao količina energije koja se treba dovesti ili odvesti zraku u prostoriji da bi se održala postavljena referentna vrijednost temperature zraka, određuje se posebno za sve pojedinačne toplinske dobitke ili gubitke.

Kako bi se u proračun uključilo apsorbiranu toplinu od zidova i drugih elemenata unutar prostorije, toplinski tok između pojedinog toplinskog izvora i zraka u trenutku t određuje se koristeći vrijednosti iz prethodnih vremenskih trenutaka:

$$\Phi_t = \nu_0 \Phi_{I,t} + \nu_1 \Phi_{I,t-1} + \dots - \omega_1 \Phi_{t-1} - \omega_2 \Phi_{t-2} - \dots \quad (1.19)$$

gdje $\Phi_{I,t}$ predstavljaju toplinske dobitke, a $\nu_0, \nu_1, \dots, \omega_1, \omega_2, \dots$ su težinski faktori toplinskog toka. Težinski faktori toplinskog toka razlikuju se za razne toplinske izvore (zbog promjenjivih udjela topline izmjenjenih konvekcijom i zračenjem), te za razne dimenzije i oblike prostorija. Utjecaj promjene zonskih parametara na dinamički odziv zone pokazao je Sowell u radu iz 1988. godine [42]. Na kraju prvog koraka proračuna, sumiraju se toplinski tokovi pojedinih toplinskih izvora u ukupno toplinsko opterećenje prostorije u promatranom trenutku. U drugom se koraku dobiveno ukupno toplinsko opterećenje koristi, zajedno s težinskim faktorima temperature zraka, za određivanje potrebnog toplinskog, odnosno rashladnog učinka sustava klimatizacije i temperature zraka. Rashladni učinak sustava pri tom se razlikuje od trenutnog toplinskog opterećenja zbog odstupanja temperature zraka od postavljene referentne vrijednosti pri određivanju toplinskog opterećenja u prvom koraku, usljed nemogućnosti da sustav klimatizacije trenutno uspostavi željeno stanje zraka. Odstupanje temperature zraka od referentne vrijednosti u trenutku t slijedi iz izraza:

$$g_t^U = \frac{1}{g_0} \left[(\Phi_t - \Phi_{KL,t}) + P_1 (\Phi_{t-1} - \Phi_{KL,t-1}) + P_2 (\Phi_{t-2} - \Phi_{KL,t-2}) + \dots - g_1 g_{t-1}^U - g_2 g_{t-2}^U - \dots \right] \quad (1.20)$$

gdje je $\Phi_{KL,t}$ rashladni učinak sustava klimatizacije u određenom vremenskom trenutku, a $g_0, g_1, g_2, \dots, P_1, P_2, \dots$ su težinski faktori temperature zraka preko kojih se u prethodni izraz uključuje utjecaj svojstava promatrane prostorije i veze između temperature zraka i akumulacijskih svojstava ploha.

“Metoda težinskih faktora” temelji se na dvjema osnovnim pretpostavkama. Prva pretpostavka o linearnosti modela promatranih procesa nužna je zbog određivanja ukupnog toplinskog opterećenja metodom superpozicije dobitaka topline iz pojedinačnih toplinskih izvora. Ova pretpostavka ne predstavlja značajno ograničenje, jer se nelinearni procesi mogu u većini situacija dovoljno točno aproksimirati linearnim modelima. Druga pretpostavka je o konstantnom utjecaju svojstava sustava na težinske faktore, jer oni nisu funkcija vremena već se u proračun uključuju kao konstante. Ova pretpostavka ograničava primjenu metode na sustave kod kojih svojstva sustava značajnije ne variraju, naprimjer u slučaju promjenjive satne razdiobe sunčevog zračenja na unutarnje plohe prostorije ili promjenjivih koeficijenata prijelaza topline na unutarnjim i vanjskim plohami. Treba još istaknuti da se, pri korištenju “metode težinskih faktora”, u proračunu koriste isključivo ukupni koeficijenti prijelaza topline. Pri tom se ne uzima u obzir promjena vrijednosti u ovisnosti o temperaturi, ali se u slučaju značajnijih promjena temperature ploha i zraka u prostoriji treba računati sa koeficijentima određenim za srednju temperaturu.

Najnoviji dinamički model energetske analize prostorije, odnosno građevine razvio se početkom 80-ih godina, općenito zahvaljujući razvoju različitih metoda numeričke analize. Rezultat prodora metoda numeričke analize u promatrani dio termotehnike su “metode toplinske mreže” (*eng.* Thermal Network Methods), koje se međusobno razlikuju po numeričkom modelu koji koriste za proračun, ali im je svima zajednički pristup preko diskretizacije ploha građevine i volumena zraka u mrežu čvorova s povezivanjem toplinskih tokova.

Prednost ovih metoda je, naprimjer, u mogućnosti određivanja temperaturnih polja po plohama prostorije i po volumenu zraka u prostoriji, dok su raniji modeli za spomenute elemente uzimali samo jednu vrijednost temperature. Zahvaljujući mreži čvorova, također se koriste znatno precizniji modeli za unutarnje toplinske izvore, kao što su rasvjeta i oprema.

Primjenjuje se niz različitih modela toplinskog toka između čvorova, među kojima su najpoznatije metoda konačnih diferencija i metoda konačnih volumena [1]. “Metode toplinske mreže” omogućuju efikasno rješavanje niza algebarskih i diferencijalnih jednadžbi. U većini primjenjenih modela procedura rješavanja odvojena je od procedure formiranja modela, čime se, u teoriji, na isti model prostorije može primjeniti više modela simulacije. Dosad je primjenjen i ispitan čitav niz različitih tehnika proračuna, među kojima se mogu navesti primjer kombinacije teorije dijagrama s Newton-Raphsonovom metodom i prediktor-korektor metodom integracije diferencijalnih jednadžbi [8].

Od tri navedena dinamička modela energetske analize, najfleksibilnije su “metode toplinske mreže” koje, pored toga, imaju i najveći potencijal u smislu točnosti. Međutim, te metode su najsloženije u smislu razvoja i vremena trajanja proračuna, tako da do danas nisu šire primjenjivani.

1.1.2 Komentar

Iz pregleda dosadašnjih istraživanja drugih autora može se vidjeti da su metode proračuna satnog toplinskog opterećenja prostorije u osnovi podijeljene na metode za određivanje rashladnog učinka u projektnim uvjetima i metode energetske analize. Metode za određivanje rashladnog učinka služe za dimenzioniranje sustava klimatizacije, dok metode energetske analize, statičke ili dinamičke, daju detaljne podatke o utrošku energije sustava kroz dulji vremenski period.

Što se tiče dinamičkih modela energetske analize, oni se međusobno razlikuju prema stupnju složenosti u razumjevanju i primjeni, vremenskom koraku proračuna, trajanju proračuna i broju ulaznih parametara. Sve su to ujedno i kriteriji za izbor određenog modela. Pri tom odabrani model treba omogućiti, na temelju satnog proračuna temperatura ploha i zraka, te toplinskih tokova, dobivanje odgovarajućih satnih rezultata utroška energije iz kojih se može provoditi analiza uštede energije, eventualno neracionalne potrošnje energije, valjanosti pojedinih komponenti sustava, ispravnosti regulacije i slično. Iz toga proizlazi da izbor modela ovisi o karakteristikama promatranog objekta i zahtjevima koje model treba ispuniti, što znači da je teško jedan model istaknuti kao najbolji. Naprimjer, “metode toplinske mreže” imaju visoku razinu pouzdanosti i točnosti, ali su najsloženije, te stoga imaju najveće zahtjeve na korisnika, software i hardware.

U ovom radu se za osnovu simulacijskog modela toplinskog opterećenja prostorije izabire “metoda toplinske ravnoteže” koja, obzirom na vrstu problema, predstavlja optimum u smislu razine točnosti i složenosti postupka. Zatim slijedi formiranje simulacijskog modela rada sustava klimatizacije, koji koristi veličine određene modelom toplinskog opterećenja prostorije kao ulazne podatke za energetske bilance i bilance vlage u pojedinim točkama procesa pripreme zraka. Iz tih bilanci proizlaze podaci o utrošku energije i tvari u sustavu klimatizacije. Obzirom da se provodi usporedbena analiza više sustava klimatizacije u istim pogonskim uvjetima, izabrani modeli omogućavaju pouzdano vrednovanje prednosti i nedostataka različitih inačica rješenja. Valjanost modela sustava povrata toplinske energije, integriranog u model rada sustava klimatizacije, dodatno se provjerava eksperimentalnim istraživanjem za niz pogonskih stanja. Povezivanjem rezultata eksperimenta i simulacijskog modela dobivaju se pouzdane informacije o parametrima rada sustava klimatizacije, na temelju kojih se može izvesti niz zaključaka u svrhu optimiranja rada sustava.

2. METEOROLOŠKI PODACI

2.1 METEOROLOŠKI PODACI ZA GRAD ZAGREB

Meteorološki podaci tijekom vremena za određeno geografsko područje predstavljaju ulazne podatke za simulacijski model sustava klimatizacije, pri čemu se složenost modela uvjetuje, među ostalim, brojem elemenata vremena obuhvaćenih simulacijom. Redovita meteorološka mjerenja na meteorološkoj stanici Grič u gradu Zagrebu provode se od 1869. godine, tako da je do sada prikupljen homogeni niz meteoroloških podataka u trajanju od 130 godina. Prikupljanje podataka vrši se u vidu satnih vrijednosti, a zapisi obično obuhvaćaju niz elemenata vremena kao što su: temperatura zraka, relativna vlažnost zraka, tlak zraka, globalno sunčevo zračenje, trajanje sijanja sunca, naoblaka, brzina i smjer vjetra, te oborine. Satne vrijednosti pojedinih elemenata vremena odnose se na pune sate po srednjem lokalnom vremenu. Ranije su se podaci upisivali u odgovarajuće standardne formulare, zatim su se snimali na magnetne trake, da bi se u novije vrijeme pohranjivali na modernim medijima u vidu digitalnog zapisa. Međutim, svi elementi vremena nemaju istu važnost za simulaciju, odnosno energetska analizu. Najveći značaj kod simulacije rada sustava klimatizacije imaju temperatura i relativna vlažnost zraka, te podaci o sunčevom zračenju. Stoga se u ovom radu za potrebe daljnje analize koriste sljedeći satni meteorološki podaci s meteorološke stanice Grič - Zagreb:

1. Temperatura zraka
2. Relativna vlažnost zraka
3. Globalno sunčevo zračenje
4. Trajanje sijanja sunca
5. Naoblaka.

Navedeni meteorološki podaci, za vremenski period 1970.-1979. godine, trebaju se, za potrebe cjelogodišnje dinamičke energetske analize rada sustava klimatizacije, obraditi na odgovarajući način koji rezultira stvaranjem “karakteristične godine”.

2.2 OBRADA METEOROLOŠKIH PODATAKA

2.2.1 Ispitna referentna godina 1970.-79.

Obzirom da energetska analiza sustava klimatizacije ovisi o promjeni elemenata vremena tijekom godine, uzimanje podataka iz različitih godina daje različite rezultate analize, što može navesti na različite zaključke vezane uz rad sustava. Stoga se, za određeno geografsko područje, meteorološki podaci formiraju u jednu “karakterističnu” godinu koja predstavlja niz od više godina. Kriteriji za formiranje takve godine nisu jedinstveni, pa se stoga i postupci primjenjeni u različitim zemljama više ili manje razlikuju. U Sjedinjenim Američkim Državama primjenjuje se postupak pod nazivom Weather Year for Energy Calculations Version 2 (WYEC2), kojim su izvedeni karakteristični satni podaci o elementima vremena za 52 američke savezne države (oko 240 geografskih lokacija) i za 7 područja u Kanadi, s tim da se za Kanadu mogu posebno dobiti karakteristični satni podaci za oko 50 geografskih lokacija. Također je definiran statistički algoritam za izbor karakterističnih mjeseci u dugogodišnjem nizu, nazvan Typical Meteorological Year (TMY). Postupci koji se primjenjuju u različitim zemljama Europe ne odgovaraju u potpunosti navedenim američkim postupcima, a međunarodne institucije koje se bave tom tematikom

također ne preporučuju određeni postupak, već samo daju načelna uputstva o kriterijima za izbor podataka. U većini zemalja danas je usvojen naziv Test Reference Year (TRY), odnosno ispitna referentna godina (IRG). Opći kriteriji za izbor podataka upućuju na to da srednje vrijednosti elemenata vremena, koje se odabiru za neki period ispitne referentne godine (najčešće jedan mjesec), trebaju odgovarati višegodišnjim srednjim vrijednostima za područje koje ispitna referentna godina prezentira u klimatskom pogledu. Elementi vremena koji tvore ispitnu referentnu godinu trebaju sadržavati isključivo satne mjerene vrijednosti s jedne meteorološke stanice. U Hrvatskoj se na razmjerno velikom broju lokacija dugi niz godina prikupljaju podaci o temperaturi zraka i relativnoj vlažnosti zraka, no podaci o sunčevom zračenju prikupljaju se samo na 4 mjesta [47], što otežava formiranje ispitne referentne godine za veći broj geografskih područja.

U ovom radu koristi se ispitna referentna godina 1970.-79., formirana za potrebe rada [16], uz sljedeće osnovne kriterije:

- srednje mjesečne vrijednosti elemenata vremena odabranog mjeseca približno odgovaraju srednjim vrijednostima za period 1931.-1979. prema ranije navedenim općim kriterijima
- izvršeno je posebno vrednovanje zimskog i ljetnog perioda s usporedbom broja stupanj-dana u zimskom periodu sa standardnim vrijednostima.

Svi korišteni meteorološki podaci prikupljeni su na meteorološkoj stanici Grič-Zagreb.

Za potrebe boljeg prilagođavanja podataka s dugogodišnjim srednjim mjesečnim vrijednostima, provedena je zamjena podataka za pojedine dane, te prilagođavanje rubnih vrijednosti za pojedine dane, kako bi se izbjegle skokovite promjene. Ovako formirana ispitna referentna godina pogodna je za dinamičku energetska analizu, a dobiveni podaci, npr. o utrošku toplinske energije sustava klimatizacije, približno će odgovarati vrijednostima za prosječan režim eksploatacije na tom geografskom području. Karakteristične veličine elemenata vremena za odabrane mjesece ispitne referentne godine prikazane su u tablici 2.1.

Tablica 2.1 Elementi vremena za mjesece IRG

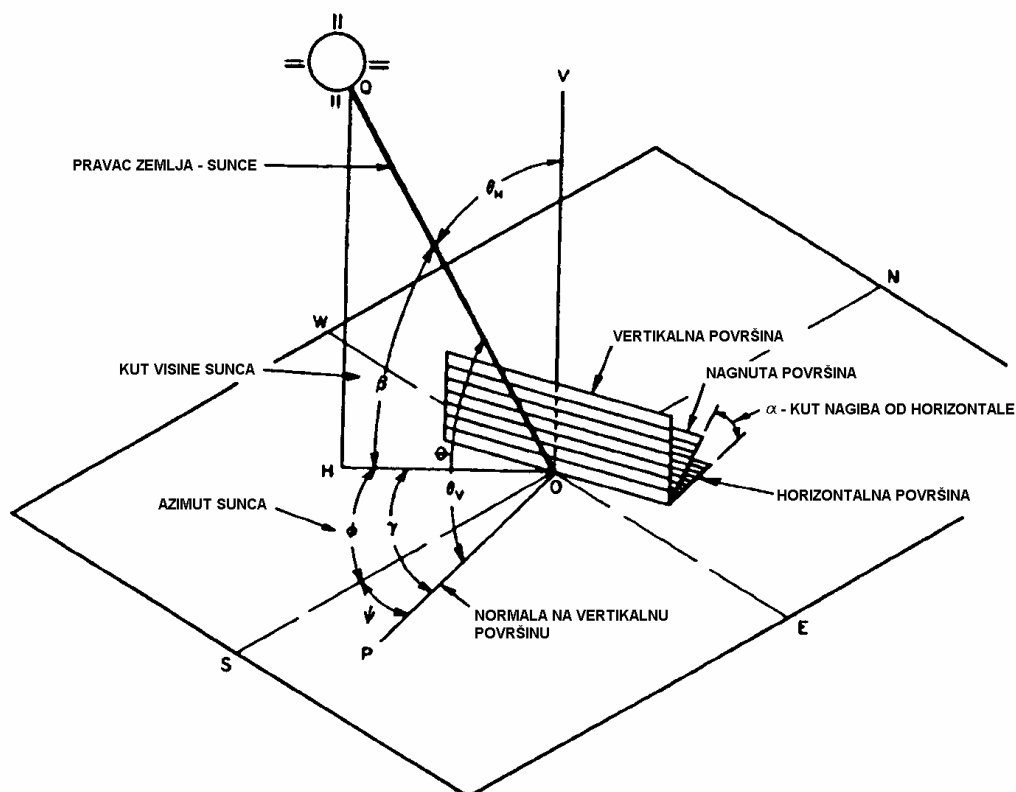
Mjesec IRG	Godina	Srednja temperatura ϑ_m [°C]	Srednja relativna vlažnost φ_m	Srednje globalno sunčevo zračenje I_{sm} [kWh/m ²]	Trajanje sijanja sunca t [h]	Faktor naoblake T_N
Siječanj	1973.	0.1	0.832	24.74	42.0	7.9
Veljača	1970.	2.1	0.644	46.56	73.4	7.2
Ožujak	1973.	6.8	0.594	90.05	126.5	6.5
Travanj	1975.	11.7	0.604	131.46	175.7	6.6
Svibanj	1977.	16.3	0.619	181.33	212.8	5.1
Lipanj	1972.	19.9	0.664	175.76	246.3	4.8
Srpanj	1971.	22.0	0.654	179.35	281.0	4.0
Kolovoz	1973.	20.7	0.664	162.34	221.4	4.9
Rujan	1973.	17.2	0.735	122.12	181.1	4.6
Listopad	1976.	11.3	0.852	58.59	89.0	7.5
Studen	1979.	6.8	0.789	30.36	42.8	8.4
Prosinac	1978.	2.0	0.844	23.77	34.8	7.8

Obzirom na činjenicu da elementi vremena ispitne referentne godine trebaju odgovarati dugogodišnjim srednjim vrijednostima, u ovom se radu nije pristupilo formiranju nove ispitne referentne godine, npr. za period 1980.-89., jer se može predvidjeti da razlike u odnosu na postojeću ne bi bile značajne.

2.2.2 Analiza sunčevog zračenja

Položaj Sunca

Dobitak topline od sunčevog zračenja ima značajan utjecaj na ukupno toplinsko opterećenje prostorije u promatranom vremenskom trenutku, te u vremenskom intervalu koji slijedi. Iznos toplinskog dobitka od sunčevog zračenja, osim položaja, odnosno orijentacije promatrane površine, ovisi i o položaju Sunca, koji se tijekom godine mijenja. Stoga određivanje položaja Sunca tijekom godine predstavlja važan dio ukupnog matematičkog modela. Kutevi koji određuju položaj Sunca prikazani su na slici 2.1.



Slika 2.1 Kutevi Sunca za površine određenog nagiba

Kretanje Zemlje oko Sunca određuju dva osnovna kuta, koji se mijenjaju kroz godišnja doba i doba dana. Kut koji se mijenja kroz godišnja doba i određuje položaj Zemlje u njenoj orbiti oko Sunca naziva se deklinacija Sunca, označena s δ_s . Deklinacija Sunca zapravo predstavlja kut između zamišljenog pravca Zemlja-Sunce i ekvatorijalne ravnine i poprima pozitivne vrijednosti kada se zamišljeni pravac Zemlja-Sunce nalazi sjeverno od ekvatora. Premda razni autori nude više različitih modela, određivanje deklinacije Sunca u ovom radu vrši se prema izrazu iz [27]:

$$\sin \delta_s = 0.398 \cdot \cos[0.986 \cdot (N - 173)] \quad (2.1)$$

gdje je N redni broj dana u godini (od 1 do 365). Drugi kut značajan za kretanje Zemlje oko Sunca je sunčev satni kut, čija se vrijednost mijenja usljed rotacije Zemlje oko vlastite osi od 360° u 24 sata.

Prema tome, jednom satu odgovara kut od 15° . Satni kut α_h jednak je nuli u podne po sunčevom vremenu, pozitivan je prije podne, a negativan poslije podne. Sunčevo vrijeme se, međutim, razlikuje od satnog vremena izmjenjenog na Zemlji i to iz dva razloga: prvo, jer trajanje dana varira usljed eliptičnosti zemljine orbite i drugo, jer se satno vrijeme mjeri u odnosu na standardni vremenski meridijan SML koji prolazi približno kroz sredinu pojedine vremenske zone. Stoga su sunčevo vrijeme ST u satima i mjesno satno vrijeme LST povezani preko izraza:

$$ST = LST - ET - \frac{1}{15}(LL - SML) \quad (2.2)$$

gdje LL označava mjesni meridijan i ET dodatak prema jednadžbi vremena. Dodatak ET u satima odnosi se na razlike u trajanju dana tijekom godine i za pojedini dan u godini N dan je izrazom:

$$ET = 12 + 0.1236 \sin x - 0.0043 \cos x + 0.1538 \sin(2x) + 0.0608 \cos(2x) \quad (2.3)$$

gdje je parametar x :

$$x = \frac{360(N-1)}{365.24} \quad (2.4)$$

Položaj Sunca u odnosu na određenu geografsku lokaciju na Zemlji u svakom vremenskom trenutku određuju kut visine Sunca β i azimut Sunca ϕ (vidi sliku 2.1). Kut visine Sunca β ovisi o ranije definiranoj deklinaciji Sunca δ_s i satnom kutu α_h , što je prikazano izrazom:

$$\sin \beta = \cos L \cos \delta_s \cos \alpha_h + \sin L \sin \delta_s \quad (2.5)$$

gdje L predstavlja kut geografske širine, koji poprima pozitivne vrijednosti za područje sjeverno od ekvatora, a negativne vrijednosti za područje južno od ekvatora. Azimut Sunca dan je izrazom:

$$\sin \phi = \frac{\cos \delta_s \sin \alpha_h}{\cos \beta} \quad (2.6)$$

Za određivanje intenziteta sunčevog zračenja na površinu proizvoljnog nagiba i orijentacije, potrebno je odrediti upadni kut θ sunčevog zračenja na promatranu površinu, koji se definira kao kut između zamišljenog pravca površina-Sunce i normale na površinu, prema izrazu:

$$\cos \theta = \sin \alpha \cos \beta \cos(\phi - \psi) + \cos \alpha \sin \beta \quad (2.7)$$

gdje je α kut nagiba površine od horizontale, a ψ azimut površine (kut mjeren od juga – prema zapadu pozitivan, prema istoku negativan).

Pri određivanju upadnog kuta θ mogu se izdvojiti dva karakteristična slučaja:

- kada je površina vodoravna, $\alpha = 0^\circ$:

$$\cos \theta_H = \sin \beta \quad (2.8)$$

- kada je površina okomita, $\alpha = 90^\circ$:

$$\cos \theta_V = \cos \beta \cos(\phi - \psi) \quad (2.9)$$

Direktna i difuzna komponenta globalnog sunčevog zračenja

Izmjerene satne vrijednosti globalnog sunčevog zračenja I_T na vodoravnu površinu sastoje se od direktne i difuzne komponente. Sunčevo zračenje na promatranu površinu, koje putuje direktno od Sunca do promatrane površine naziva se direktno sunčevo zračenje, označeno s I_D . Srednja ekstraterestrička vrijednost ove veličine je solarna konstanta $I_{SC}=1353\text{W/m}^2$. Promjena intenziteta ekstraterestričkog direktnog sunčevog zračenja tijekom godine, usljed ekscentričnosti zemljine orbite, dana je izrazom:

$$I_{D,Y}(N) = \left[1 + 0.034 \cos\left(\frac{360 \cdot N}{365}\right) \right] \cdot I_{SC} \quad (2.10)$$

Za određivanje direktne komponente globalnog sunčevog zračenja odabire se metoda Threlkelda i Jordana [2] preko faktora čistoće neba K_T koji se određuje iz izraza:

$$K_T = \frac{I_T}{I_{D,Y}(N) \sin \beta} \quad (2.11)$$

nakon čega se uvrsti u izraz za direktnu komponentu I_D koja pada na promatranu površinu:

$$I_D = (aK_T + b)I_{D,Y}(N) \quad (2.12)$$

pri čemu a , b predstavljaju iskustvene koeficijente prikazane u tablici 2.2.

Tablica 2.2 Iskustveni koeficijenti za izraz (2.12)

Interval za K_T	a	b
0.00 ÷ 0.05	0.04	0.000
0.05 ÷ 0.15	0.01	0.002
0.15 ÷ 0.25	0.06	-0.006
0.25 ÷ 0.35	0.32	-0.071
0.35 ÷ 0.45	0.82	-0.246
0.45 ÷ 0.55	1.56	-0.579
0.55 ÷ 0.65	1.69	-0.651
0.65 ÷ 0.75	1.49	-0.521
0.75 ÷ 0.85	0.27	0.395

Dio globalnog sunčevog zračenja ne prolazi direktno do zemljine površine, već se raspršuje u atmosferskim česticama, te na Zemlju pada u vidu tzv. zračenja neba ili difuznog zračenja. Nakon određivanja direktne komponente sunčevog zračenja, difuzna komponenta I_d jednostavno se odredi iz izraza:

$$I_d = I_T - I_D \sin \beta \quad (2.13)$$

Sve navedene veličine (I_T , I_D , I_d) odnose se na vodoravnu površinu. Direktno sunčevo zračenje na površinu proizvoljnog nagiba od horizontale α i orijentacije jednostavno se odredi prema:

$$I_{D\alpha} = I_D \cos \theta \quad (2.14)$$

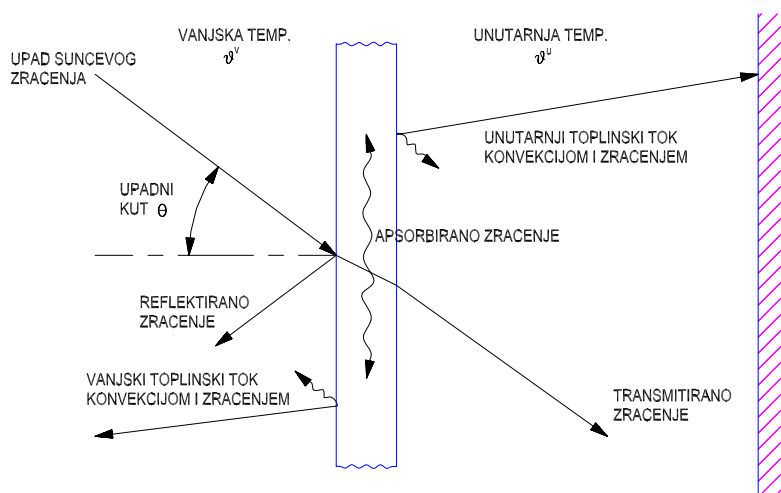
dok se ukupno sunčevo zračenje na tu površinu određuje iz:

$$I_{T\alpha} = I_D \cos \theta + I_d \cos^2 \left(\frac{\alpha}{2} \right) + r I_T \sin^2 \left(\frac{\alpha}{2} \right) \quad (2.15)$$

gdje se prvi član odnosi na direktno zračenje, drugi član na difuzno zračenje, dok se treći član odnosi na reflektirano zračenje od okolnih površina. U trećem članu, koeficijent refleksije može se uzeti kao konstanta približne vrijednosti $r = 0.2$.

2.2.3 Sunčevo zračenje na prozorsku površinu

Prilikom upada sunčevog zračenja na prozorsku površinu, ovisno o svojstvima stakla, dio dozračene energije se propusti (transmitira) kroz staklo, dio se odbije (reflektira) od stakla, a dio se upije (apsorbira) u staklo (vidi sliku 2.2).



Slika 2.2 Toplinski tokovi usljed sunčevog zračenja na staklenu površinu

Transmitirani toplinski tok od sunčevog zračenja, koji pada na neku plohu prostorije, ovisno o upadnom kutu θ , predstavlja ukupni upad topline usljed sunčevog zračenja umanjen za reflektirani i apsorbirani dio. Transmitirani dio predstavlja dobitak topline od sunčevog zračenja usljed kojeg dolazi do povećanja površinske temperature ploha prostorije, dok apsorbirani dio dovodi do povećanja temperature stakla, te se kasnije prenosi u prostoriju konvekcijom i zračenjem s unutarnje površine stakla.

Prozor s jednostrukim staklom

Faktori pomoću kojih se određuju pojedini djelovi upada sunčevog zračenja nazivaju se transmitancija T , reflektancija R i apsorbtancija A . Izračunavanje tih faktora, koji prvenstveno ovise o valnoj duljini zračenja, upadnom kutu zračenja i svojstvima stakla, predstavlja složen matematički problem, koji se, kako je detaljno prikazano u [4] i [16], analitički rješava kombinacijom Fresnelovih formula za unutarnju refleksiju i razvoja faktora iz apsorbiranog dijela zračenja u odgovarajući matematički red. Nakon sređivanja tih izraza dobiju se za transmitanciju i reflektanciju direktne komponente sunčevog zračenja za jednostruko staklo sljedeći izrazi:

$$T_{D1} = \frac{1}{2}(T_{P1} + T_{N1}) \quad (2.16)$$

$$A_{D1} = \frac{1}{2}(A_{P1} + A_{N1}) \quad (2.17)$$

gdje se indeksi P i N odnose na komponente paralelne s ravninom stakla, odnosno u smjeru normale na ravninu stakla. Izrazi za difuzno zračenje dani su prema [4]:

$$T_{d1} = \int_0^{\frac{\pi}{2}} T_{D1} \sin(2\theta) d\theta \quad (2.18)$$

$$A_{d1} = \int_0^{\frac{\pi}{2}} A_{D1} \sin(2\theta) d\theta \quad (2.19)$$

Obzirom na visoku složenost ovakvog proračuna, Stephenson je dao prijedlog proračuna prethodnih faktora koji se temelji na polinomskoj funkcijskoj vezi s kosinusom upadnog kuta sunčevog zračenja (vidi izraz (2.7)). Koeficijenti polinoma za jednostruko staklo debljine 3mm dani su u tablici 2.3. Novi izrazi za transmitanciju sada imaju sljedeći oblik:

$$T_{D1} = \sum_{j=0}^5 \tau_j \cos^j \theta \quad (2.20)$$

$$T_{d1} = 2 \sum_{j=0}^5 \frac{\tau_j}{j+2} \quad (2.21)$$

a izrazi za apsorbanciju poprimaju oblik:

$$A_{D1} = \sum_{j=0}^5 a_j \cos^j \theta \quad (2.22)$$

$$A_{d1} = 2 \sum_{j=0}^5 \frac{a_j}{j+2} \quad (2.23)$$

Transmitirani dio toplinskog dobitka usljed upada sunčevog zračenja jednostavno se može odrediti zbrajanjem direktne i difuzne komponente putem izraza:

$$q_{T1} = I_{D\alpha} T_{D1} + I_{d\alpha} T_{d1} \quad (2.24)$$

gdje $I_{D\alpha}$ predstavlja prvi član iz izraza (2.15), a $I_{d\alpha}$ preostala dva člana iz istog izraza, dok se T_{D1} i T_{d1} određuju prema izrazima (2.20) i (2.21).

Apsorbirani dio sunčevog zračenja određuje se iz izraza:

$$q_{A1} = I_{D\alpha} A_{D1} + I_{d\alpha} A_{d1} \quad (2.25)$$

Toplinski dobitak usljed upada sunčevog zračenja na prozorsku površinu naziva se u literaturi “faktor solarnog toplinskog dobitka” (eng. SHGF), te zapravo predstavlja gustoću transmitiranog i apsorbiranog toplinskog toka svedenu na jedinicu površine 1 m^2 :

$$\text{SHGF} = q_{T1} + N^U \cdot q_{A1} \quad (2.26)$$

gdje je N^U udio unutarnjeg toplinskog toka konvekcijom i zračenjem u apsorbiranom zračenju.

Prozor s dvostrukim staklom

Izrazi za prozor s dvostrukim staklom slični su izrazima za prozor s jednostrukim staklom. Za transmitanciju i dalje vrijede izrazi (2.20) i (2.21), samo se mijenjaju vrijednosti koeficijenata τ_j . Apsorbancija se, međutim, treba odrediti posebno za vanjsko i posebno za unutarnje staklo. Stoga se izrazi (2.22) i (2.23) moraju izračunati pomoću dvije skupine koeficijenata polinoma kako slijedi:

$$A_{D2}^V = \sum_{j=0}^5 a_j^V \cos^j \theta \quad (2.27)$$

$$A_{D2}^U = \sum_{j=0}^5 a_j^U \cos^j \theta \quad (2.28)$$

$$A_{d2}^V = 2 \sum_{j=0}^5 \frac{a_j^V}{j+2} \quad (2.29)$$

$$A_{d2}^U = 2 \sum_{j=0}^5 \frac{a_j^U}{j+2} \quad (2.30)$$

Koeficijenti polinoma za dvostruko staklo pojedinačne debljine 3mm dani su u tablici 2.3. Analogno gore navedenom, izraz za transmitirani dio sunčevog zračenja zadržava oblik kao (2.24), dok se apsorbirani dio sunčevog zračenja određuje posebno za svako staklo:

$$q_{A1} = I_{D\alpha} A_{D2}^V + I_{d\alpha} A_{d2}^V \quad (2.31)$$

$$q_{A2} = I_{D\alpha} A_{D2}^U + I_{d\alpha} A_{d2}^U \quad (2.32)$$

Na posljetku, za “faktor solarnog toplinskog dobitka” SHGF sada vrijedi izraz:

$$\text{SHGF} = q_{T1} + N^V \cdot q_{A1} + N^U \cdot q_{A2} \quad (2.33)$$

gdje su N^U i N^V udjeli unutarnjeg toplinskog toka konvekcijom i zračenjem u apsorbiranom zračenju posebno za vanjsko i posebno za unutarnje staklo, koji se određuju iz toplinskih otpora prolazu topline vanjskog stakla, zračnog sloja i unutarnjeg stakla.

Tablica 2.3 Koeficijenti polinoma za određivanje transmitancije i apsorbancije stakla debljine 3 mm

Indeks j	Jednostruko staklo		Dvostruko staklo		
	a_j	τ_j	a_j^V	a_j^U	τ_j
0	0.01154	-0.00885	0.01407	0.00228	-0.00401
1	0.77674	2.71235	1.06226	0.34559	0.74050
2	-3.94675	-0.62062	-5.59131	-1.19908	7.20350
3	8.57881	-7.07329	12.15034	2.22366	-20.11763
4	-8.38135	9.75995	-11.78092	-2.05287	19.68824
5	3.01188	-3.89992	4.20070	0.72376	-6.74585

2.2.4 Kombinirana vanjska temperatura

Apsorbcija sunčevog zračenja, stanje zraka vanjskog okoliša i zračenje između površine i okolnog prostora predstavljaju utjecajne čimbenike na izmjenu topline između promatrane vanjske plohe prostorije i vanjskog okoliša. Kombinirana vanjska temperatura, u prvom poglavlju prikazana izrazom (1.9), omogućuje povezivanje sunčevog zračenja s temperaturom vanjskog zraka u jednu veličinu, tako da se ukupni toplinski tok izmjenjen na vanjskoj površini zida ili krova može odrediti preko ukupnog koeficijenta prijelaza topline. Izraz (1.9) proizlazi iz toplinske bilance na vanjskoj plohi:

$$q_{UK} = q_K + q_{ZR} + q_S + q_O - q_{NT} \quad (2.34)$$

U prethodnom izrazu q_K predstavlja konvektivnu toplinu, q_{ZR} zračenje, q_S apsorbirano sunčevo zračenje, q_O niskotemperaturno zračenje okolnog prostora i neba i q_{NT} niskotemperaturno zračenje promatrane plohe u okolni prostor.

Ukoliko se konvektivni toplinski tok i zračenje izraze zajedno preko ukupnog koeficijenta prijelaza topline, a za ostale izmjenjene topline se uvrste odgovarajući izrazi, prethodni izraz prelazi u oblik:

$$q_{UK} = (\alpha_K + \alpha_{ZR})(\mathcal{G}^V - \mathcal{G}^{SV}) + a_S I_{T\alpha} + \varepsilon_o \left[\varepsilon_A F_A C_c \left(\frac{T_A}{100} \right)^4 + \varepsilon_{OB} F_{OB} C_c \left(\frac{T_{OB}}{100} \right)^4 \right] - \varepsilon_o C_c \left(\frac{T^V}{100} \right)^4 \quad (2.35)$$

Značajno pojednostavljenje ovog izraza može se postići ako se uvede pretpostavka da su vrijednosti srednjih temperatura atmosfere T_A i okolinih objekata T_{OB} približno jednake temperaturi vanjskog zraka T^V . Time se prethodni izraz može napisati u obliku:

$$q_{UK} = (\alpha_K + \alpha_{ZR})(\mathcal{G}^V - \mathcal{G}^{SV}) + a_S I_{T\alpha} - \varepsilon_o C_c \left(\frac{T^V}{100} \right)^4 [1 - \varepsilon_A F_A - \varepsilon_{OB} F_{OB}] \quad (2.36)$$

gdje se posljednji član, koji predstavlja razliku između upada dugovalnog zračenja atmosfere i okolnog prostora na površinu i zračenja crnog tijela čija površinska temperatura odgovara temperaturi vanjskog zraka, može zamijeniti s $\varepsilon_o \Delta R$. Ukoliko se, uz to, uvrsti $\alpha_K + \alpha_{ZR} = \alpha^V$, izraz (2.36) poprima konačni oblik:

$$q_{UK} = \alpha^V (\mathcal{G}^V - \mathcal{G}^{SV}) + a_S I_{T\alpha} - \varepsilon_o \Delta R \quad (2.37)$$

Ako se prethodni izraz izjednači s:

$$q_{UK} = \alpha^V (\mathcal{G}^{KV} - \mathcal{G}^{SV}) \quad (2.38)$$

za kombiniranu vanjsku temperaturu slijedi:

$$\mathcal{G}^{KV} = \mathcal{G}^V + \frac{a_S I_{T\alpha}}{\alpha^V} - \frac{\varepsilon_o \Delta R}{\alpha^V} \quad (2.39)$$

gdje su a_S apsorpcijski faktor površine za sunčevo zračenje, $I_{T\alpha}$ ukupno sunčevo zračenje na površinu prema jednadžbi (2.15) i ε_o emisijski faktor površine. U članu jednadžbe (2.36) kasnije označenom s ΔR , $C_c = 5.667 \text{ W/(m}^2(100\text{K})^4)$ je konstanta zračenja crnog tijela, dok F_A i F_{OB} predstavljaju faktore kuta zračenja između promatrane površine i atmosfere, odnosno okolnog prostora. Ti su faktori funkcija kosinusa kuta nagiba α površine od horizontale:

$$F_A = \frac{1 + \cos \alpha}{2} \quad (2.40)$$

$$F_{OB} = \frac{1 - \cos \alpha}{2} \quad (2.41)$$

Veličina ε_A , koja se naziva koeficijent protuzračenja atmosfere, mijenja se s promjenom vanjske temperature približno po linearnom zakonu:

$$\varepsilon_A = \frac{g^V}{300} + 0.7 \quad (2.42)$$

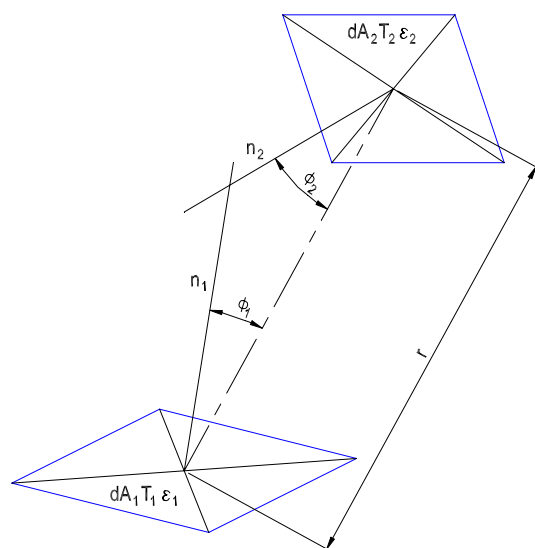
za raspon vanjskih temperatura od -15°C do 35°C .

Do sada navedni izrazi pretpostavljali su vedro nebo, odnosno nebo bez oblaka. Vrijednost ΔR za nebo s oblacima moguće je odrediti, uz poznavanje faktora naoblake T_N kojim se izražava pokrivenost neba oblacima u rasponu od 0 do 10 i koji predstavlja meteorološki podatak (vidi tablicu 2.1), iz:

$$\Delta R_T = \Delta R \cdot \left(1 - \frac{T_N}{10}\right) \quad (2.43)$$

2.2.5 Geometrijski faktori zračenja

Transmitirani dio sunčevog zračenja koji kroz prozor pada na neke od ploha prostorije, zračenje s unutarnje površine stakla i zračenje unutarnjih izvora topline djelomično se apsorbiraju na plohama prostorije, a djelomično se reflektiraju na ostale plohe. Taj složeni mehanizam izmjene topline zračenjem između proizvoljno smještenih ploha u prostoru ovisi o prostornim kutevima pod kojima se plohe međusobno “vide” i obuhvaća se geometrijskim faktorima zračenja, koji se u literaturi nazivaju još faktorima vidljivosti [16], odnosno faktorima konfiguracije [18].



Slika 2.3 Općenito smještene plohe u prostoru

Prostorni kut, pod kojim se ploha dA_2 vidi s plohe dA_1 je:

$$d\omega_1 = \frac{dA_2 \cos \phi_2}{r^2} \quad (2.44)$$

dok je prostorni kut pod kojim se ploha dA_1 vidi s plohe dA_2 :

$$d\omega_2 = \frac{dA_1 \cos \phi_1}{r^2} \quad (2.45)$$

Pretpostavi li se zanemariva refleksija između dviju ploha, za izmjenjeni toplinski tok bit će relevantno samo vlastito zračenje [18]. Tada je dio toplinskog toka, emitiranog u poluprostor s elementa dA_1 , u smjeru normale n_1 :

$$dE_{n1} = \frac{\varepsilon_1}{\pi} C_c \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 dA_1 \quad (2.46)$$

a, prema Lambertovu zakonu kosinusa, zračenje u smjeru kuta ϕ_1 u odnosu na smjer normale n_1 iznosi:

$$dE_{\phi1} = \frac{\varepsilon_1}{\pi} C_c \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 \cos \phi_1 dA_1 \quad (2.47)$$

Obzirom na to da se element dA_2 vidi s elementa dA_1 pod prostornim kutem $d\omega_1$, tada od prethodnog zračenja na element dA_2 otpada vrijednost:

$$d^2 E_{\phi12} = \frac{\varepsilon_1}{\pi} C_c \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 \frac{\cos \phi_1 \cos \phi_2}{r^2} dA_1 dA_2 \quad (2.48)$$

od čega ploha dA_2 apsorbira vrijednost:

$$d^2 E_{a12} = \frac{\varepsilon_2 \varepsilon_1}{\pi} C_c \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 \frac{\cos \phi_1 \cos \phi_2}{r^2} dA_1 dA_2 \quad (2.49)$$

Na isti način se može dobiti iznos dozračene energije koji od plohe dA_2 apsorbira ploha dA_1 :

$$d^2 E_{a21} = \frac{\varepsilon_1 \varepsilon_2}{\pi} C_c \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \frac{\cos \phi_1 \cos \phi_2}{r^2} dA_1 dA_2 \quad (2.50)$$

Razlika apsorbiranih iznosa iz jednadžbi (2.49) i (2.50) predstavlja izmjenjeni diferencijalni iznos toplinskog toka zračenjem između ploha dA_1 i dA_2 :

$$d^2 \Phi_{ZR12} = \frac{\varepsilon_1 \varepsilon_2}{\pi} C_c \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \frac{\cos \phi_1 \cos \phi_2}{r^2} dA_1 dA_2 \quad (2.51)$$

dok se toplinski tok zračenjem između konačnih površina A_1 i A_2 dobije integracijom gornje jednačbe:

$$\Phi_{ZR12} = \frac{\varepsilon_1 \varepsilon_2}{\pi} C_c \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \iint_{A_2 A_1} \frac{\cos \phi_1 \cos \phi_2}{r^2} dA_1 dA_2 \quad (2.52)$$

Pomoću dvostrukog integrala u jednačbi (2.52) može se izraziti geometrijski faktor zračenja F_{12} , koji ovisi samo o međusobnom geometrijskom položaju ploha:

$$F_{12} = \frac{1}{A_1 \pi} \iint_{A_2 A_1} \frac{\cos \phi_1 \cos \phi_2}{r^2} dA_1 dA_2 \quad (2.53)$$

pa se izraz (2.52) može prevesti u jednostavniji oblik:

$$\Phi_{ZR12} = F_{12} \varepsilon_1 \varepsilon_2 A_1 C_c \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \quad (2.54)$$

Analogno prethodnom izvodu, može se pokazati da također vrijedi:

$$\Phi_{ZR12} = F_{21} \varepsilon_1 \varepsilon_2 A_2 C_c \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \quad (2.55)$$

čime se dobiva sljedeća veza između geometrijskih faktora zračenja:

$$F_{12} A_1 = F_{21} A_2 \quad (2.56)$$

Ukoliko se to primjeni na niz od n konačnih ravnih površina koje tvore zatvorenu konturu, kao što je slučaj sa plohamu prostorijske, tada vrijedi:

$$F_{ij} A_i = F_{ji} A_j \quad (2.57)$$

stim da suma svih geometrijskih faktora zračenja s jedne površine na ostale površine mora biti jednaka jedinici:

$$\sum_{j=1}^n F_{ij} = 1 \quad (2.58)$$

Iz izraza (2.53) mogu se odrediti geometrijski faktori zračenja za niz različitih oblika i položaja ploha u prostoru. Tako se u odgovarajućoj literaturi mogu pronaći gotovi izrazi [24] ili dijagrami [24], [1] za geometrijske faktore zračenja za najčešće korištene oblike i međusobne položaje ploha.

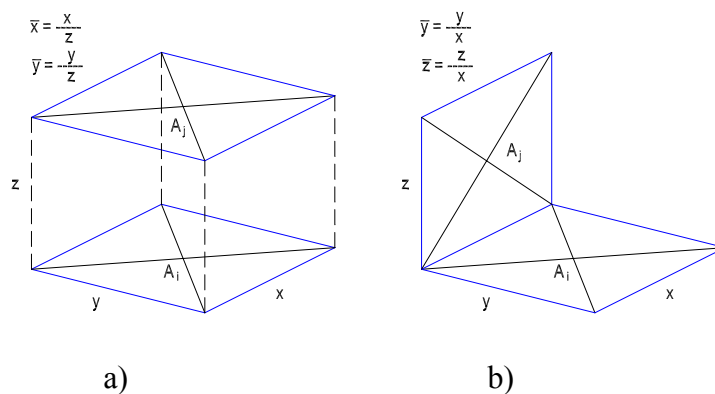
Tako se za dvije paralelne ravne plohe dobije se geometrijski faktor zračenja:

$$F_{ij} = \frac{2}{\pi \bar{x}\bar{y}} \left\{ \ln \left[\frac{(1 + \bar{x}^2)(1 + \bar{y}^2)}{1 + \bar{x}^2 + \bar{y}^2} \right]^{1/2} + \bar{x}(1 + \bar{y}^2)^{1/2} \tan^{-1} \frac{\bar{x}}{(1 + \bar{y}^2)^{1/2}} + \bar{y}(1 + \bar{x}^2)^{1/2} \tan^{-1} \frac{\bar{y}}{(1 + \bar{x}^2)^{1/2}} - \bar{x} \tan^{-1} \bar{x} - \bar{y} \tan^{-1} \bar{y} \right\} \quad (2.59)$$

a za dvije međusobno okomite ravne plohe sa zajedničkim rubom dobije se geometrijski faktor zračenja:

$$F_{ij} = \frac{1}{\pi \bar{y}} \left(\bar{y} \tan^{-1} \frac{1}{\bar{y}} + \bar{z} \tan^{-1} \frac{1}{\bar{z}} - (\bar{y}^2 + \bar{z}^2)^{1/2} \tan^{-1} \frac{1}{(\bar{y}^2 + \bar{z}^2)^{1/2}} + \frac{1}{4} \ln \left\{ \frac{(1 + \bar{y}^2)(1 + \bar{z}^2)}{1 + \bar{y}^2 + \bar{z}^2} \right. \right. \\ \left. \left. \times \left[\frac{\bar{y}^2(1 + \bar{y}^2 + \bar{z}^2)}{(1 + \bar{y}^2)(\bar{y}^2 + \bar{z}^2)} \right]^{\bar{y}^2} \left[\frac{\bar{z}^2(1 + \bar{y}^2 + \bar{z}^2)}{(1 + \bar{z}^2)(\bar{y}^2 + \bar{z}^2)} \right]^{\bar{z}^2} \right\} \right) \quad (2.60)$$

Geometrijski odnosi $\bar{x}$, $\bar{y}$, $\bar{z}$, korišteni u izrazima (2.59) i (2.60), prikazani su na slici 2.3. Izrazi (2.59) i (2.60) ukazuju na visoku razinu složenosti matematičkog modela za određivanje geometrijskih faktora zračenja, čak i kod relativno jednostavnih geometrijskih oblika površine. Pri tom je potrebno još ostvariti zadovoljavanje uvjeta iz (2.57) i (2.58) ukoliko se radi o zatvorenoj konturi, poput ploha prostorije. U okviru ovog rada razvijen je računarski program koji objedinjuje u jednu cjelinu sve navedene izraze.



Slika 2.4 Prikaz geometrije a) paralelnih pravokutnika
b) okomitih pravokutnika

3. SUSTAV POVRATA TOPLINSKE ENERGIJE

Povratom toplinske energije iz istrošenog zraka omogućuje se potpunije iskorištenje energije u procesima pripreme zraka u sustavima ventilacije i klimatizacije. Za tu svrhu koristi se danas niz različitih sustava povrata toplinske energije, čijom se primjenom u sustavima klimatizacije ostvaruju brojne prednosti:

1. Ušteda energije

- smanjenje utroška toplinske i rashladne energije za grijanje i hlađenje zraka, te za ovlaživanje i odvlaživanje zraka
- smanjenje utroška goriva
- smanjenje toplinskog učinka grijača, rashladnog učinka hladnjaka, učinka ovlaživača.

2. Zaštita čovjekova okoliša

- smanjenje emisije štetnih plinova u okoliš (CO_2 , CO, SO_2 , NO_x)
- smanjenje emisije otpadne topline procesa izgaranja u okoliš.

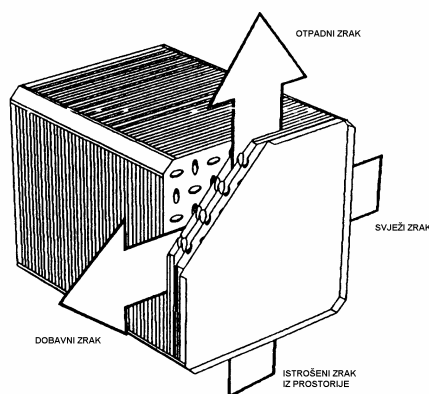
Mogući broj različitih primjena sustava povrata toplinske energije vrlo je velik, od industrijskih procesa do komforne klimatizacije. Osnovna podjela sustava povrata toplinske energije je na rekuperativne i regenerativne sustave. Iskorištenje sustava povrata topline izražava se preko stupnja iskorištenja, koji se naziva još i stupnjem povrata topline, te stupnjem djelovanja. Stupanj iskorištenja predstavlja odnos između ostvarenog i teorijski mogućeg prijelaza topline između struja zraka. Način određivanja stupnja iskorištenja detaljnije će se opisati u ovom poglavlju kod sustava povrata toplinske energije koji je odabran za analizu u ovom radu. Premda dizalice topline i transformatori topline također ostvaruju značajne uštede energije, većina ih autora ne smatra sustavima povrata toplinske energije u užem smislu, jer se za njihov pogon troši razmjerno velika količina energije – najčešće električne za pogon kompresora.

3.1 REKUPERATIVNI SUSTAVI

Kod rekuperativnih sustava povrata toplinske energije struje fluida su međusobno razdvojene čvrstom stijenkama koja može, ovisno o potrebi, služiti kao rashladna, odnosno ogrijevna površina. Rekuperativni sustavi u načelu nemaju mogućnost prijenosa vlage u procesu povrata toplinske energije, te stoga najčešće ostvaruju samo povrat osjetne (senzibilne) topline. Međutim, u slučaju niskih vanjskih temperatura, odnosno niskih temperatura izmjenjivačkih površina, moguća je djelomična kondenzacija vlage iz istrošenog zraka, te se tako može ostvariti i povrat latentne topline.

Najrasprostranjeniji tip rekuperativnih sustava povrata toplinske energije je pločasti izmjenjivač topline (vidi sliku 3.1). Taj sustav nema pokretnih dijelova, a struja dobavnog zraka i struja istrošenog zraka izmjenjuju toplinu preko ploča koje ih razdvajaju. Materijali od kojih su načinjene ploče su najčešće aluminij ili posebni umjetni materijali otporni na koroziju. Pojedine struje zraka prolaze kroz izmjenjivač križno jedna u odnosu na drugu, bez obzira na to da li je izmjenjivač u klima komori postavljen okomito ili dijagonalno u odnosu na osnovni smjer strujanja zraka. Učinak izmjenjivača, odnosno iskorištenje sustava povrata toplinske energije ovisi o konstrukcijskim i pogonskim veličinama, kao što su oblik ploča, razmak između ploča, ugradbene dimenzije, brzina strujanja zraka kroz izmjenjivač i sl. Uobičajene brzine strujanja zraka na ulazu u izmjenjivač su između 2m/s i 3m/s, pri čemu se ostvaruju stupnjevi povrata topline prosječno između 50% i 60%. Dodatna povećanja stupnja

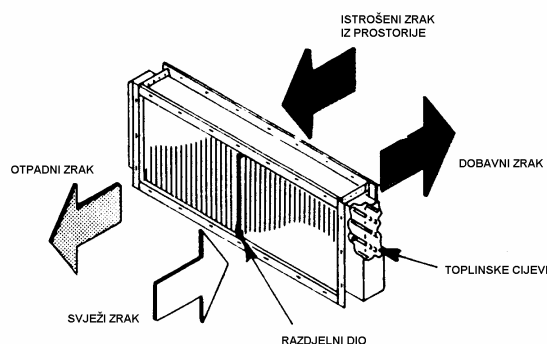
povrata topline moguće je ostvariti povećanjem ugradbene duljine, postavljanjem dvaju izmjenjivača jednog iza drugog, te odgovarajućim preusmjeravanjem struja zraka kroz izmjenjivače. Navedeni podaci vrijede za povrat osjetne topline, a ukoliko se, usljed kondenzacije vlage iz istrošenog zraka na stijenkama izmjenjivača, ostvari i povrat latentne topline, time se stupanj povrata topline povećava za još 5% do čak 30%. Jedan od osnovnih nedostataka je što sam sustav nije regulabilan, a regulacija učinka sustava vrši se isključivo ugradnjom obilaznog voda (*eng.* bypass), te preusmjeravanjem struje zraka pomoću zaklopki. Također je, iz konstrukcijskih razloga, razdioba temperature po poprečnom presjeku obiju struja zraka na izlazu iz izmjenjivača nejednolika. To u slučaju niskih vanjskih temperatura, ako stanje zraka padne ispod točke rosišta, može dovesti do smrzavanja vlage, što ima za posljedicu smanjenje učinka sustava. Stoga, ako klimatski uvjeti to zahtijevaju, treba zaštititi izmjenjivač od smrzavanja propuštanjem dijela struje vanjskog zraka preko bypassa ili predgrijavanjem vanjskog zraka. Prednost ovakvog sustava povrata topline je u jednostavnosti izvedbe i održavanja, te dobroj iskoristivosti.



Slika 3.1 Sustav povrata topline s pločastim izmjenjivačem

Toplinske cijevi (*eng.* Heat Pipes) također predstavljaju pasivni sustav povrata toplinske energije (bez pokretnih dijelova). Ovaj se sustav sastoji od snopa orebrenih cijevi koje nisu međusobno povezane, već su zatvorene na krajevima, evakuirane i napunjene odgovarajućom količinom radnom tvari (npr. R134a). Pravilan izbor radne tvari ima velik utjecaj na učinak sustava, jer odabrana radna tvar treba imati visoku toplinu isparavanja, visoku površinsku napetost, nisku viskoznost kondenzata u radnom području i mora biti termički stabilna na radnim temperaturama. Materijali koji se najčešće koriste u sustavima klimatizacije su: bakar za cijevi i aluminij za rebra. Svaka cijev ima kondenzacijsku i isparivačku sekciju, tako da se dio cijevi u kojem radna tvar kondenzira nalazi u struju zraka koju treba zagrijati, dok se dio cijevi u kojem radna tvar isparava nalazi u struji zraka koju treba ohladiti. Nakon kondenzacije, tekuća radna tvar ponovno dolazi u isparivačku sekciju, tako da se ciklus ponavlja. Najjednostavniji način ugradnje toplinskih cijevi je u okomitoj izvedbi, gdje radna tvar isparava u donjem dijelu cijevi, kondenzira u gornjem, a transport kondenzata odvija se uz pomoć gravitacije. U tom se slučaju gornji dio cijevi nalazi u struji dobavnog zraka, stoga povrat rashladne energije u sezoni hlađenja nije moguć. Nedostatak ove izvedbe je u nemogućnosti regulacije učinka bez ugradnje bypassa. Alternativno rješenje predstavlja vodoravna izvedba Heat Pipes izmjenjivača (vidi sliku 3.2), gdje se snop cijevi postavlja na klackalicu, kako bi mu se mogao mijenjati nagib. Osim što se tako može regulirati učinak sustava, te time ujedno zaštititi sustav od smrzavanja, na taj se način može okrenuti smjer odvijanja procesa, te tako ostvariti i povrat rashladne energije.

Stupnjevi povrata topline kod ovog sustava kreću se između 50% i 60%, uz mogućnost povećanja s povećanjem broja cijevi u smjeru strujanja zraka. Obzirom da se ista cijev nalazi u obje struje zraka, ukoliko postoje posebni zahtjevi u pogledu propuštanja istrošenog zraka, tada se struje odjeljuju posebnom dvostrukom razdjelnom stijenkom. Osnovne prednosti ovakvog sustava su u fleksibilnosti i kompaktnosti izvedbe, visokom specifičnom učinku, te dobroj regulabilnosti (kod vodoravne izvedbe).



Slika 3.2 Sustav povrata topline s Heat Pipes izmjenjivačem

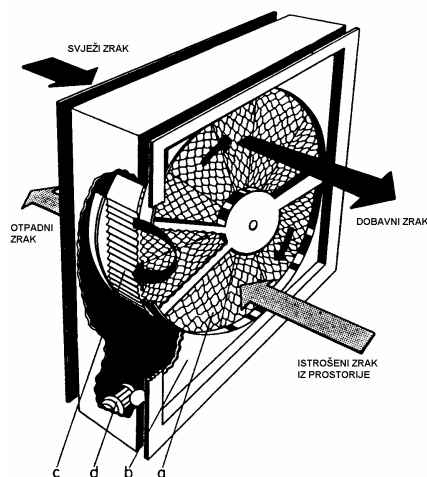
Povezani sustav kružnog toka s orebrenim izmjenjivačima zrak-voda razvijen je za slučajeve povrata topline između struja zraka koje su međusobno udaljene, da bi vremenom ušao u vrlo široku primjenu. Obzirom da je taj sustav odabran za analizu u okviru ovog rada, njegove se osobine detaljno opisuju u posebnom dijelu ovog poglavlja, pod naslovom 3.3.

3.2 REGENERATIVNI SUSTAVI

Regenerativni sustavi povrata toplinske energije, kao i rekuperatori, imaju mogućnost prijenosa senzibilne i latentne topline između dviju struja zraka. Međutim, pored toga regeneratori se može ostvariti i prijenos vlage, s tim da zimi mogu služiti za ovlaživanje, a ljeti za odvlaživanje dobavne struje zraka.

U današnje vrijeme najširu primjenu imaju rotirajući regeneratori, čiji je osnovni konstrukcijski element rotirajuća akumulacijska masa izvedna u obliku saća (vidi sliku 3.3). Prijenos topline i vlage ostvaruje se rotacijom akumulacijske mase kroz dvije struje zraka, pri čemu se jedna struja hladi i odvlažuje, a druga struja se zagrijava i ovlažuje. Unutar saća strujanje zraka treba biti laminarno, kako bi put čestica, uključujući i nečistoće, bio paralelan s osi rotacije rotora. Ukoliko se, uz to, dvije struje zraka vode kroz regeneratore na protusmjernom principu, time se ostvaruje tzv. efekt samočišćenja. S druge strane, fina struktura saća ne dopušta mirovanje rotora, pa se u vremenu kada nije potreban povrat topline rotor vrti s minimalnim brojem okretaja. Prema strukturi površine akumulacijske mase razlikuju se dva tipa rotirajućih regeneratore – sorpcijski i kondenzacijski. Sorpcijski regeneratori imaju higroskopnu površinu akumulacijske mase, pri čemu se vlaga iz vlažnije struje zraka adsorpcijski veže na higroskopnu površinu i predaje drugoj struji zraka. Na tom se principu temelji grijanje i ovlaživanje hladnog vanjskog zraka u sezoni grijanja, odnosno hlađenje i odvlaživanje toplog vanjskog zraka u sezoni hlađenja. Pri tom su maksimalne vrijednosti stupnjeva iskorištenja pri prijenosu topline, odnosno mase približno jednake. Kondenzacijski regeneratori konstrukcijski su slični sorpcijskim, no nemaju higroskopnu površinu, pa se prijenos vlage može ostvariti samo kondenzacijom vlage iz istrošenog zraka na površini akumulacijske mase, ako stanje zraka padne ispod točke rosišta.

Stoga kondenzacijski regeneratori služe za prijenos topline i vlage samo u sezoni grijanja, dok je u sezoni hlađenja moguć samo povrat osjetne topline. Materijal od kojeg je izrađena akumulacijska masa najčešće je aluminij, dok se za higroskopni površinski sloj kod sorpcijskih regeneratora koristi niz umjetnih materijala, npr. materijal pod trgovačkim nazivom silicagel. Učinak rotirajućih regeneratora vrlo je visok i stupnjevi povrata topline odnosno vlage kreću se prosječno između 70% i 80%. Učinak ovisi o brzini strujanja zraka, dimenzijama rotora, gustoći saća akumulacijske mase i brzini rotacije. Promjenom brzine rotacije rotora ujedno se vrši regulacija učinka i zaštita od smrzavanja. Nedostatak rotirajućih regeneratora je u mogućem prelasku određene količine istrošenog zraka u struju dobavnog zraka, bilo putem zadržavanja određene količine istrošenog zraka unutar rotirajuće akumulacijske mase ili putem prestrujavanja u kanal dobavnog zraka usljed slabog brtvljenja uz regenerator i nepovoljne razlike tlaka između struja. To za primjenu u, primjerice, bolnicama ili prostorima s procesima u kojima se oslobađaju otrovne tvari, traži poduzimanje posebnih konstrukcijskih mjera. Prednosti ovakvih regeneratora su u jednostavnom održavanju, visokoj iskoristivosti i dobroj regulabilnosti učinka.



Slika 3.3 Rotirajući regenerativni sustav povrata topline

- a) rotor s akumulacijskom masom,
- b) kućište
- c) komora za sprečavanje prestrujavanja
- d) elektromotorni pogon s remenskim prijenosom

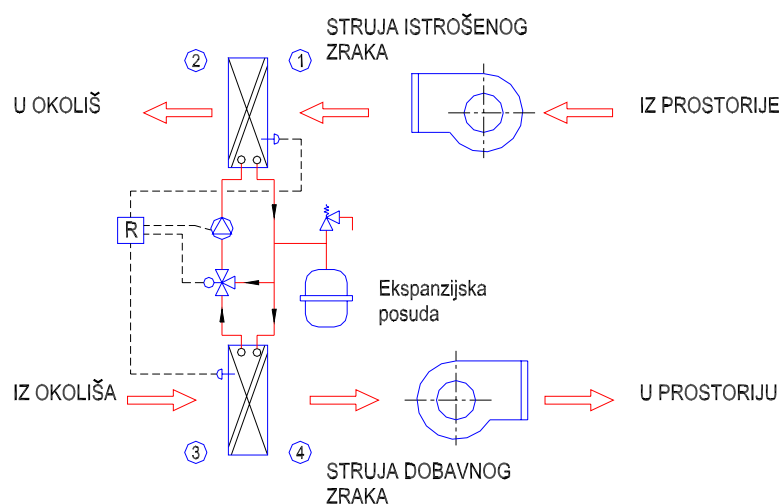
Kod regeneratora s akumulacijskim pločama, za razliku od rotirajućeg regeneratora, akumulacijska masa miruje, a mijenja se smjer strujanja zraka. Svaki takav sustav povrata topline sastoji se od dva paketa ploča, koje konstrukcijski nalikuju pločastom rekuperatoru. Dok se jedan paket ploča “pun” toplinskom ili rashladnom energijom dok kroz njega struji istrošeni zrak, drugi paket se “prazan” predajući energiju dobavnoj struji zraka. Kada se jedan paket “napuni”, a drugi “isprazni”, struje zraka se preusmjeravaju tako da dobavni zrak uvijek struji kroz “napunjeni” dio sustava. Trajanje jednog takvog ciklusa je oko 80 sekundi. Strujanje se, slično rotirajućim regeneratorima, odvija na protusmjernom principu. Materijali koji se najčešće koriste su aluminij ili umjetni materijali odgovarajućih higroskopnih svojstava koji omogućuju prijenos vlage. Regeneratori s akumulacijskim pločama imaju iskorištenje do 90% pri povratu topline, dok je stupanj povrata vlage nekoliko postotaka niži. Nedostatak im je što se ne može izbjeći prijelaz određene količine istrošenog zraka u struju dobavnog zraka (do 2% volumenskog protoka).

Regulacija učinka načelno je moguća promjenom vremena trajanja ukupnog ciklusa (“punjenje”+“pražnjenje”) ili promjenom vremena trajanja “punjenja” i “pražnjenja” unutar jednog ciklusa, što se češće koristi u novije vrijeme. Ovaj sustav nema pokretnih dijelova, ako se ne računaju zaklopke za preusmjeravanje struja zraka, a odlikuju ga jednostavna izvedba i održavanje, ravnomjerna temperaturna raspodjela unutar dobavne struje zraka, te visoka iskoristivost i dobra regulabilnost.

3.3 POVEZANI SUSTAV KRUŽNOG TOKA

3.3.1 Princip rada sustava

Povezani sustav kružnog toka je rekuperativni sustav povrata topline, koji se sastoji od dva odvojena orebrena izmjenjivača postavljena u struji dobavnog i struji istrošenog zraka (vidi sliku 3.4). Izmjenjivači su međusobno povezani cirkulacijskim vodom kroz koji protječe voda tjerana crpkom, gdje voda predstavlja transportni fluid za izmjenu topline između dviju struja zraka. Ukoliko postoji opasnost da temperatura transportnog fluida padne ispod 0°C , koristi se mješavina vode i etilen-glikola.



Slika 3.4 Shema povezanog sustava kružnog toka

Prijenos toplinske, odnosno rashladne energije ostvaruje se zagrijavanjem, odnosno hlađenjem vode preko jednog izmjenjivača u struji istrošenog zraka, te predajom toplinske energije od vode preko drugog izmjenjivača struji dobavnog zraka. Orebreni izmjenjivači izvedeni su poput klasičnog vodenog grijača, odnosno hladnjaka zraka, a materijali koji se pri tom koriste za izradu cijevi i rebara su bakar, aluminij (samo za rebra) i čelik. Najčešće se kombiniraju bakrene cijevi i aluminijska rebra. Zbog malenog razmaka između lamela potrebno je filtrirati zrak prije prolaska kroz oba izmjenjivača. Ovakvi se sustavi povrata topline mogu uspješno primijeniti za temperature otpadnog plina iznad 100°C . Nedostatak im je u nešto nižem stupnju iskorištenja u odnosu na ostale sustave povrata topline, koji se kod izmjenjivača s 6 redova cijevi u smjeru strujanja zraka kreće prosječno oko 50%. Ukoliko se broj redova cijevi udvostruči, stupanj povrata topline poveća se za oko 10% do 15%, ali se time značajno poveća i pad tlaka pri strujanju zraka kroz izmjenjivač.

Kod niskih vanjskih temperatura moguća je kondenzacija vlage iz struje istrošenog zraka na površini izmjenjivača, čime se ostvaruje djelomični povrat latentne topline, što povećava stupanj iskorištenja za dodatnih oko 5%. Ukoliko se pri tom mješavina vode i etilen-glikola ohladi ispod 0°C, a stanje istrošenog zraka padne ispod točke rosišta, može doći do smrzavanja vlage koja kondenzira na površini izmjenjivača. Zaštita od smrzavanja postiže se ugradnjom temperaturnog osjetnika na ulazu vode u izmjenjivač postavljen u struji istrošenog zraka i troputnim mješajućim ventilom kojim se, kod vrlo niskih vanjskih temperatura, smanjuje protok vode kroz izmjenjivač u struji dobavnog zraka. Prednosti ove izvedbe sustava povrata topline su u raznovrsnosti primjene, fleksibilnosti ugradnje, potpunom razdvajanju struja zraka i dobroj regulabilnosti.

3.3.2 Stupanj iskorištenja sustava

Stupanj iskorištenja sustava predstavlja važan kriterij za ocjenu učinka procesa povrata toplinske energije. Prema normi ASHRAE Standard 84-91, stupanj iskorištenja sustava povrata topline općenito se definira kao:

$$\eta = \frac{\text{Stvarni prijelaz (topline ili vlage)}}{\text{Najveći mogući prijelaz između struja}}$$

Ovaj opći izraz omogućuje ocjenu iskoristivosti pri povratu senzibilne topline, pri povratu vlage, te pri povratu ukupne topline (senzibilne i latentne). Obzirom na činjenicu da je povezani sustav kružnog toka rekuperativni sustav (nema povrata vlage), stupanj iskorištenja zapravo predstavlja stupanj povrata senzibilne topline (osim u posebnom slučaju kada vlaga iz istrošenog zraka kondenzira na površini izmjenjivača), te se njegovo određivanje vrši preko stvarne promjene temperature dobavne struje zraka, kako slijedi:

$$\eta_t = \frac{\vartheta_4 - \vartheta_3}{\vartheta_1 - \vartheta_3} \quad (3.1)$$

gdje brojnik predstavlja ostvarenu promjenu temperature dobavne struje zraka pri prolasku kroz izmjenjivač topline, a nazivnik predstavlja teorijski moguću promjenu temperature dobavne struje. Indeksi pojedinih struja prikazani su na slici 3.4. Ukoliko postoje značajne razlike u temperaturi i vlažnosti između struja dobavnog i istrošenog zraka, tada se stupanj povrata topline može odrediti i preko entalpijskih razlika na istom principu:

$$\eta_h = \frac{h_4 - h_3}{h_1 - h_3} \quad (3.2)$$

Izrazi (3.1) i (3.2) formirani su uz pretpostavke da nema toplinskih gubitaka u okoliš, nema prestrujavanja između dviju struja, nema dobitaka topline od ventilatora i drugih uređaja, što je uglavnom točno za većinu sustava povrata topline. S druge strane, na učinak sustava u pogonu utječe niz veličina, kao npr. stupanj zasićenja toplije struje zraka, veličina i oblik površine za izmjenu topline, brzine strujanja zraka i vode kroz izmjenjivače, maseni protoci struja zraka i vode (te njihovi međusobni odnosi), metoda zaštite od smrzavanja i t.d. Da bi se odredilo stupanj iskorištenja povezanog sustava kružnog toka za određeno pogonsko stanje potrebno je najprije riješiti izmjenu topline na orebrenim izmjenjivačima, kako bi se dobile vrijednosti za izlazne temperature struja zraka nakon prolaska kroz izmjenjivače.

3.3.3 Značajke izmjenjivača topline

Povezani sustav kružnog toka analiziran u okviru ovog rada sastoji se iz dva orebrena izmjenjivača topline s po 2×6 redova cijevi u smjeru strujanja zraka i šahovskim rasporedom cijevi. Gabaritne mjere dane su u poglavlju 5.

Izmjenjivači topline vrednuju se preko triju bezdimenzijskih značajki, koje se, za jedan orebreni izmjenjivač zrak-voda s oznakama struja prema slici 3.5, mogu napisati u obliku:

$$(P_1)_1 = \frac{\vartheta_1' - \vartheta_1''}{\vartheta_1' - \vartheta_{w1}'} \quad (3.3)$$

$$(P_2)_1 = \frac{C_1}{C_w} \quad (3.4)$$

$$NTU_1 = \frac{(kA)_1}{C_1} \quad (3.5)$$

Obzirom da se povezani sustav kružnog toka sastoji od dva povezana izmjenjivača, iste značajke mogu se napisati i za drugi izmjenjivač:

$$(P_1)_2 = \frac{\vartheta_2'' - \vartheta_2'}{\vartheta_{w2}' - \vartheta_2'} \quad (3.6)$$

$$(P_2)_2 = \frac{C_2}{C_w} \quad (3.7)$$

$$NTU_2 = \frac{(kA)_2}{C_2} \quad (3.8)$$

dok za čitav sustav vrijedi:

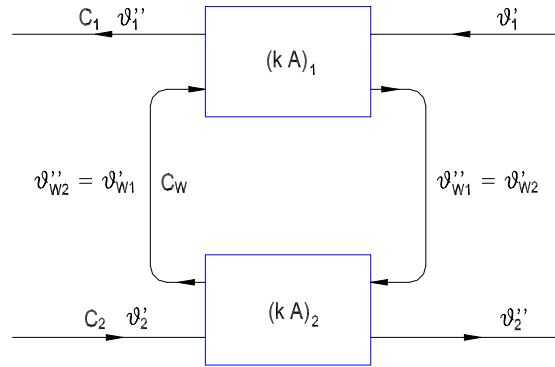
$$(P_1)_{UK} = \frac{\vartheta_1' - \vartheta_1''}{\vartheta_1' - \vartheta_2'} \quad (3.9)$$

$$(P_2)_{UK} = \frac{C_1}{C_2} \quad (3.10)$$

$$NTU_{UK} = \frac{(kA)_{ef}}{C_1} \quad (3.11)$$

gdje efektivna vrijednost $(kA)_{ef}$ slijedi iz:

$$\frac{1}{(kA)_{ef}} = \frac{1}{(kA)_1} + \frac{1}{(kA)_2} \quad (3.12)$$



Slika 3.5 Shema sustava s dva izmjenjivača povezana cirkulacijskim vodom

Da bi se kombinacijom prethodnih izraza moglo izračunati temperature zraka na izlazu iz izmjenjivača ili toplinski tok, najprije treba odrediti konvektivne koeficijente prijelaza topline na unutarnjoj i vanjskoj površini izmjenjivača. Za obje površine izmjenjivača, obzirom na prijelaz topline između stijenki i fluida prisilnom konvekcijom, načelno vrijedi veza $Nu=Nu(Re,Pr)$. Fizikalna svojstva zraka i vode uzimaju se za srednju temperaturu zraka u promatranom vremenskom intervalu, a njihova ovisnost o temperaturi uzeta je u obzir.

Ukoliko se s unutarnje strane uspostavi izobraženi laminarni režim strujanja (uz $Re<2300$), Nusseltov broj se, prema [46], određuje iz:

$$Nu_{L,U} = \left[49.371 + \left(1.615 \sqrt[3]{RePr \frac{d_U}{L}} - 0.7 \right)^3 \right]^{1/3} \quad (3.13)$$

dok se, u slučaju uspostavljanja prijelaznog ili turbulentnog režima strujanja u cijevi (uz $Re>2300$), Nusseltov broj za raspon $1.5<Pr<500$ (odgovara za vodu do 100°C) određuje iz:

$$Nu_{T,U} = 0.012(Re^{0.87} - 280)Pr^{0.4} \left[1 + \left(\frac{d_U}{L} \right)^{2/3} \right] \quad (3.14)$$

Pri određivanju Reynoldsovog broja Re za strujanje unutar cijevi, za karakterističnu linearnu dimenziju odabran je unutarnji promjer cijevi. Koeficijent prijelaza topline unutar cijevi slijedi iz općeg izraza za Nusseltov broj:

$$\alpha_{K,U} = \frac{Nu_U \lambda_w}{d_U} \quad (3.15)$$

S vanjske strane nalaze se orebrene cijevi u naizmjeničnom rasporedu na koje poprečno nastrujava zrak. Odabrana karakteristična linearna dimenzija u ovom slučaju je vanjski promjer cijevi, a za određivanje Reynoldsovog broja Re pri strujanju kroz orebrene snop cijevi potrebno je odrediti brzinu zraka u suženom presjeku strujanja prema izrazu:

$$w_e = \frac{A_o}{A_e} w_o \quad (3.16)$$

Nusseltov broj može se izračunati za više od četiri reda orebrenih cijevi u smjeru strujanja, uz pogrešku od oko $\pm 10\text{-}20\%$, iz izraza:

$$Nu_V = 0.38 Re^{0.6} \sqrt[3]{Pr} \left(\frac{A_{UK}}{A_G} \right)^{-0.15} \quad (3.17)$$

iz čega proizlazi koeficijent prijelaza topline na površini rebra:

$$\alpha_R = \frac{Nu_V \lambda_{zr}}{d_V} \quad (3.18)$$

Vrijednost koeficijenta prijelaza topline za cijelu orebrenu površinu naziva se prividni koeficijent prijelaza topline i određuje se, pomoću vrijednosti dobivene za rebro, iz izraza:

$$\alpha_{K,V} = \alpha_R \left[1 - (1 - \eta_R) \frac{A_R}{A_{UK}} \right] \quad (3.19)$$

gdje η_R predstavlja stupanj djelovanja rebra koji se općenito određuje iz:

$$\eta_R = \frac{\tanh X}{X} = \frac{1}{X} \frac{e^X - e^{-X}}{e^X + e^{-X}} \quad ; \quad X = \varphi \frac{d_V}{2} \sqrt{\frac{2\alpha_R}{\lambda_R \delta_R}} \quad (3.20)$$

Faktor φ u prethodnom izrazu ovisi o obliku rebra i rasporedu cijevi. Za analizirane tipove orebrenja, razvijeni su u okviru ovog rada, na temelju prethodnog izraza, polinomi trećeg stupnja s najvećom pogreškom $\pm 0.4\%$ u obliku:

$$\eta_R = a_0 + a_1 \alpha_R + a_2 \alpha_R^2 + a_3 \alpha_R^3 \quad (3.21)$$

Nakon određivanja prividnog koeficijenta prijelaza topline na vanjskoj površini prema izrazu (3.19), koeficijent prolaza topline sveden na ukupnu vanjsku površinu slijedi iz:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_{K,V}} + \frac{A_{UK}}{A_U} \left(\frac{1}{\alpha_{K,U}} + \frac{d_V - d_U}{2\lambda_G} \right) \quad (3.22)$$

Vrijednost iz prethodnog izraza uvrsti se u izraze (3.5), odnosno (3.8) za određivanje vrijednosti značajki NTU za pojedine izmjenjivače. Vrijednosti značajki P_2 , koje predstavljaju odnos vodenih vrijednosti toplinskih kapaciteta pojedinih struja fluida, odrede se iz izraza (3.4), odnosno (3.7), a značajka P_1 može se analitički izraziti u ovisnosti o P_2 i NTU , obzirom na broj prolaza struje vode kroz pojedini izmjenjivač, iz:

$$P_1 = \frac{1 - e^{[(P_2-1)NTU F]}}{1 - P_2 e^{[(P_2-1)NTU F]}} \quad \text{za } (P_2)_1 \neq 1 \quad (3.23)$$

$$P_1 = \frac{NTU F}{1 + NTU F} \quad \text{za } (P_2)_1 = 1 \quad (3.24)$$

gdje se broj prolaza struje vode n kroz izmjenjivač uzima u obzir preko korekcijskog faktora F na sljedeći način:

$$F = \frac{1}{n} F_1 + \frac{n-1}{n} F_\infty \quad (3.25)$$

uz:

$$F_1 = (1 + 0.9y^2)^{-0.15} \quad \text{za } y \leq 2 \quad (3.26)$$

$$F_1 = \frac{\sqrt{\pi y}}{y - 0.0625} - \frac{1}{y} \quad \text{za } y > 2 \quad (3.27)$$

$$F_\infty = (1 + 0.63y^2)^{-0.24} \quad (3.28)$$

gdje y predstavlja geometrijsku srednju vrijednost NTU značajke za jedan prolaz:

$$y = \sqrt{P_2} \frac{NTU}{n} \quad (3.29)$$

Na posljetku se u sustav izraza (3.3) do (3.11) može dodati analitička veza između bezdimenzijske temperaturne značajke sustava $(P_1)_{UK}$ i značajki pojedinih izmjenjivača u povezanom sustavu kružnog toka:

$$\frac{1}{(P_1)_{UK}} = \frac{1}{(P_1)_1} + (P_2)_{UK} \frac{1}{(P_1)_2} - (P_2)_1 \quad (3.30)$$

čime se ujedno zatvara sustav jednačbi iz kojeg se određuju sve značajke pojedinih izmjenjivača i sustava u cjelini. Ti su rezultati neophodni za kasnije izračunavanje izlaznih temperatura zraka nakon prolaska kroz izmjenjivače, ulaznih i izlaznih temperatura vode u cirkulaciji i toplinskog, odnosno rashladnog učinka sustava.

3.3.4 Temperature zraka i vode

Određivanje temperatura zraka i vode vrši se za potrebe izračunavanja učinka sustava, izračunavanja stupnja iskorištenja sustava, te općenito analize rada sustava. Izlazna temperatura istrošenog zraka $\mathcal{G}_2$ (vidi indeks struje na slici 3.4) slijedi iz izraza (3.9), gdje je označena s $\mathcal{G}_1''$:

$$\mathcal{G}_1'' = \mathcal{G}_1' - (P_1)_{UK} (\mathcal{G}_1' - \mathcal{G}_2') \quad (3.31)$$

Obzirom na činjenicu da je, zanemare li se toplinski gubici u cirkulacijskom vodu, ulazna temperatura vode u jedan izmjenjivač jednaka izlaznoj temperaturi vode iz drugog izmjenjivača i obrnuto, sve ulazne i izlazne temperature vode u cirkulaciji mogu se odrediti na jednom izmjenjivaču, npr. u struji istrošenog zraka. Prema tome, iz izraza (3.3) može se odrediti ulazna temperatura vode u prvi izmjenjivač:

$$\mathcal{Q}'_{w1} = \mathcal{Q}'_1 - \frac{\mathcal{Q}'_1 - \mathcal{Q}''_1}{(P_1)_1} \quad (3.32)$$

a izlazna temperatura vode iz prvog izmjenjivača slijedi iz toplinske bilance za prvi izmjenjivač, koja nakon sređivanja poprima oblik:

$$\mathcal{Q}''_{w1} = \mathcal{Q}'_{w1} - \frac{C_1}{C_w} (\mathcal{Q}'_1 - \mathcal{Q}''_1) \quad (3.33)$$

Izlazna temperatura dobavne struje zraka $\mathcal{Q}_2$ (kod definiranja značajki izmjenjivača označena s $\mathcal{Q}_2''$), nakon prolaska kroz drugi izmjenjivač, dobije se iz izraza (3.6) zahvaljujući činjenici da izlazna temperatura vode iz prvog izmjenjivača odgovara ulaznoj temperaturi vode u drugi izmjenjivač, $\mathcal{Q}_{w2}' = \mathcal{Q}_{w1}''$:

$$\mathcal{Q}_2'' = \mathcal{Q}'_2 + (P_1)_2 (\mathcal{Q}_{w2}' - \mathcal{Q}'_2) \quad (3.34)$$

Provedenim postupkom za određivanje temperatura zraka i vode zaokružuje se proces definiranja parametara potrebnih za analizu rada promatranog sustava povrata topline.

3.3.5 Učinak sustava

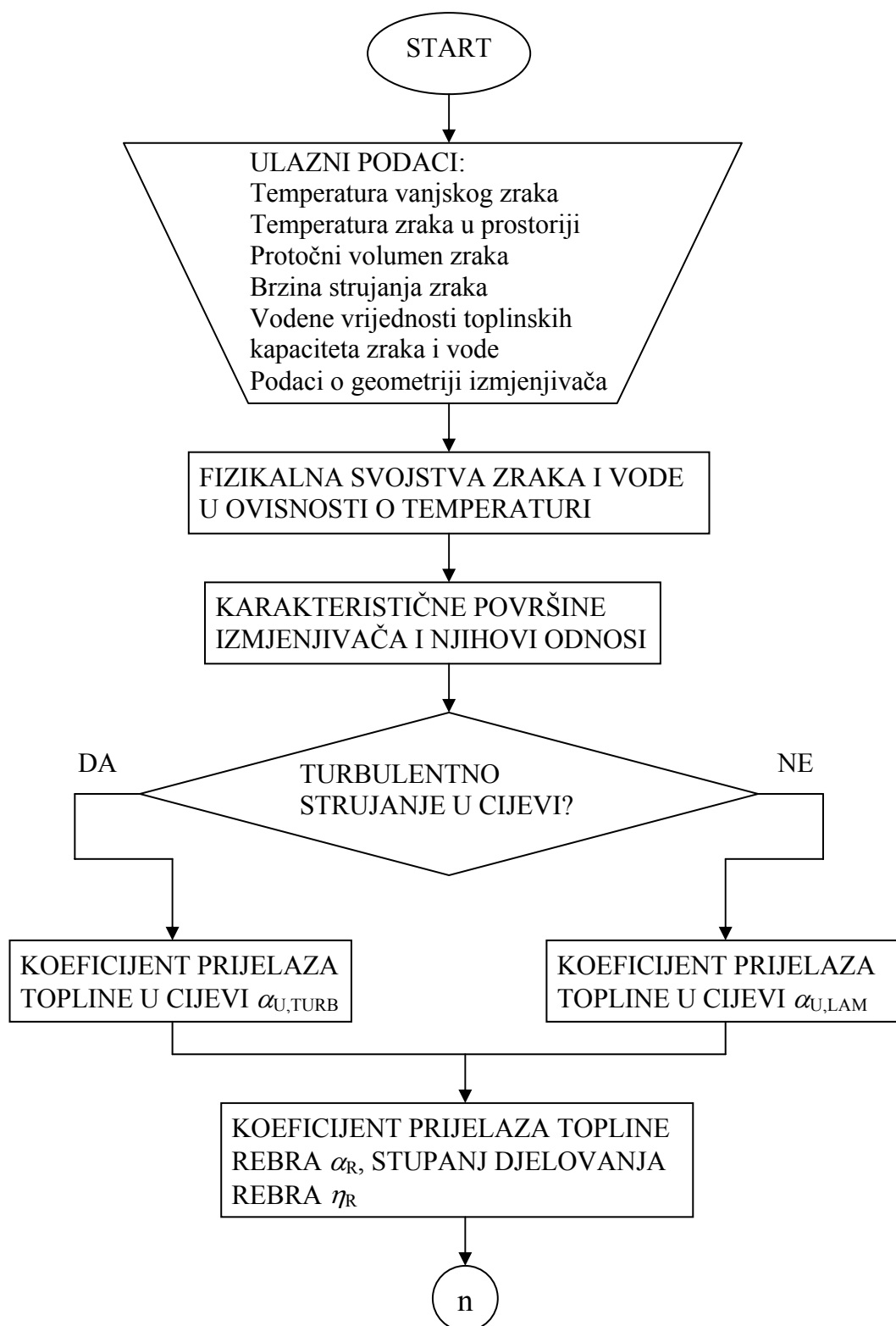
Učinak sustava zapravo predstavlja izmjenjenu toplinu na izmjenjivaču postavljenom u struji dobavnog zraka. Time se definira toplinski tok između struje vode i struje dobavnog zraka pri prolasku kroz izmjenjivač. U sezoni grijanja, kada je vanjska temperatura niža od temperature zraka u prostoriji, struji dobavnog zraka dovodi se toplina, dok je u sezoni hlađenja situacija obrnuta. Određivanje učinka sustava temelji se na razlici entalpija dobavne struje vlažnog zraka ispred i iza izmjenjivača:

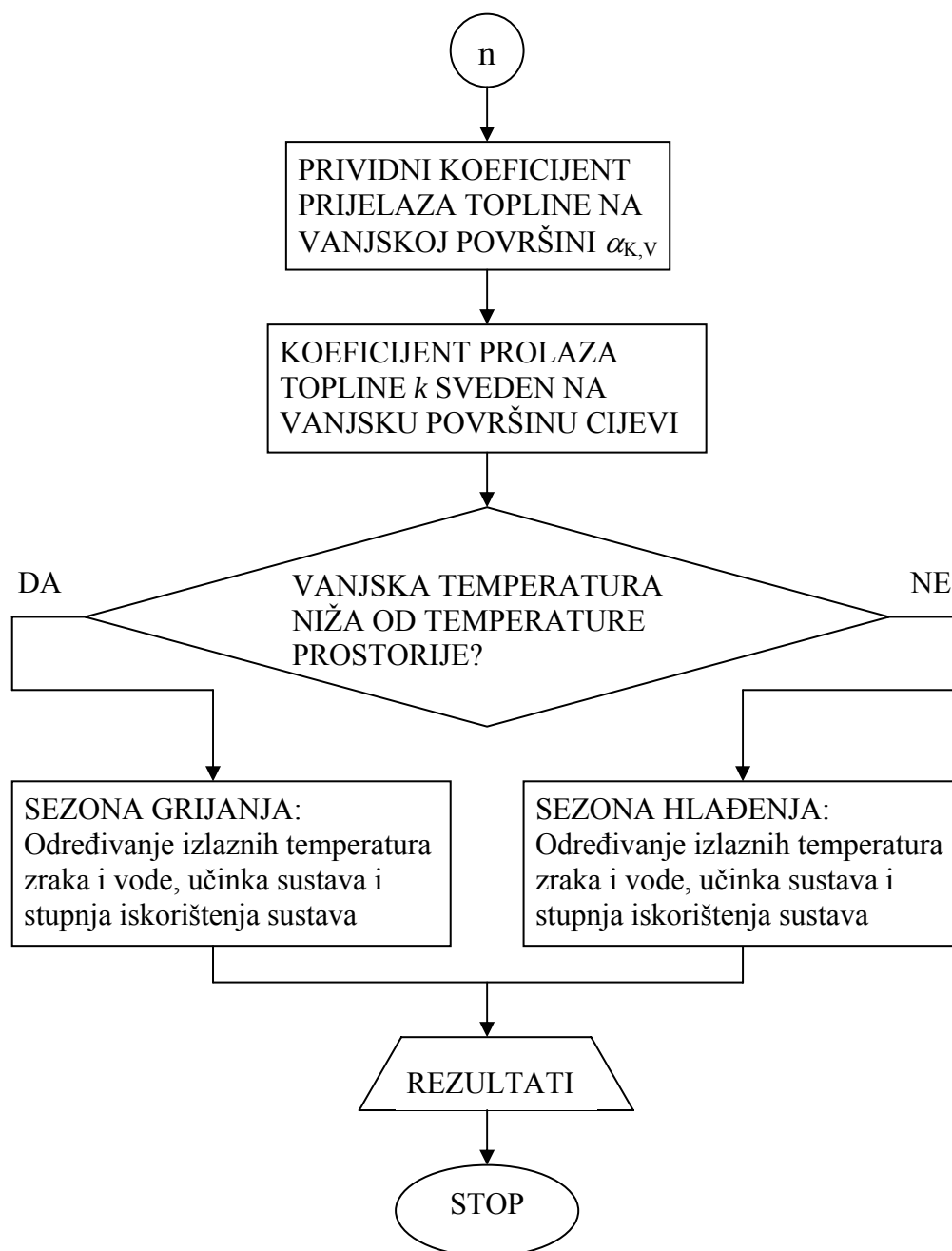
$$\Phi_{SPE} = \dot{V}_K \rho (h_4 - h_3) \quad (3.35)$$

Zanemare li se toplinski gubici u cirkulacijskom vodu, što je uglavnom točno, obzirom na malu dužinu cirkulacijskog voda, za interval temperatura u kojem se provodi analiza, iz proračuna slijede jednaki izmjenjeni toplinski tokovi na oba izmjenjivača ukoliko je isti protočni volumen dobavne i istrošene struje zraka.

3.3.6 Program za računalno

U okviru ovog rada razvijen je računarski program SPEECO kojim se simulira rad povezanog sustava kružnog toka za odabrane radne točke. Time se omogućuje detaljna analiza rada sustava variranjem parametara koji utječu na proces izmjene topline, uz uzimanje u obzir ovisnosti fizikalnih svojstava fluida o temperaturi. Slijedi pojednostavljeni dijagram toka programa SPEECO:





Slika 3.6 Pojednostavljeni dijagram toka programa SPEECO

4. MATEMATIČKI MODEL

4.1 DIFERENCIJALNA JEDNADŽBA PROVOĐENJA TOPLINE

Svaki fizikalni proces praćen je promjenom veličina stanja materije u prostoru i vremenu. Tako je i provođenje topline općenito praćeno promjenom temperature u prostoru i vremenu. Za rješenje temperaturne razdiobe najprije treba postaviti diferencijalnu jednadžbu provođenja topline za elementarni volumen izotropnog prostora dimenzija $dx \times dy \times dz$, koja prema [18] slijedi iz zakona o očuvanju energije:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\lambda(x, y, z, t) \frac{d\vartheta}{dx} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\lambda(x, y, z, t) \frac{d\vartheta}{dy} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\lambda(x, y, z, t) \frac{d\vartheta}{dz} \right] \pm |\Phi_I| = \rho c(x, y, z, t) \frac{d\vartheta}{dt} \quad (4.1)$$

gdje su koeficijent toplinske vodljivosti λ i specifični toplinski kapacitet c funkcije prostornih koordinata i vremena, dok Φ_I predstavlja izdašnost toplinskog izvora.

Da bi se diferencijalna jednadžba (4.1) prevela u oblik primjereniji fizikalnom procesu koji se analizira u ovom radu, uvode se sljedeće pretpostavke:

- promatrani element je homogen i izotropan
- fizikalna svojstva elementa su temperaturno neovisna
- unutar elementa ne postoje unutarnji toplinski izvori, odnosno ponori ($\Phi_I = 0$)
- zanemariva je deformacija promatranog volumena usljed promjene temperature

Uz navedne pretpostavke, prethodni izraz prelazi u oblik:

$$\lambda \left(\frac{\partial^2 \vartheta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial z^2} \right) = \rho c \frac{\partial \vartheta}{\partial t} \quad (4.2)$$

Navedeni izraz predstavlja vezu između vremenske promjene temperature u nekoj točki prostora i mehanizma izmjene topline provođenjem. Za matematički opis promatranog procesa potrebno je uvrstiti njegove osobitosti definirane kroz:

- geometrijske uvjete – oblik i dimenzije promatranog elementa
- fizikalna svojstva promatranog elementa i okolišnjeg fluida
- početne uvjete – temperature ploha i toplinski tok u trenutku $t = 0$ s
- rubne uvjete – međusobni toplinski utjecaj ploha promatranog elementa i njegova okoliša.

Osobitosti procesa nestacionarnog provođenja topline kroz višeslojne ravne elemente građevinske konstrukcije uzimaju se u obzir kroz sljedeće pretpostavke:

- promjena temperature u ravnini okomitoj na smjer provođenja topline može se zanemariti
- materijal pojedinog sloja je homogen i izotropan, s konstantnim koeficijentom toplinske vodljivosti λ
- emisijski faktori vanjskih ploha su konstantni po površini plohe

Kada se u jednadžbu (4.2) uključe sve navedene pretpostavke, dobije se linearna diferencijalna jednadžba drugog reda s konstantnim koeficijentima, kojom se opisuje mehanizam nestacionarnog jednodimenzijskog provođenja topline za jedan homogeni sloj ravne višeslojne strukture u pravokutnim koordinatama:

$$\frac{\partial^2 \vartheta}{\partial x^2} - \frac{1}{a} \frac{\partial \vartheta}{\partial t} = 0 \quad (4.3)$$

gdje a predstavlja fizikalno svojstvo materijala koje se naziva toplinska difuzivnost ili koeficijent temperaturne vodljivosti. To svojstvo predstavlja važnu veličinu kod tranzijentnih procesa jer definira brzinu promjene temperature, odnosno predstavlja mjeru toplinske inercije materijala. Prema izrazu (4.3) može se zaključiti da je promjena temperature po vremenu u nekoj točki promatranog elementa proporcionalna koeficijentu temperaturne vodljivosti a , koji se definira kao:

$$a = \frac{\lambda}{\rho c} \quad (4.4)$$

Za rješenje jednadžbe (4.3) definiraju se sljedeći opći početni i rubni uvjeti za pojedini sloj ravne višeslojne stijenke:

Početni uvjet $t = 0$ s: temperatura sloja je stalna po debljini sloja o odgovara nekoj početnoj vrijednosti $\vartheta_s = \vartheta_0$ za $0 \leq x \leq \delta_s$

Rubni uvjeti za $t > 0$ s: za $x = x_s$ temperatura $\vartheta = \vartheta_s$
za $x = x_{s+1}$ temperatura $\vartheta = \vartheta_{s+1}$

4.2 ANALITIČKO ODREĐIVANJE ODZIVNIH FAKTORA ZA VIŠESLOJNE STIJENKE

Određivanje odzivnih faktora polazi od analitičkog rješenja diferencijalne jednadžbe (4.3) za višeslojnu strukturu Laplaceovom transformacijom. Cilj ovakvog postupka je u dobivanju mogućnosti za obuhvaćanje složenih pojava poput toplinske tromosti višeslojnih elemenata građevinske konstrukcije preko niza konstantnih odzivnih faktora. Odzivnim faktorima se obuhvaća utjecaj promjene stanja vanjskog okoliša iz niza prethodnih vremenskih trenutaka na temperature unutar višeslojne strukture i toplinski tok kroz nju u promatranom vremenskom trenutku.

Ako se Laplaceova transformacija, definirana izrazom (1.3), primjeni na izraz (4.3) dobije se jednadžba:

$$\int_0^\infty \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial x^2} e^{-st} dt - \frac{1}{a} \int_0^\infty \frac{\partial \vartheta}{\partial t} e^{-st} dt = 0 \quad (4.5)$$

koja, uz supstituciju $K^2 = s / a$ i uz:

$$\bar{\mathcal{G}} = \int_0^{\infty} (\mathcal{G}(x, t) - \mathcal{G}_o) e^{-st} dt \quad (4.6)$$

prelazi u karakteristični oblik:

$$\frac{d^2 \bar{\mathcal{G}}}{dx^2} - K^2 \bar{\mathcal{G}} = 0 \quad (4.7)$$

Opće rješenje prethodnog izraza za promjenu temperature ima oblik:

$$\bar{\mathcal{G}} = C_1 e^{Kx} + C_2 e^{-Kx} \quad (4.8)$$

a uz ranije zadane rubne uvjete: za $x = x_s$ $\bar{\mathcal{G}} = \bar{\mathcal{G}}_s$
za $x = x_{s+1}$ $\bar{\mathcal{G}} = \bar{\mathcal{G}}_{s+1}$

dobije se:

$$\bar{\mathcal{G}}_s = C_1 e^{K_s x_s} + C_2 e^{-K_s x_s} \quad (4.9)$$

$$\bar{\mathcal{G}}_{s+1} = C_1 e^{K_s x_{s+1}} + C_2 e^{-K_s x_{s+1}} \quad (4.10)$$

Sličan izraz za Laplaceov transformat rješenja jednadžbe toplinskog toka slijedi iz Fourierovog zakona, pri čemu, za zadane rubne uvjete, vrijedi:

$$\text{za } x = x_s \quad \bar{q} = \bar{q}_s$$

$$\text{za } x = x_{s+1} \quad \bar{q} = \bar{q}_{s+1}$$

$$\bar{q}_s = -\lambda_s \frac{d\bar{\mathcal{G}}_s}{dx} = -\lambda_s K_s (C_1 e^{K_s x_s} - C_2 e^{-K_s x_s}) \quad (4.11)$$

$$\bar{q}_{s+1} = -\lambda_s \frac{d\bar{\mathcal{G}}_{s+1}}{dx} = -\lambda_s K_s (C_1 e^{K_s x_{s+1}} - C_2 e^{-K_s x_{s+1}}) \quad (4.12)$$

Konstante integracije C_1 i C_2 mogu se izraziti preko Laplaceovih transformata promjene temperature i toplinskog toka kombinacijom izraza (4.10) i (4.12):

$$C_1 = \frac{K_s \lambda_s \bar{\mathcal{G}}_{s+1} - \bar{q}_{s+1}}{2K_s \lambda_s e^{K_s x_{s+1}}} \quad (4.13)$$

$$C_2 = \frac{K_s \lambda_s \bar{\mathcal{G}}_{s+1} + \bar{q}_{s+1}}{2K_s \lambda_s e^{-K_s x_{s+1}}} \quad (4.14)$$

a njihovim se uvrštavanjem u izraze (4.9) i (4.11), nakon sređivanja dobije:

$$\bar{\mathcal{G}}_s = A_s \bar{\mathcal{G}}_{s+1} + B_s \bar{q}_{s+1} \quad (4.15)$$

$$\bar{q}_s = C_s \bar{\mathcal{G}}_{s+1} + D_s \bar{q}_{s+1} \quad (4.16)$$

gdje su A_s , B_s , C_s i D_s karakteristični elementi pojedinog sloja ravne višeslojne strukture, konačne debljine $\delta_s = (x_{s+1} - x_s)$:

$$\begin{aligned} A_s &= \cosh(K_s \delta_s) \\ B_s &= \frac{\sinh(K_s \delta_s)}{K_s \lambda_s} \\ C_s &= K_s \lambda_s \sinh(K_s \delta_s) \\ D_s &= \cosh(K_s \delta_s) \end{aligned} \quad (4.16a)$$

Izrazi (4.15) i (4.16) mogu se zapisati u matričnom obliku:

$$\begin{bmatrix} \bar{\mathcal{G}}_s \\ \bar{q}_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_s & B_s \\ C_s & D_s \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{\mathcal{G}}_{s+1} \\ \bar{q}_{s+1} \end{bmatrix} \quad (4.17)$$

ili, dodatnim sređivanjem, u obliku:

$$\begin{bmatrix} \bar{q}_s \\ \bar{q}_{s+1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{D_s}{B_s} & -\frac{1}{B_s} \\ \frac{1}{B_s} & -\frac{A_s}{B_s} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{\mathcal{G}}_s \\ \bar{\mathcal{G}}_{s+1} \end{bmatrix} \quad (4.18)$$

čime je na koncizan način prikazana veza između Laplaceovog transformata toplinskog toka i promjene temperature na rubovima pojedinog sloja $x = x_s$ i $x = x_{s+1}$. Rješenje za pojedini sloj može se primjeniti na $(n-1)$ slojeva, odnosno n rubova ravne višeslojne stijenke, uz pretpostavku savršenog termičkog kontakta slojeva (kontaktne plohe imaju jednaku temperaturu). Tada za pojedine slojeve vrijedi:

$$\text{1. sloj:} \quad \begin{bmatrix} \bar{\mathcal{G}}_1 \\ \bar{q}_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_1 & B_1 \\ C_1 & D_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{\mathcal{G}}_2 \\ \bar{q}_2 \end{bmatrix}$$

$$\text{2. sloj:} \quad \begin{bmatrix} \bar{\mathcal{G}}_2 \\ \bar{q}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_2 & B_2 \\ C_2 & D_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{\mathcal{G}}_3 \\ \bar{q}_3 \end{bmatrix}$$

$$\text{(n-1) sloj:} \quad \begin{bmatrix} \bar{\mathcal{G}}_{n-1} \\ \bar{q}_{n-1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{n-1} & B_{n-1} \\ C_{n-1} & D_{n-1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{\mathcal{G}}_n \\ \bar{q}_n \end{bmatrix}$$

Nakon sređivanja dobije se veza između prve i n -te plohe višeslojne stijenke:

$$\begin{bmatrix} \bar{\mathcal{G}}_1 \\ \bar{\mathcal{Q}}_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{\mathcal{G}}_n \\ \bar{\mathcal{Q}}_n \end{bmatrix} \quad (4.19)$$

pri čemu je matrica karakterističnih elemenata čitave višeslojne stijenke jednaka produktu matrica pojedinih slojeva:

$$\begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_1 & B_1 \\ C_1 & D_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_2 & B_2 \\ C_2 & D_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_3 & B_3 \\ C_3 & D_3 \end{bmatrix} \dots \begin{bmatrix} A_{n-1} & B_{n-1} \\ C_{n-1} & D_{n-1} \end{bmatrix}$$

Dodatnim sređivanjem izraza (4.19) dobije se, slično izrazu (4.18):

$$\begin{bmatrix} \bar{\mathcal{Q}}_1 \\ \bar{\mathcal{Q}}_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{D}{B} & -\frac{1}{B} \\ \frac{1}{B} & -\frac{A}{B} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{\mathcal{G}}_1 \\ \bar{\mathcal{G}}_n \end{bmatrix} \quad (4.20)$$

Primjenom obratne Laplaceove transformacije na prethodnu jednadžbu može se dobiti vrijednost toplinskog toka usljed provođenja topline na vanjskim površinama ravne višeslojne stijenke.

Inverzija Laplaceove transformacije može se jednostavno aproksimirati primjenom principa superpozicije, pri čemu se promjena temperature stijenke u vremenu zamjenjuje linearnom sumom funkcija $\Delta \mathcal{G}_i = (\mathcal{G}_i - \mathcal{G}_o)$ za $i = 1, 2, \dots, n$:

$$\Delta \mathcal{G}_i(t) = \mathcal{G} - \mathcal{G}_o = \sum_{i=0}^{\infty} \Delta \mathcal{G}_i(t_i) \quad (4.21)$$

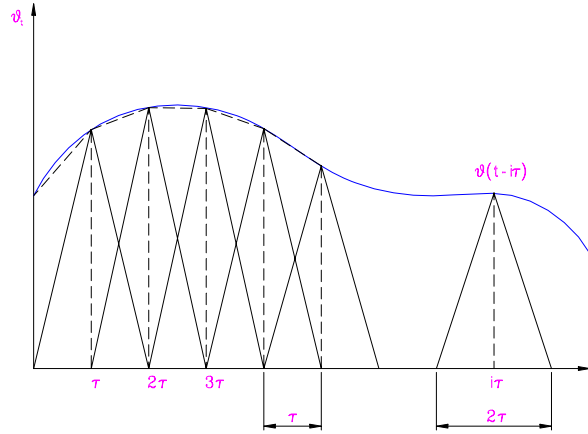
Zatim se funkcije promjene rubnih temperatura $\mathcal{G}_1$ i $\mathcal{G}_n$ zamjenjuju serijom pulsnih funkcija oblika:

$$\Delta \mathcal{G}_1(t) = \mathcal{G}_1 - \mathcal{G}_o = \sum_{i=0}^{\infty} \Delta \mathcal{G}_{1,i} \phi(t_i) \quad (4.22)$$

$$\Delta \mathcal{G}_n(t) = \mathcal{G}_n - \mathcal{G}_o = \sum_{i=0}^{\infty} \Delta \mathcal{G}_{n,i} \phi(t_i)$$

U gornjim izrazima, prema [28], $\Delta \mathcal{G}_{1,i}$ i $\Delta \mathcal{G}_{n,i}$ predstavljaju jakost pulsa na rubnim plohama u trenutku $t = i\tau$, pri čemu je τ diskretni vremenski interval pulseva. Pulsna funkcija $\phi(t_i)$ definirana je samo za $0 < t_i < f'\tau$ uz f' kao širinu pulsa u odnosu na vremensku bazu. Oblik pulseva može biti različit – trokutni, pravokutni, trapezni ili sl. Najjednostavniji oblik je pravokutni ($f' = 1$), ali on daje i najslabiju aproksimaciju rubnih temperatura, pogotovo u slučaju odabira veće vrijednosti τ . Značajno se poboljšanje postiže upotrebom trapeznih pulseva prikazanih na slici 4.1. Također se može dokazati da dva preklapljena trokutna pulsa s dvostrukom širinom vremenskog intervala 2τ imaju isti toplinski odziv kao trapezni puls širine τ .

Trokutni puls ($f \approx 1$) pogodniji je za analizu od trapeznog jer svaku vrijednost zamjenjuje s jednim pulsom umjesto s dva.



Slika 4.1 Trapezni pulsevi s prikazom zamjene trokutnim pulsevima

Pulsna funkcija trokutnog pulsa vremenske baze 2τ ima oblik:

$$\begin{aligned}
 \phi(t_i) &= 0 & \text{za } t_i &\leq 0 \\
 &= \frac{t_i}{\tau} & \text{za } 0 < t_i &\leq \tau \\
 &= 2 - \frac{t_i}{\tau} & \text{za } \tau < t_i &\leq 2\tau \\
 &= 0 & \text{za } 2\tau < t_i
 \end{aligned} \tag{4.23}$$

Uključivanjem izraza (4.21) i (4.23) u diferencijalnu jednadžbu provođenja topline pokazuje se da rješenja dobivena za $\mathcal{G}$ također vrijede i za $\mathcal{G}_i$ ukoliko za novu koordinatu vremena t_i vrijedi $t_i = t - i\tau$. Laplaceovom transformacijom diferencijalne jednadžbe nakon primjene principa superpozicije i uključivanja pulsne funkcije dobije se, slično izrazu (4.20):

$$\begin{bmatrix} \bar{q}_{1,i} \\ \bar{q}_{n,i} \end{bmatrix} = \bar{\phi} \begin{bmatrix} \frac{D}{B} & -\frac{1}{B} \\ \frac{1}{B} & -\frac{A}{B} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \mathcal{G}_1(t-i\tau) \\ \Delta \mathcal{G}_n(t-i\tau) \end{bmatrix} \tag{4.24}$$

gdje je Laplaceova transformacija trokutne pulsne funkcije $\bar{\phi}$:

$$\begin{aligned}
 \bar{\phi} &= \frac{1}{s^2 \tau} & \text{za } 0 < t_i &\leq \tau \\
 &= \frac{1}{s^2 \tau} (1 - 2e^{-s\tau}) & \text{za } \tau < t_i &\leq 2\tau \\
 &= \frac{1}{s^2 \tau} (1 - e^{-s\tau})^2 & \text{za } 2\tau < t_i
 \end{aligned} \tag{4.25}$$

Obratna Laplaceova transformacija vrši se primjenom teorema reziduuma uz pojednostavljenje analize zamjenom jednadžbe toplinskog toka općom funkcijom:

$$\bar{q}_i = \bar{\phi} \frac{E}{B} \quad (4.26)$$

gdje E predstavlja brojnik u članovima matrične jednadžbe (4.24) i može poprimiti vrijednosti D , 1 ili A . Inverzijom izraza (4.26) dobije se:

$$q_i = \lim_{s \rightarrow 0} \left[\frac{d}{ds} \left(\frac{s^2 \bar{\phi} e^{st_i} E}{B} \right) \right] + \sum_{k=1}^{\infty} \left[\frac{\bar{\phi} e^{st_i} E}{\frac{dB}{ds}} \right]_{s=-\beta_k} \quad (4.27)$$

gdje su β_k realni korijeni člana B , pri čemu vrijedi $B(s = -\beta_k) = 0$. Za rješavanje jednadžbe (4.27) potrebno je prethodno odrediti vrijednosti A , B , D (iz izraza (4.16a)) i njihove derivacije po operatoru s Laplaceove transformacije dA/ds , dB/ds i dD/ds za $s = 0$ i $s = -\beta_k$. Veza između vrijednosti A , B , C , D i njihovih derivacija po operatoru s dana je izrazom:

$$\begin{aligned} \frac{d}{ds} \begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} \frac{dA_1}{ds} & \frac{dB_1}{ds} \\ \frac{dC_1}{ds} & \frac{dD_1}{ds} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_2 & B_2 \\ C_2 & D_2 \end{bmatrix} \dots \begin{bmatrix} A_{n-1} & B_{n-1} \\ C_{n-1} & D_{n-1} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} A_1 & B_1 \\ C_1 & D_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{dA_2}{ds} & \frac{dB_2}{ds} \\ \frac{dC_2}{ds} & \frac{dD_2}{ds} \end{bmatrix} \dots \begin{bmatrix} A_{n-1} & B_{n-1} \\ C_{n-1} & D_{n-1} \end{bmatrix} \\ &+ \dots + \begin{bmatrix} A_1 & B_1 \\ C_1 & D_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_2 & B_2 \\ C_2 & D_2 \end{bmatrix} \dots \begin{bmatrix} \frac{dA_{n-1}}{ds} & \frac{dB_{n-1}}{ds} \\ \frac{dC_{n-1}}{ds} & \frac{dD_{n-1}}{ds} \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (4.28)$$

Pojedine derivacije karakterističnih elemenata slojeva ravne višeslojne strukture su:

$$\begin{aligned} \frac{dA_s}{ds} &= \frac{\delta_s}{2a_s K_s} \sinh(K_s \delta_s) \\ \frac{dB_s}{ds} &= \frac{\delta_s}{2a_s K_s^2 \lambda_s} \left[\cosh(K_s \delta_s) - \frac{\sinh(K_s \delta_s)}{K_s \delta_s} \right] \\ \frac{dC_s}{ds} &= \frac{\delta_s \lambda_s}{2a_s} \left[\cosh(K_s \delta_s) + \frac{\sinh(K_s \delta_s)}{K_s \delta_s} \right] \\ \frac{dD_s}{ds} &= \frac{\delta_s}{2a_s K_s} \sinh(K_s \delta_s) \end{aligned} \quad (4.28a)$$

Primjenom teorije limesa može se dokazati da vrijedi:

$$\lim_{s \rightarrow 0} \begin{bmatrix} A_s & B_s \\ C_s & D_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & \delta_s \\ 0 & \lambda_s \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.29)$$

Množenjem izraza (4.29) postavljenih za sve slojeve dobije se izraz za višeslojnu ravnu stijenku koji je sličan prethodnom s tim što u matrici s desne strane znaka jednakosti član (δ/λ) prelazi u $(1/k)$, gdje je k koeficijent prolaza topline od plohe 1 do plohe n .

Za postizanje konačnog rješenja jednadžbe (4.27) potrebno je za vrijednosti karakterističnih elemenata slojeva i njihovih derivacija, prema izrazima (4.16a) i (4.28a), odrediti njihove limese kada operator s teži nuli i njihove vrijednosti kada je $s = -\beta_k$:

$$\begin{aligned} \left(\frac{dA_s}{ds} \right)_{s \rightarrow 0} &= \frac{\delta_s^2}{2a_s} \\ \left(\frac{dB_s}{ds} \right)_{s \rightarrow 0} &= \frac{\delta_s^3}{6a_s \lambda_s} \\ \left(\frac{dC_s}{ds} \right)_{s \rightarrow 0} &= \frac{\delta_s \lambda_s}{a_s} \\ \left(\frac{dD_s}{ds} \right)_{s \rightarrow 0} &= \frac{\delta_s^2}{2a_s} \end{aligned} \quad (4.30)$$

i, uz supstituciju $I = \sqrt{\frac{\delta^2}{a}} \beta_k$:

$$\begin{aligned} (A_s)_{s=-\beta_k} &= \cos I \\ (B_s)_{s=-\beta_k} &= \frac{\delta_s}{\lambda_s I} \sin I \\ (C_s)_{s=-\beta_k} &= -\frac{\lambda_s I}{\delta_s} \sin I \\ (D_s)_{s=-\beta_k} &= \cos I \\ \left(\frac{dA_s}{ds} \right)_{s=-\beta_k} &= \frac{\delta_s^2}{2a_s I} \sin I \\ \left(\frac{dB_s}{ds} \right)_{s=-\beta_k} &= \frac{\delta_s^3}{2a_s I^2 \lambda_s} \left[\frac{\sin I}{I} - \cos I \right] \\ \left(\frac{dC_s}{ds} \right)_{s=-\beta_k} &= \frac{\delta_s \lambda_s}{2a_s} \left[\frac{\sin I}{I} + \cos I \right] \\ \left(\frac{dD_s}{ds} \right)_{s=-\beta_k} &= \frac{\delta_s^2}{2a_s I} \sin I \end{aligned} \quad (4.31)$$

Zamjenom desne strane izraza (4.27) odgovarajućom kombinacijom izraza (4.28) do (4.31), nakon sređivanja dobiju se jednadžbe za izračunavanje općih odzivnih faktora X_i ($i = 0, 1, 2, \dots, \infty$) izraženih preko vrijednosti E i njene derivacije dE/ds kako slijedi:

$$X_0 = \left[\frac{E}{B} \right]_{s=0} + \left[\frac{\frac{dE}{ds}}{B\tau} - \frac{E \frac{dB}{ds}}{B^2\tau} \right]_{s=0} + \sum_{k=1}^{\infty} \left(\frac{1}{\beta_k^2\tau} \left[\frac{E}{dB} \right]_{s=-\beta_k} e^{-\beta_k\tau} \right) \quad (4.32)$$

$$X_1 = - \left[\frac{\frac{dE}{ds}}{B\tau} - \frac{E \frac{dB}{ds}}{B^2\tau} \right]_{s=0} + \sum_{k=1}^{\infty} \left(\frac{1}{\beta_k^2\tau} \left[\frac{E}{dB} \right]_{s=-\beta_k} (1 - 2e^{\beta_k\tau}) e^{-2\beta_k\tau} \right) \quad (4.33)$$

$$X_i = \sum_{k=1}^{\infty} \left(\frac{1}{\beta_k^2\tau} \left[\frac{E}{dB} \right]_{s=-\beta_k} (1 - e^{\beta_k\tau})^2 e^{-(i+1)\beta_k\tau} \right) \quad \text{za } i = 1, 2, \dots, \infty \quad (4.34)$$

Koristeći dobivene faktore, obratna Laplaceova transformacija izraza (4.24) može se općenito prikazati u obliku:

$$\begin{bmatrix} q_{1,t} \\ q_{n,t} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_i & -Y_i \\ Y_i & -Z_i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \mathcal{G}_{1,t-i} \\ \Delta \mathcal{G}_{n,t-i} \end{bmatrix} \quad (4.35)$$

gdje su X_i , Y_i , Z_i toplinski odzivni faktori koji odgovaraju faktorima X prema izrazima (4.32) do (4.34) kada se E redom zamjeni s D , 1 i A . Obzirom da se indeks 1 odnosi na unutarnju, a indeks n na vanjsku plohu ravne višeslojne stijenke, izraz (4.35) se, uz pretpostavku da vrijedi $\mathcal{G}_0 = 0^\circ\text{C}$, može zapisati kao:

$$q_t^U = \sum_{i=0}^{\infty} X_i \mathcal{G}_{t-i}^{SU} - \sum_{i=0}^{\infty} Y_i \mathcal{G}_{t-i}^{SV} \quad (4.36)$$

$$q_t^V = \sum_{i=0}^{\infty} Y_i \mathcal{G}_{t-i}^{SU} - \sum_{i=0}^{\infty} Z_i \mathcal{G}_{t-i}^{SV} \quad (4.37)$$

čime se dobivaju odgovarajuće jednadžbe za proračun toplinskog toka na unutarnjoj i vanjskoj plohi u vremenskom trenutku t . Obzirom da se u izrazima (4.36) i (4.37) za proračun koristi teorijski beskonačan broj odzivnih faktora i temperatura iz prethodnih vremenskih trenutaka, u radu [Kus] je primjećeno da njihova vrijednost za veliki broj i opada i da pri tom odnosi dvaju odzivnih faktora koji slijede jedan iza drugog teže određenoj karakterističnoj vrijednosti prema izrazu:

$$\frac{X_{i+1}}{X_i} = \frac{Y_{i+1}}{Y_i} = \frac{Z_{i+1}}{Z_i} = C_R = e^{-\beta_i\tau} \quad \text{za } i > N \quad (4.38)$$

gdje je N dovoljno veliki broj, koji za klasične elemente građevinske konstrukcije iznosi oko $N = 15$. Preko konstante C_R u izraze (4.36) i (4.37) se uvodi toplinski tok iz prethodnog vremenskog trenutka ($t-1$), kojim se zamjenjuju svi članovi s toplinskim odzivnim faktorima za $i = (N+1, N+2, \dots, \infty)$:

$$q_t^U = \sum_{i=0}^N X_i g_{t-i}^{SU} - \sum_{i=0}^N Y_i g_{t-i}^{SV} + C_R q_{t-1}^U \quad (4.39)$$

$$q_t^V = \sum_{i=0}^N Y_i g_{t-i}^{SU} - \sum_{i=0}^N Z_i g_{t-i}^{SV} + C_R q_{t-1}^V \quad (4.40)$$

Vrijednosti toplinskih odzivnih faktora X_i , Y_i , Z_i za $i = 1, 2, \dots, N$ nazivaju se pri tom prijenosnim funkcijama provođenja, odnosno CTF-faktorima. Time je obuhvaćen mehanizam nestacionarnog provođenja topline kroz ravnu višeslojnu strukturu, gdje vrijednosti toplinskog toka na jednoj i drugoj strani stijenke nisu međusobno jednake u promatranom vremenskom trenutku.

4.3 SIMULACIJA TOPLINSKOG OPTEREĆENJA PROSTORIJE

4.3.1 Metoda toplinske ravnoteže

Metoda toplinske ravnoteže, kako je ranije navedeno, predstavlja kombinaciju između toplinskih bilanci temeljenih na prvom glavnom stavku termodinamike i klasične TFM-metode s upotrebom CTF-faktora X_i , Y_i , Z_i . Tim se načinom vrši simulacija toplinskog opterećenja prostorije bilo da se u prostor dovodi ili iz njega odvodi potrebna količina toplinske energije za održavanje stalne vrijednosti temperature zraka ili se prati promjena temperature zraka s promjenom stanja vanjskog okoliša kada je termotehničko postrojenje za kondicioniranje prostora isključeno. Za postavljanje toplinskih bilanci promatrana prostorija se dijeli na pojedine plohe, na čijim je površinama u promatranom vremenskom trenutku uspostavljeno homogeno temperaturno polje. Uvjet konstantne temperature u promatranom vremenskom trenutku također vrijedi i za zrak u prostoriji. Toplinski tok koji se dovodi na neku površinu mora biti jednak toplinskom toku koji se s te površine odvodi, što između ostalog uključuje i član apsorpcije topline od sunčevog zračenja na promatranu plohu. Jednadžba toplinske ravnoteže na unutarnjoj stijenci j -te plohe općenito glasi:

$$q_{j,t}^U = q_{j,t}^K + q_{j,t}^{ZR} + q_{j,t}^{AZR} \quad (4.41)$$

gdje prvi član na desnoj strani predstavlja konvekciju između zraka i unutarnje stijenke zida, drugi član predstavlja dugovalno zračenje između promatrane plohe i ostalih ploha prostorije, a treći član predstavlja ostalu dozračenu apsorbiranu toplinu (dio toplinskog toka zračenjem od osoba, rasvjete, opreme, dobitak topline od upada sunčevog zračenja kroz prozor). Rješenje izraza (4.41) zapravo predstavlja trenutni prijenos topline između promatrane plohe na jednoj i zraka s drugim elementima na drugoj strani. To mora odgovarati količini topline provedenoj na unutarnju plohu. Ovo drugo može se izraziti preko poznavanja vrijednosti površinskih temperatura i toplinskih tokova iz niza prethodnih vremenskih trenutaka preko niza CTF-faktora. Tako izraz (4.39), primjenom na j -tu plohu, prelazi u oblik:

$$q_{j,t}^U = \sum_{i=0}^N X_{j,i} g_{j,t-i}^{SU} - \sum_{i=0}^N Y_{j,i} g_{j,t-i}^{SV} + C_{Rj} q_{j,t-1}^U \quad (4.42)$$

Izjednačavanjem desnih strana izraza (4.41) i (4.42) eliminira se varijabla $q_{j,t}^U$.

Da bi se zatvorio sustav jednažbi, potrebno je postaviti još toplinsku bilancu za zrak u prostoriji, uz pretpostavku zanemarivog toplinskog kapaciteta zraka u odnosu na elemente građevinske konstrukcije:

$$\sum_{j=1}^N \alpha_j A_j (\mathcal{G}_{j,t}^{SU} - \mathcal{G}_t^U) + m_I c_p (\mathcal{G}_t^V - \mathcal{G}_t^U) + \Phi_t^K + \Phi_{KL,t} = 0 \quad (4.43)$$

U navedenom izrazu prvi član s lijeve strane predstavlja sumu konvektivnih toplinskih tokova između zraka u prostoriji i ploha prostorije, drugi se član odnosi na infiltraciju vanjskog zraka, treći na konvektivni toplinski tok između zraka u prostoriji i unutarnjih elemenata, dok četvrti član predstavlja toplinsku energiju koja se unosi sustavom kondicioniranja prostora. Jednažbe (4.41) do (4.43), nakon prebacivanja u matrični oblik, omogućuju izračunavanje temperatura unutarnjih ploha prostorije i temperature zraka u prostoriji u promatranom vremenskom trenutku, uvažavajući njihov međusobni utjecaj u procesu izmjene topline. Slično jednažbi (4.41), može se postaviti toplinska bilanca na vanjskoj plohi stijenke koja se, u kombinaciji s izrazom (4.40), rješava simultano sa prethodnim sustavom jednažbi, iz čega slijedi mogućnost određivanja temperature vanjske površine. Problem poznavanja vrijednosti temperatura površina i toplinskog toka iz prethodnih vremenskih trenutaka na početku proračuna rješava pretpostavljanjem odgovarajućih početnih uvjeta ili korištenjem vrijednosti iz prethodnih proračuna.

4.3.2 Toplinske bilance na proizvoljnoj plohi prostorije

Toplina koju proizvoljna j -ta unutarnja ploha prostorije izmjeni konvekcijom sa zrakom u prostoriji (prvi član s desne strane u izrazu (4.41)) jednaka je:

$$q_{j,t}^K = \alpha_{j,t}^U (\mathcal{G}_t^U - \mathcal{G}_{j,t}^{SU}) \quad (4.44)$$

Toplina koju j -ta unutarnja ploha prostorije izmjeni zračenjem s ostalim ploham prostorije (drugi član s desne strane u izrazu (4.41)) u lineariziranoj formi jednaka je:

$$q_{j,t}^{ZR} = \sum_{k=1}^{N_S} g_{j,k} (\mathcal{G}_{k,t}^{SU} - \mathcal{G}_{j,t}^{SU}) \quad (4.45)$$

gdje je $g_{j,k}$ linearizirani faktor zračenja između k -te i j -te plohe, dan izrazom:

$$g_{j,k} = 4F_{j,k} \varepsilon_j \sigma_C (\mathcal{G}_t^U)^3 \quad (4.45a)$$

Geometrijski faktori zračenja, odnosno vidljivosti $F_{j,k}$ određuju se računarskom procedurom razvijenom na temelju izraza prikazanih u podpoglavlju 2.2.5.

Pored toplinskog toka koji se izmjeni zračenjem između ploha prostorije, j -ta unutarnja ploha apsorbira toplinski tok dozračen od sunca, osoba, opreme i rasvjete. Uz pretpostavku ravnomjerne apsorpcije zračenja na unutarnjim ploham prostorije, vrijedi izraz:

$$q_{j,t}^{AZR} = \frac{A_p}{A_{UK} - A_p} SHGF_t + \frac{1}{A_{UK}} [(1 - RO)\Phi_{O,t} + (1 - RE)\Phi_{E,t} + (1 - RL)\Phi_{LI,t}] \quad (4.46)$$

gdje se dobitak topline od sunčevog zračenja $SHGF$ određuje prema izrazu (2.33), a toplinski tokovi zračenjem od osoba $(1-RO)\Phi_{O,t}$, opreme $(1-RE)\Phi_{E,t}$ i rasvjete $(1-RL)\Phi_{LI,t}$ ovise o vrsti i namjeni prostorije.

Uvrste li se izrazi (4.44) do (4.46) u izraz (4.41), uz izjednačavanje s izrazom (4.42), dobije se toplinska bilanca u vremenskom trenutku t na proizvoljnoj unutarnjoj plohi:

$$\sum_{i=0}^N X_{j,i} \mathcal{G}_{j,t-i}^{SU} - \sum_{i=0}^N Y_{j,i} \mathcal{G}_{j,t-i}^{SV} + C_{Rj} q_{j,t-1}^U = \alpha_{j,t}^U (\mathcal{G}_t^U - \mathcal{G}_{j,t}^{SU}) + \sum_{k=1}^{N_s} g_{j,k} (\mathcal{G}_{k,t}^{SU} - \mathcal{G}_{j,t}^{SU}) + q_{j,t}^{AZR} \quad (4.47)$$

Obzirom da se u drugom članu s lijeve strane nalazi temperatura vanjske plohe višeslojne stijenke, treba postaviti toplinsku bilancu u istom vremenskom trenutku t na vanjskoj j -toj površini, koja se rješava simultano s prethodnim sustavom jednažbi. Slično kao za unutarnju plohu, uz korištenje izraza (4.40), dobije se:

$$\sum_{i=0}^N Y_{j,i} \mathcal{G}_{j,t-i}^{SU} - \sum_{i=0}^N Z_{j,i} \mathcal{G}_{j,t-i}^{SV} + C_{Rj} q_{j,t-1}^V = \alpha_{j,t}^V (\mathcal{G}_{j,t}^{SV} - \mathcal{G}_{j,t}^{KV}) \quad (4.48)$$

pri čemu se mehanizmi izmjene topline konvekcijom i zračenjem na vanjskoj plohi obuhvaćaju preko ukupnog koeficijenta prijelaza topline $\alpha_{j,t}^V$ i kombinirane vanjske temperature $\mathcal{G}_{j,t}^{KV}$ (izraz (2.39)). Iz prethodne jednažbe može se izraziti temperatura vanjske plohe $\mathcal{G}_{j,t}^{SV}$ u trenutku t :

$$\mathcal{G}_{j,t}^{SV} = \frac{1}{\alpha_{j,t}^V + Z_{j,0}} \left(\sum_{i=0}^N Y_{j,i} \mathcal{G}_{j,t-i}^{SU} - \sum_{i=1}^N Z_{j,i} \mathcal{G}_{j,t-i}^{SV} + C_{Rj} q_{j,t-1}^V + \alpha_{j,t}^V \mathcal{G}_{j,t}^{KV} \right) \quad (4.49)$$

koja predstavlja ulazni podatak za bilancu danu izrazom (4.47). Za zatvaranje sustava jednažbi potrebno je još postaviti toplinske bilance za zrak u prostoriji, koje ovise o režimu rada sustava klimatizacije u promatranom vremenskom trenutku.

Ukoliko su neke od elementarnih ploha prostorije prozori, bilanca (4.47) zadržava osnovnu formu, ali se mijenjaju neki članovi zbog slabih toplinskih akumulacijskih svojstava stakla u odnosu na druge elemente građevinske konstrukcije. Tako se članovi s prijenosnim funkcijama provođenja zamjenjuju s članovima apsorbiranog sunčevog zračenja u staklu. Toplinska bilanca na unutarnjoj plohi prozora s dvostrukim staklom, uz pretpostavku da temperatura zraka u zračnom sloju između dva stakla odgovara srednjoj temperaturi između unutarnje i vanjske površine stakla, poprima oblik:

$$q_{A2,t} + q_{j,t}^{AZR} = \frac{\alpha_{\Lambda,t}}{2} (\mathcal{G}_{j,t}^{SU} + \mathcal{G}_{j,t}^{SV}) + \sum_{k=1}^{N_s} g_{j,k} (\mathcal{G}_{j,t}^{SU} - \mathcal{G}_{k,t}^{SU}) + \alpha_{j,t}^U (\mathcal{G}_{j,t}^{SU} - \mathcal{G}_t^U) \quad (4.50)$$

gdje je $q_{A2,t}$ apsorbirano sunčevo zračenje na unutarnjem staklu (izraz (2.32)), a $\alpha_{\Lambda,t}$ koeficijent prijelaza topline na površinama stakla u zračnom sloju između dva stakla. U prvom članu s desne strane nalazi se temperatura vanjske plohe stakla te stoga treba postaviti toplinsku bilancu i na vanjskoj površini:

$$q_{A1,t} = \frac{\alpha_{\Lambda,t}}{2} (\mathcal{G}_{j,t}^{SV} - \mathcal{G}_{j,t}^{SU}) + \alpha_{j,t}^V (\mathcal{G}_{j,t}^{SV} - \mathcal{G}_t^V) \quad (4.51)$$

odakle se može izraziti temperatura vanjske plohe stakla $\mathcal{G}_{j,t}^{SV}$, koja predstavlja ulazni podatak za izraz (4.50):

$$\mathcal{G}_{j,t}^{SV} = \frac{1}{\alpha_{j,t}^V + \frac{\alpha_{\Lambda,t}}{2}} \left(\alpha_{j,t}^V \mathcal{G}_t^V + \frac{\alpha_{\Lambda,t}}{2} \mathcal{G}_{j,t}^{SU} + q_{Al,t} \right) \quad (4.52)$$

gdje je $q_{Al,t}$ apsorbirano sunčevo zračenje na vanjskom staklu, prema izrazu (2.31).

4.3.3 Toplinske bilance za zrak u prostoriji

U vremenu kada sustav za kondicioniranje prostora ne radi, npr. izvan vremena korištenja prostora, toplinska bilanca za zrak u prostoriji, općenito prikazana izrazom (4.43), poprima oblik:

$$V_O \rho c_p (\mathcal{G}_t^U - \mathcal{G}_{t-1}^U) = \sum_{j=1}^{N_s} \alpha_{j,t}^U A_j (\mathcal{G}_{j,t}^{SU} - \mathcal{G}_t^U) + V_{I,t} \rho c_p (\mathcal{G}_t^V - \mathcal{G}_t^U) + RO\Phi_{O,t} + RE\Phi_{E,t} + RL\Phi_{LI,t} \quad (4.53)$$

gdje je temperatura zraka u prostoriji $\mathcal{G}_t^U$ nepoznanica i određuje se simultanim rješavanjem prethodnog izraza s sustavom jednažbi (4.47) do (4.49).

Kada sustav za kondicioniranje prostora radi, tada se iz izraza sličnog prethodnom, obzirom na volumenski protok zraka za klimatizaciju $V_{K,t}$, određuje potrebna temperatura ubacivanja zraka u prostoriju $\mathcal{G}_t^{KL}$ koju mora postići sustav klimatizacije radi pokrivanja senzibilnog toplinskog opterećenja, kako bi se u prostoriji održala zadana temperatura zraka $\mathcal{G}_t^U$ u promatranom vremenskom trenutku:

$$V_{K,t} \rho c_p (\mathcal{G}_t^U - \mathcal{G}_t^{KL}) = \sum_{j=1}^{N_s} \alpha_{j,t}^U A_j (\mathcal{G}_{j,t}^{SU} - \mathcal{G}_t^U) + V_{I,t} \rho c_p (\mathcal{G}_t^V - \mathcal{G}_t^U) + RO\Phi_{O,t} + RE\Phi_{E,t} + RL\Phi_{LI,t} \quad (4.54)$$

Prikazane toplinske bilance odnose se na senzibilno toplinsko opterećenje prostorije, koje se općenito javlja usljed razlike u temperaturi između zraka u prostoriji i vanjskog okoliša, te postojanja unutarnjih izvora topline. Određivanje senzibilnog toplinskog opterećenja prostorije u promatranom vremenskom trenutku t vrši se, nakon rješavanja sustava jednažbi (4.47) do (4.49) u kombinaciji s izrazom (4.54):

$$\Phi_{S,t} = V_{K,t} \rho c_p (\mathcal{G}_t^U - \mathcal{G}_t^{KL}) \quad (4.54a)$$

Međutim, u prostoriji se mogu nalaziti i izvori latentne topline, kojima se povećava sadržaj vlage u zraku, a treba se uzeti u obzir i sadržaj vlage vanjskog zraka. Kada sustav klimatizacije ne radi, toplinska bilanca za zrak pri latentnom toplinskom opterećenju ima oblik:

$$V_O \rho r_l (x_t^U - x_{t-1}^U) = \sum q_{L,t}^U + V_{I,t} \rho r_l (x_t^V - x_t^U) \quad (4.55)$$

i iz nje se određuje sadržaj vlage u zraku prostorije x_t^U u vremenskom trenutku t .

Kada sustav klimatizacije radi, u prostoriji se održava zadano stanje vlažnosti x_t^U , a sadržaj vlage x_t^{KL} kojeg treba imati zrak za klimatizaciju određuje se iz bilance:

$$V_{K,t} \rho r_l (x_t^U - x_t^{KL}) = \sum q_{L,t}^U + V_{I,t} \rho r_l (x_t^V - x_t^U) \quad (4.56)$$

4.3.4 Toplinske bilance na plohama promatrane prostorije

Toplinske bilance, općenito prikazane izrazima (4.47) i (4.48), kojima se obuhvaćaju mehanizmi izmjene topline na rubovima višeslojne stijenke, treba prilagoditi odabranom obliku, odnosno broju elementarnih ploha prostorije za analizu. Također se, zbog relativno velikog broja jednadžbi koje se simultano rješavaju u sustavu, odabire prikaz sustava jednadžbi u matricnoj formi. Sređivanje pojedinih izraza vrši se metodom separacije varijabli, odnosno prebacivanjem članova s nepoznicama na lijevu stranu, dok se članovi s poznatim veličinama postavljaju na desnu stranu od znaka jednakosti.

Tako se na unutarnjoj j -toj plohi zida, poda ili stropa nakon sređivanja izraza (4.47) dobije:

$$\left(X_{j,0} + \alpha_{j,t}^U + \sum_{k=1}^{N_s} g_{j,k} \right) \mathcal{G}_{j,t}^{SU} - \sum_{k=1}^{N_s} g_{j,k} \mathcal{G}_{k,t}^{SU} - \alpha_{j,t}^U \mathcal{G}_t^U = - \sum_{i=1}^N X_{j,i} \mathcal{G}_{j,t-i}^{SU} + \sum_{i=0}^N Y_{j,i} \mathcal{G}_{j,t-i}^{SV} - C_{Rj} q_{j,t-1}^U + q_{j,t}^{AZR} \quad (4.57)$$

gdje su ostale plohe prostorije označene indeksom k . Na vanjskoj plohi u istom trenutku t vrijedi bilanca (4.48) iz koje se može izraziti temperatura vanjske plohe $\mathcal{G}_{j,t}^{SV}$ (izraz (4.49)) i uvrstiti u drugi član s desne strane u prethodni izraz.

Toplinska bilanca (4.57) treba se napisati za svaku od N_s ploha prostorije, čime se, uz postavljanje toplinske bilance za zrak u prostoriji (izrazi (4.53), odnosno (4.54)), formira sustav od (N_s+1) jednadžbi s (N_s+1) nepoznanica za određivanje temperatura unutarnjih ploha $\mathcal{G}_{j,t}^{SU}$. Zadnji redak sustava proizlazi iz toplinske bilance za zrak i omogućuje određivanje temperature zraka u prostoriji $\mathcal{G}_t^U$ kada sustav klimatizacije ne radi ili radi kao ventilacijski uređaj. Kada je temperatura zraka u prostoriji $\mathcal{G}_t^U$ zadana (kada sustav klimatizacije radi), rješenjem sustava jednadžbi određuju se temperatura ubacivanja zraka u prostoriju $\mathcal{G}_t^{KL}$ i senzibilno toplinsko opterećenje prostorije u promatranom vremenskom trenutku t .

Ako su neke od elementarnih ploha prostorije prozori, na unutarnjoj j -toj plohi, nakon sređivanja izraza (4.50), dobije se, slično izrazu (4.57):

$$\left(\alpha_{j,t}^U + \frac{\alpha_{\Lambda,t}}{2} + \sum_{k=1}^{N_s} g_{j,k} \right) \mathcal{G}_{j,t}^{SU} - \sum_{k=1}^{N_s} g_{j,k} \mathcal{G}_{k,t}^{SU} - \alpha_{j,t}^U \mathcal{G}_t^U = - \frac{\alpha_{\Lambda,t}}{2} \mathcal{G}_{j,t}^{SV} + q_{A2,t} + q_{j,t}^{AZR} \quad (4.58)$$

Na vanjskoj plohi prozora u istom trenutku t vrijedi bilanca (4.51) iz koje se može izraziti temperatura vanjske plohe $\mathcal{G}_{j,t}^{SV}$ (izraz (4.52)) i uvrstiti u prvi član s desne strane u prethodni izraz.

4.3.5 Rješenje sustava algebarskih jednadžbi

Sustav jednadžbi toplinske ravnoteže za plohe i zrak, pri senzibilnom toplinskom opterećenju prostorije, u matričnoj formi ima opći oblik:

$$\begin{bmatrix} A_{1,1} & A_{1,2} & \cdots & A_{1,N_S} & A_{1,N_S+1} \\ A_{2,1} & A_{2,2} & \cdots & A_{2,N_S} & A_{2,N_S+1} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ A_{N_S,1} & A_{N_S,2} & \cdots & A_{N_S,N_S} & A_{N_S,N_S+1} \\ A_{N_S+1,1} & A_{N_S+1,2} & \cdots & A_{N_S+1,N_S} & A_{N_S+1,N_S+1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} g_{1,t}^{SU} \\ g_{2,t}^{SU} \\ \vdots \\ g_{N_S,t}^{SU} \\ g_t^U \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} B_1 \\ B_2 \\ \vdots \\ B_{N_S} \\ B_{N_S+1} \end{bmatrix} \quad (4.59)$$

gdje je N_S broj elementarnih ploha prostorije. Pojedini članovi dviju matrica koeficijenata $A_{j,k}$, odnosno B_j dobivaju se iz izraza (4.57), odnosno (4.58) i izraza (4.53), odnosno (4.54).

Članovi matrica koeficijenata u izrazu (4.59) su:

za $j = 1, 2, \dots, N_S$

za $k = 1, 2, \dots, N_S$

$$\begin{aligned} A_{j,j} &= X_{j,0} + \alpha_{j,t}^U + \sum_{k=1}^{N_S} g_{j,k} \\ A_{j,k} &= -g_{j,k} \\ A_{k,j} &= -g_{k,j} \\ A_{j,N_S+1} &= -\alpha_{j,t}^U \\ A_{N_S+1,k} &= A_k \alpha_{k,t}^U \end{aligned} \quad (4.59a)$$

$$A_{N_S+1,N_S+1} = -(V_{I,t} + V_{K,t}) \rho c_p - \sum_{k=1}^{N_S} A_k \alpha_{k,t}^U$$

$$B_j = -\sum_{i=1}^N X_{j,i} g_{j,t-i}^{SU} + \sum_{i=0}^N Y_{j,i} g_{j,t-i}^{SV} - C_{Rj} q_{j,t-1}^U + q_{j,t}^{AZR}$$

$$B_{N_S+1} = -RO\Phi_{O,t} - RE\Phi_{E,t} - RL\Phi_{LI,t} - V_{I,t} \rho c_p g_t^V - V_{K,t} \rho c_p g_t^{KL}$$

Ukoliko je neka od ploha prozor, mijenjaju se sljedeći članovi matrica koeficijenata:

$$\begin{aligned} A_{j,j} &= \frac{\alpha_{\Lambda,t}}{2} + \alpha_{j,t}^U + \sum_{k=1}^{N_S} g_{j,k} \\ B_j &= -\frac{\alpha_{\Lambda,t}}{2} g_{j,t}^{SV} + q_{A2,t} + q_{j,t}^{AZR} \end{aligned} \quad (4.59b)$$

Ako je vrijednost temperature zraka $\mathcal{G}_t^U$ u prostoriji zadana, odnosno održava se radom sustava klimatizacije, tada toplinsku bilancu za zrak ne treba rješavati simultano s ostatkom sustava jednažbi kakav je prikazan izrazom (4.59), pa se gubi zadnji redak i stupac matrice koeficijenata $A_{j,k}$, odnosno zadnji redak B_j . Time sustav jednažbi toplinske ravnoteže u matričnoj formi prelazi u novi oblik:

$$\begin{bmatrix} A_{1,1} & A_{1,2} & \cdots & A_{1,N_S} \\ A_{2,1} & A_{2,2} & \cdots & A_{2,N_S} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ A_{N_S,1} & A_{N_S,2} & \cdots & A_{N_S,N_S} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathcal{G}_{1,t}^{SU} \\ \mathcal{G}_{2,t}^{SU} \\ \vdots \\ \mathcal{G}_{N_S,t}^{SU} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} B'_1 \\ B'_2 \\ \vdots \\ B'_{N_S} \end{bmatrix} \quad (4.60)$$

gdje promijenjeni članovi matrice koeficijenata B'_j imaju vezu s članovima prema (4.59a) preko izraza:

$$B'_j = B_j - A_{j,N_S+1} \cdot \mathcal{G}_t^U \quad (4.60a)$$

Rješenje sustava jednažbi (4.59), odnosno (4.60) daje tražene nepoznanice za sve režime rada sustava klimatizacije – kada sustav ne radi, kada sustav radi kao ventilacijski uređaj i kada sustav radi s grijanjem, hlađenjem, ovlaživanjem ili odvlaživanjem zraka prema potrebama prostorije. Pri tom treba napomenuti da se nepoznanice vezane uz latentno toplinsko opterećenje prostorije određuju iz izraza (4.55), odnosno (4.56).

Za rješavanje sustava jednažbi koristi se, zbog svoje jednostavnosti, Gaussova metoda eliminacije. Gaussovom metodom eliminacije nepoznanice se određuju prolaskom kroz sve čvorove domene zadanim redoslijedom uz odgovarajuću korekciju elemenata matrice. Metoda se temelji na eliminaciji odgovarajućih članova matrice $A_{j,k}$, čime ona prelazi u “trokutastu” formu, a zatim se supstitucijom “unatrag” dobivaju rješenja traženih nepoznanica.

4.3.6 Volumenski protok zraka za klimatizaciju

Za analizu rada sustava klimatizacije odabire se konstantan volumenski protok zraka za pokrivanje toplinskog opterećenja prostorije. Volumenski protok zraka određuje se iz proračuna senzibilnog toplinskog opterećenja ljeti, primjenom metode CLTD/CLF, prema [17]. Toplinski tok kroz višeslojnu stijenku vanjskog zida ili krova dan je izrazom:

$$\Phi = kA \cdot CLTD \quad (4.61)$$

Tu treba napomenuti da tablične vrijednosti CLTD-faktora vrijede samo za određene unutarnje i vanjske projektne parametre, a u slučaju odstupanja nužno je provesti odgovarajuću korekciju. Izraz (4.61) također vrijedi za izmjenu topline provođenjem i konvekcijom na prozorskom staklu u kontaktu s vanjskim okolišem.

Pregradni zidovi, pod i strop, koji graniče s prostorijama s različitim temperaturama zraka u odnosu na promatranu, proračunavaju se u odnosu na postojeću temperaturnu razliku prema:

$$\Phi = kA \cdot \Delta \vartheta \quad (4.62)$$

Dobitak topline od sunčevog zračenja kroz prozor određuje se pomoću niza tabličnih faktora:

$$\Phi = A \cdot SC \cdot SHGF_{\max} \cdot CLF \quad (4.63)$$

gdje su SC koeficijent zasjenjenja, $SHGF_{\max}$ maksimalni dobitak topline od sunčevog zračenja s obzirom na mjesec, geografsku širinu i orijentaciju prozora i CLF faktor rashladnog opterećenja. Uz navedene toplinske tokove određuju se i senzibilni toplinski tokovi od osoba, opreme i rasvjete prema općem principu:

$$\Phi = \Phi' \cdot CLF \quad (4.64)$$

gdje Φ' predstavlja trenutni dobitak topline od nekog unutarnjeg toplinskog izvora. Na posljétku se odredi upad topline usljed prodora toplog vanjskog zraka u prostoriju:

$$\Phi = V_I \rho c_p (\vartheta^V - \vartheta^U) \quad (4.65)$$

u odnosu na procijenjeni volumen infiltracije vanjskog zraka V_I .

Suma senzibilnih toplinskih tokova iz izraza (4.61) do (4.65) daje ljetno projektno toplinsko opterećenje prostorije $\Phi_{S,UK}$ iz kojeg se određuje volumenski protok zraka prema izrazu:

$$V_K = \frac{\Phi_{S,UK}}{\rho c_p \Delta \vartheta_{KL}} \quad (4.66)$$

uz razliku između temperature ubacivanja i temperature zraka u prostoriji $\Delta \vartheta_{KL} = 5^\circ\text{C} \div 7^\circ\text{C}$. Dobiveni volumenski protok V_K se zatim svede na vremenski interval od jednog sata i uspoređuje s potrebnim brojem izmjena zraka u prostoriji u jednom satu obzirom na njenu namjenu, te se odabire veća vrijednost. Minimalni udio svježeg zraka odabire se, također prema namjeni prostora, po osobi i jednom satu i uključuje u dobiveni protok V_K , ovisno o broju osoba. Udio svježeg zraka pri radu sustava klimatizacije mijenja se s korakom od 10% od minimalne količine svježeg zraka do 100% svježeg zraka u dobavnoj struji. Kriterij za odabir udjela svježeg zraka u promatranom vremenskom trenutku je onaj pri kojem se troši minimum toplinske, odnosno rashladne energije za pripremu zraka, s tim da se nikad ne koristi vrijednost ispod propisane minimalne količine svježeg zraka.

4.4 SIMULACIJA RADA SUSTAVA KLIMATIZACIJE

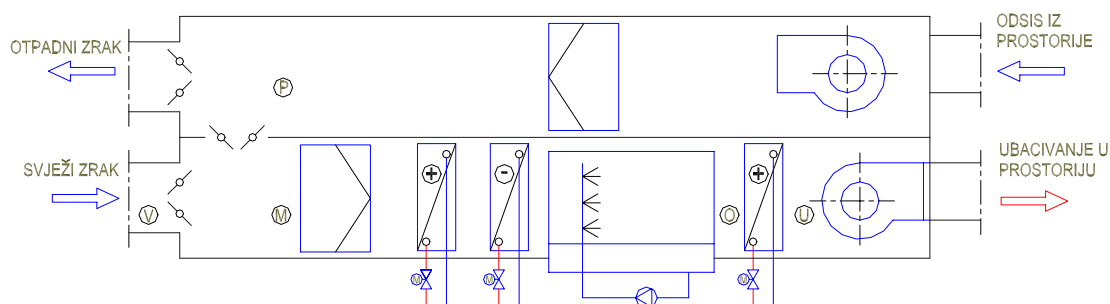
Određeno toplinsko opterećenje prostorije pokriva se ubacivanjem zraka odgovarajuće temperature i relativne vlažnosti u prostoriju. Obzirom na činjenicu da se toplinsko opterećenje prostorije tijekom vremena mijenja, temperatura i vlažnost dobavne struje zraka trebaju pratiti te promjene. Pripremanje dobavne struje zraka na odgovarajuće termodinamičko stanje za ubacivanje u prostoriju i razdioba zraka u prostoru vrše se sustavom klimatizacije.

Za potrebe ovog rada odabire se niskotlačni sustav klimatizacije s klima komorom za centralnu pripremu zraka. Kako se u radu provodi usporedba različitih rješenja u procesu pripreme zraka, za analizu se odabiru tri različite klima komore – klasična klima komora, klima komora s dizalicom topline i klima komora s dizalicom topline + povezanim sustavom kružnog toka, kojima se pokrivaju potrebe iste prostorije. O prednostima i nedostacima pojedinog rješenja zaključuje se prvenstveno na temelju ukupnog utroška energije u sustavima za iste pogonske uvjete, te na temelju složenosti izvedbe, upravljivosti i regulabilnosti.

4.4.1 Klasična klima komora

Klasična klima komora za centralnu pripremu zraka sastavljena je od sljedećih elemenata (vidi sliku 4.2):

- ventilator za dovod zraka u prostoriju
- ventilator za odvod zraka iz prostorije
- filter za struju dobavnog zraka
- filter za struju istrošenog zraka
- komora za miješanje svježeg i povratnog zraka
- grijač zraka
- hladnjak zraka
- komora za ovlaživanje zraka vodom
- dogrijač zraka.

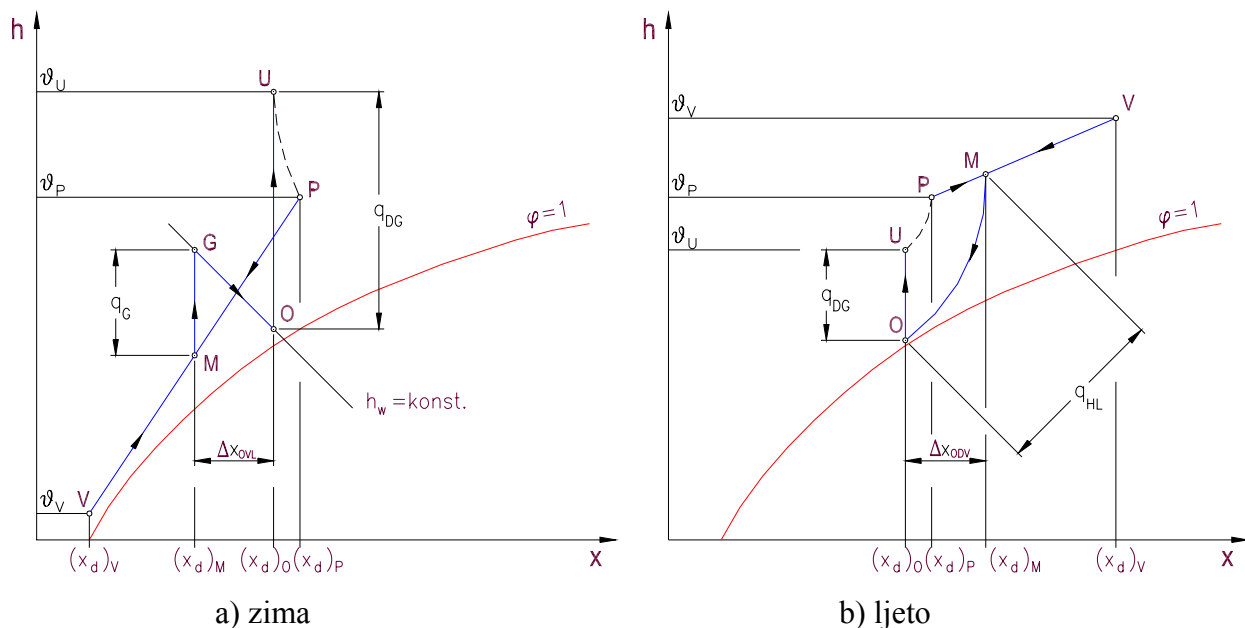


Slika 4.2 Klasična klima komora

Simulacija rada sustava provodi se raščlanjivanjem složenog procesa pripreme zraka za klimatizaciju na osnovne procese između pojedinih stanja vlažnog zraka:

- miješanje svježeg i povratnog zraka
- zagrijavanje zraka
- ovlaživanje zraka vodom
- hlađenje zraka bez odvlaživanja
- hlađenje zraka s odvlaživanjem.

Koji se od osnovnih procesa kombiniraju u cjelinu i tako čine složeni proces pripreme zraka, ovisi o toplinskom opterećenju prostorije u promatranom vremenskom trenutku. Pri tom se stanje vanjskog zraka (točka V na slici 4.3) mijenja i sustavom treba osigurati upravo onaj prijenos topline i tvari kojim se postiže odgovarajuće termodinamičko stanje ubacivanja (točka U). U prijelaznom razdoblju to se postiže promjenom omjera miješanja svježeg i povratnog zraka, dok u sezoni grijanja ili hlađenja zrak treba zagrijati i eventualno ovlažiti, odnosno ohladiti i eventualno odvlažiti. Obzirom na relativno veliki broj mogućih procesa u odnosu na stanje vanjskog zraka i ukupno toplinsko opterećenje, na slici 4.3 daju se prikazi karakterističnih procesa pripreme zraka u klasičnoj klima komori za slučaj grijanja i ovlaživanja zraka u zimskom razdoblju, odnosno hlađenja i odvlaživanja zraka u ljetnom razdoblju, koji predstavljaju kombinaciju svih osnovnih procesa.



Slika 4.3 Karakteristični procesi pripreme zraka u klasičnoj klima komori za zimsko i ljetno razdoblje

U procesu pripreme zraka, stanja vlažnog zraka u nezasićenom području određuju se za apsolutni tlak 1 bar na temelju aproksimacijskog izraza za tlak zasićenja u ovisnosti o temperaturi zraka, prema [16]:

$$p_s = 6.107 \cdot 10^{\ominus} \quad (4.67)$$

pri čemu je eksponent Θ jednak:

$$\text{za } -100^{\circ}\text{C} \leq \vartheta \leq 0^{\circ}\text{C} \quad \Theta = \frac{\vartheta}{(27.9541 + 0.103141\vartheta + 9.30422 \cdot 10^{-6} \vartheta^2)} \quad (4.67a)$$

$$\text{za } 0^{\circ}\text{C} \leq \vartheta \leq 140^{\circ}\text{C} \quad \Theta = \frac{\vartheta}{(31.6866 + 0.130986\vartheta + 2.52493 \cdot 10^{-5} \vartheta^2)} \quad (4.67b)$$

Nakon određivanja tlaka zasićenja ostale veličine stanja dobiju se kombinacijom izraza za relativnu vlažnost φ , sadržaj vlage x_d i entalpiju vlažnog zraka h u nezasićenom području:

$$\varphi = \frac{p_d}{p_s} \quad (4.68)$$

$$x_d = 0.622 \frac{p_d}{p - p_d} \quad (4.69)$$

$$h = 1.005 \vartheta + x_d (2500 + 1.93 \vartheta) \quad (4.70)$$

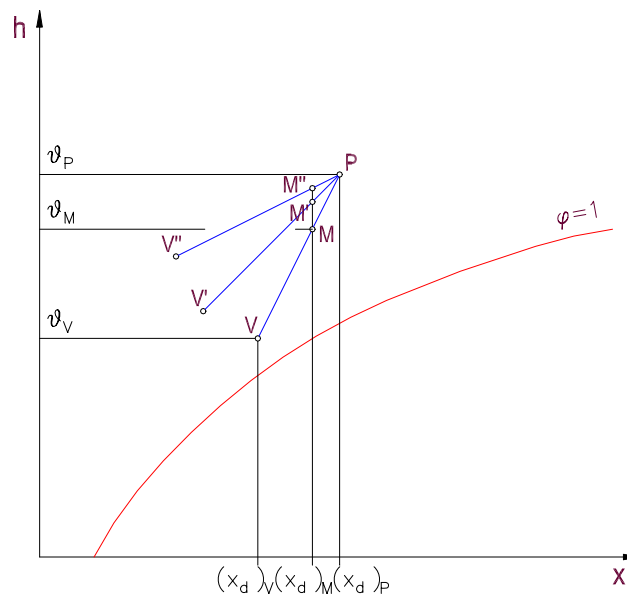
Proces miješanja zraka

Stanje zraka u prostoriji (točka P), stanje zraka za ubacivanje u prostoriju (točka U), udio svježeg zraka u ukupnoj količini zraka dobavne struje, te senzibilno toplinsko opterećenje prostorije predstavljaju rezultate simulacije toplinskog opterećenja prostorije. Udio svježeg zraka je volumenski i treba ga pretvoriti u maseni udio. Stanje vanjskog zraka definira se preko meteoroloških podataka o temperaturi ϑ_t^V i relativnoj vlažnosti φ_t^V (točka V). Pravac miješanja spaja točke P i V, a određivanje stanja mješavine (točka M) vrši se, uz poznavanje veličina stanja vlažnog zraka u točkama P i V i masenog udjela svježeg zraka, pomoću izraza:

$$(x_d)_M = g_{SZ}(x_d)_V + (1 - g_{SZ})(x_d)_P \quad (4.71)$$

$$h_M = g_{SZ}h_V + (1 - g_{SZ})h_P \quad (4.72)$$

Ovakvim je procesom moguće pokriti potrebe prostorije u prijelaznom razdoblju, kada nema velike razlike između temperature vanjskog zraka i zraka u prostoriji. U tom slučaju klima komora radi kao ventilacijski uređaj, a određena relativna vlažnost zraka postiže se promjenom omjera miješanja, kako je prikazano na slici 4.4.



Slika 4.4 Ventilacija prostorije uz održavanje sadržaja vlage u zraku promjenom omjera miješanja svježeg i optočne struje zraka

Proces zagrijavanja zraka

Proces zagrijavanja zraka može se vršiti u sezoni grijanja na grijaču (između točaka M i G na slici 4.3 a)) i nakon ovlaživanja vodom na dogrijaču (između točaka O i U na slici 4.3a)). U sezoni hlađenja se proces zagrijavanja zraka može vršiti na dogrijaču (između točaka O i U na slici 4.3 b)) nakon procesa hlađenja s odvlaživanjem. Koji se od tih procesa kombiniraju u cjelinu i time sačinjavaju složeni proces pripreme zraka ovisi o toplinskom opterećenju prostorije u promatranom vremenskom trenutku. Položaj točke G ovisi o položaju točke O, koja u oba dijagrama na slici 4.3 treba imati sadržaj vlage $(x_d)_O$ jednak potrebnom sadržaju vlage $(x_d)_U$ točke ubacivanja U, u odnosu na latentno toplinsko opterećenje prostorije. Rješenje potrebnog sadržaja vlage $(x_d)_U$ točke ubacivanja U slijedi iz izraza (4.56), u kojem je tražena veličina označena s x^{KL}_t :

$$(x_d)_U = (x_d)_P - \frac{\Phi_L + V_I \rho r_l [(x_d)_V - (x_d)_P]}{V_K \rho r_l} \quad (4.73)$$

Potpuno definiranje stanja zraka u točki O slijedi određivanjem entalpije, odnosno temperature iz procesa ovlaživanja u sezoni grijanja, odnosno procesa odvlaživanja u sezoni hlađenja. Pravci zagrijavanja u h,x-dijagramu između točaka M i G, odnosno točaka O i U su okomiti i imaju sljedeće karakteristike:

$$(x_d)_M = (x_d)_G \quad \text{i} \quad (x_d)_U = (x_d)_O \quad (4.74)$$

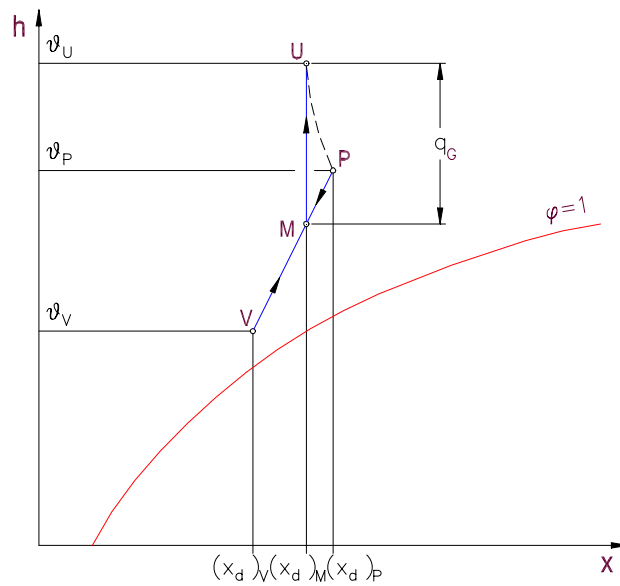
Potrebni učinak grijača i dogrijača određuje se prema izrazima:

$$\Phi_{G,t} = V_{K,t} \rho (h_{G,t} - h_{M,t}) \quad (4.75)$$

$$\Phi_{DG,t} = V_{K,t} \rho (h_{U,t} - h_{O,t}) \quad (4.76)$$

gdje su entalpije h pojedinih stanja vlažnog zraka definirane izrazom (4.70).

Ukoliko se odgovarajućim omjerom miješanja može postići da u zimskom periodu sadržaj vlage mješavine odgovara sadržaju vlage stanja ubacivanja $((x_d)_M = (x_d)_U)$, stanje ubacivanja se može postići samo zagrijavanjem zraka, bez ovlaživanja. Prikaz takvog procesa dan je na slici 4.5.



Slika 4.5 Priprema zraka zagrijavanjem bez ovlaživanja

Proces ovlaživanja zraka vodom

Proces ovlaživanja provodi se u sezoni grijanja između točaka M i O na slici 4.3 a), ukoliko je sadržaj vlage $(x_d)_M$ nakon procesa miješanja manji od potrebnog sadržaja vlage $(x_d)_U$ stanja ubacivanja U. Bilanca vlage za proces ovlaživanja zraka vodom može se napisati u obliku:

$$\dot{m}_w = V_K \rho [(x_d)_O - (x_d)_M] \quad (4.77)$$

dok iz energetske bilance za adijabatsko ovlaživanje proizlazi:

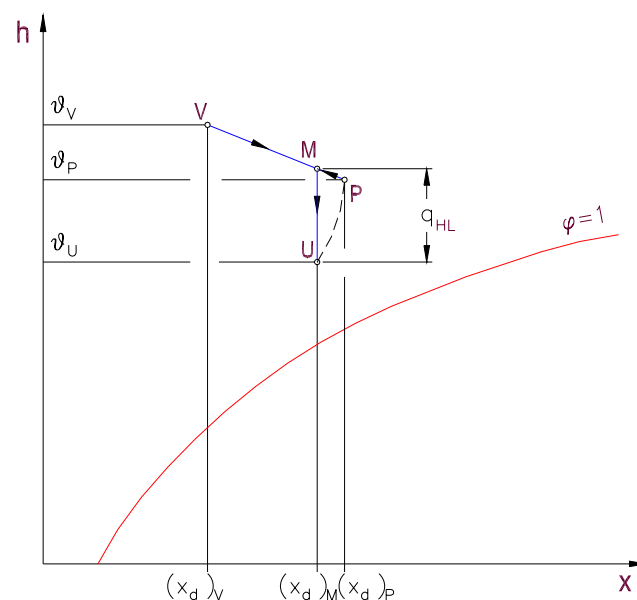
$$h_w = c_w \vartheta_w = \frac{h_O - h_M}{(x_d)_O - (x_d)_M} \quad (4.78)$$

Iz izraza (4.77) određuje se utrošak vode za ovlaživanje, a iz izraza (4.78) može se odrediti specifična entalpija h_O u točki O, ako je poznato stanje vode za ovlaživanje, čime se zajedno s izrazom (4.74) u potpunosti definira stanje zraka nakon ovlaživanja:

$$h_O = h_M + h_w [(x_d)_O - (x_d)_M] \quad (4.79)$$

Proces hlađenja zraka s odvlaživanjem

Proces hlađenja bez odvlaživanja sličan je procesu zagrijavanja, s tim što se promjena temperature odvija u suprotnom smjeru, dakle okomito prema dolje u h, x -dijagramu (vidi sliku 4.6). Taj se proces, kao i kod čistog zagrijavanja, ostvaruje u slučaju približno jednakog sadržaja vlage nakon procesa miješanja u odnosu na potrebni sadržaj vlage stanja ubacivanja ($(x_d)_M = (x_d)_U$).



Slika 4.6 Priprema zraka hlađenjem bez odvlaživanja

Međutim, ukoliko je $(x_d)_M > (x_d)_U$ (vidi sliku 4.3b)), zrak za klimatizaciju treba odvlažiti, što se postiže hlađenjem ispod točke rosišta stanja M. Pri tom je za smanjenje sadržaja vlage u zraku u iznosu:

$$\Delta x_w = (x_d)_M - (x_d)_O \quad (4.80)$$

potreban rashladni učinak hladnjaka:

$$\Phi_{HL,t} = V_{K,t} \rho (h_{M,t} - h_{O,t}) \quad (4.81)$$

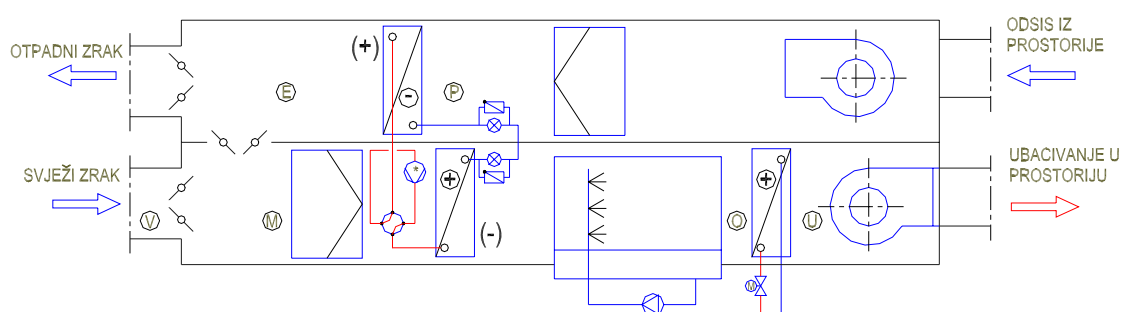
nakon čega zrak treba dogrijati na stanje ubacivanja U.

Iz simulacije rada klasične klima komore dobivaju se, preko definiranja stanja vlažnog zraka u svim karakterističnim točkama procesa, podaci o učinku predgrijača, dogrijača i hladnjaka i podaci o utrošku vode za ovlaživanje. Ove veličine, koje se određuju u svakom satu ispitne referentne godine za navedene sekundarne izvore, mogu poslužiti kao ulazni podaci za određivanje utroška energije primarnih izvora (onih koji kemijsku energiju goriva ili električnu energiju pretvaraju u toplinski, odnosno rashladni učinak). Tim se postupkom učinak aparata koji predstavljaju sekundarne izvore može svesti na utrošak primarnog energenta. U okviru ovog rada provedena je analiza do razine sekundarnih izvora. Utrošak električne energije za pogon ventilatora i crpke ovlaživača određuje se na temelju njihove električne snage.

4.4.2 Klima komora s dizalicom topline

Klima komora s dizalicom topline za centralnu pripremu zraka sastavljena je od sljedećih elemenata (vidi sliku 4.7):

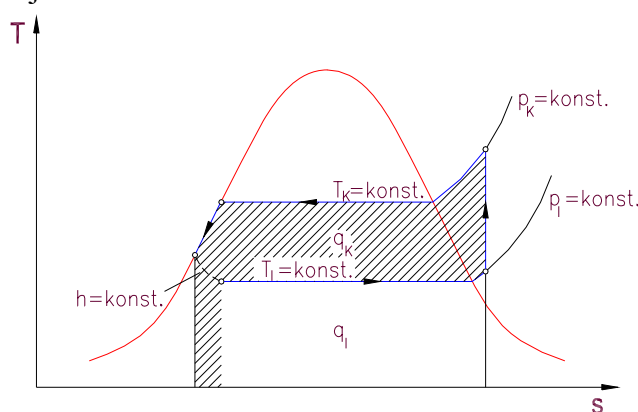
- ventilator za dovod zraka u prostoriju
- ventilator za odvod zraka iz prostorije
- filter za struju dobavnog zraka
- filter za struju istrošenog zraka
- komora za miješanje svježeg i povratnog zraka
- prvi kondenzator dizalice topline – grijač zraka
- drugi kondenzator dizalice topline – dogrijač zraka
- isparivač dizalice topline – hladnjak zraka
- komora za ovlaživanje zraka vodom
- dogrijač zraka.



Slika 4.7 Klima komora s dizalicom topline

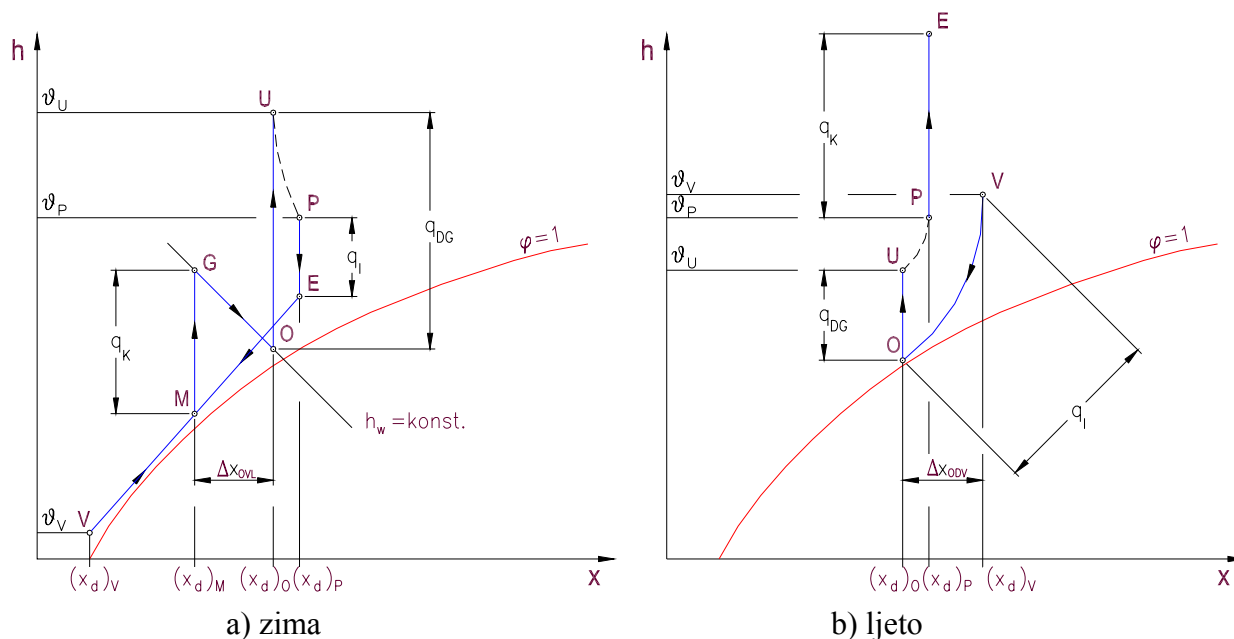
Dizalica topline je toplinski stroj u kojem se ljevokretnim procesom s radnom tvari na jednoj strani (kondenzator) dobiva toplinski, a na drugoj strani (isparivač) rashladni učinak. Prikaz ljevokretnog procesa u dizalici topline u T,s dijagramu dan je na slici 4.8. Kompresija radne tvari u procesu ostvaruje se stapnim hermetičkim kompresorom na električni pogon.

Odabrana dizalica topline može promijeniti smjer odvijanja ciklusa, što se ostvaruje ugradnjom četveroputnog preklopnog ventila, kojim se mijenja smjer strujanja radne tvari kroz sustav. Tako u sezoni grijanja izmjenjivač u dobavnoj struji radi kao kondenzator koji ima funkciju grijača zraka, a u istrošenoj struji je isparivač, dok je u sezoni hlađenja obratno – izmjenjivač u struji dobavnog zraka radi kao isparivač, odnosno hladnjak zraka, a u istrošenoj struji je kondenzator. Ukoliko je u procesu pripreme zraka za ubacivanje u prostoriju u sezoni hlađenja potrebno pomoću isparivača izvršiti odvlaživanje zraka, njegovo se zagrijavanje na temperaturu ubacivanja postiže pomoću drugog kondenzatora dizalice topline koji se nalazi u struji dobavnog zraka. Regulacija toplinskog učinka drugog kondenzatora ostvaruje se ugradnjom razdjelnog troputnog ventila. Temperatura kondenzacije je 50°C , a temperatura isparavanja 3°C . Regulacija učinka sustava vrši se promjenom volumetričkog stupnja djelovanja prigušenjem radne tvari u usisnom vodu.



Slika 4.8 T,s dijagram stvarnog procesa u dizalici topline

Osnovni procesi između pojedinih stanja vlažnog zraka su isti kao kod klasične klima komore, a sličan je i način proračuna. Prikazi karakterističnih procesa pripreme zraka u klima komori s dizalicom topline za slučaj grijanja i ovlaživanja zraka u zimskom razdoblju, odnosno hlađenja i odvlaživanja zraka u ljetnom razdoblju, daju se na slici 4.9:



Slika 4.9 Karakteristični procesi pripreme zraka u klima komori s dizalicom topline za zimsko i ljetno razdoblje

Učinak kondenzatora pri zagrijavanju zraka u zimskom periodu između stanja M i G na slici 4.9a) određuje se na način koji odgovara učinku grijača prema izrazu (4.75). Međutim, točka M se ne određuje kao mješavina stanja P i stanja V kod klasične klima komore, jer se struja istrošenog zraka prije miješanja sa strujom svježeg zraka hladi prolaskom kroz isparivač do stanja E, a tek nakon toga se miješa sa vanjskim zrakom stanja V. Određivanje stanja mješavine M vrši se, prema tome, pomoću izraza:

$$(x_d)_M = g_{SZ}(x_d)_V + (1 - g_{SZ})(x_d)_E \quad (4.82)$$

$$h_M = g_{SZ}h_V + (1 - g_{SZ})h_E \quad (4.83)$$

Određivanje sadržaja vlage mješavine prema izrazu (4.82) nije problem, jer vrijedi $(x_d)_E = (x_d)_P$, no entalpija vlažnog zraka h_E u točki E nije poznata veličina. Ona ovisi o učinku isparivača dizalice topline, koji opet ovisi o potrebnom učinku kondenzatora u struji dobavnog zraka. Veza između učinka isparivača i kondenzatora dizalice topline dana je sljedećim izrazima:

$$\varepsilon_G = \frac{\Phi_K}{P_{EL}} \quad (4.84)$$

$$\Phi_K = \Phi_I + \eta_a P_{EL} \quad (4.85)$$

Faktor grijanja ε_G dizalice topline (*eng.* COP) u izrazu (4.84) odabire se $\varepsilon_G = 3.5$, a faktor η_a u izrazu (4.85), kojim se snaga hermetičkog kompresora svodi na električnu snagu, iznosi $\eta_a = 0.9$. Veza između učinka isparivača i kondenzatora može se napisati i u obliku:

$$\Phi_I = \Phi_K \left(1 - \frac{\eta_a}{\varepsilon_G} \right) \quad (4.86)$$

iz kojeg se može izračunati nepoznati učinak isparivača Φ_I ukoliko je poznat učinak kondenzatora Φ_K i obratno. Za određivanje učinka kondenzatora potrebno je prethodno odrediti h_M . Supstitucijom entalpije h_E u izrazu (4.83) pomoću jednadžbe:

$$\Phi_{I,t} = V_{K,t} \rho (h_{P,t} - h_{E,t}) \quad (4.87)$$

te upotrebom jednadžbe:

$$\Phi_{K,t} = V_{K,t} \rho (h_{G,t} - h_{M,t}) \quad (4.88)$$

i kombinacijom s izrazom (4.86), dobije se:

$$h_M = \frac{g_{SZ}h_V + (1 - g_{SZ})h_P - (1 - g_{SZ}) \left(1 - \frac{\eta_a}{\varepsilon_G} \right) h_G}{1 - (1 - g_{SZ}) \left(1 - \frac{\eta_a}{\varepsilon_G} \right)} \quad (4.89)$$

Uvrštavanjem dobivene vrijednosti h_M iz prethodnog izraza u jednadžbu (4.88), dobije se učinak kondenzatora Φ_K , a preko izraza (4.85) i (4.86) dobiju se učinak isparivača Φ_I i električna snaga kompresora dizalice topline P_{EL} . Ostala karakteristična stanja procesa, toplinski učinak dogrijača (između stanja O i U - slika 4.9 a)) i utrošak vode za ovlaživanje zraka u zimskom periodu (slika 4.9 a)) određuju se jednako kao za klasičnu klima komoru. Ukoliko je potrebno hlađenje zraka s eventualnim odvlaživanjem, mijenja se smjer odvijanja procesa u dizalici topline, pa izmjenjivač u dobavnoj struji zraka radi kao isparivač. U slučaju potrebe za odvlaživanjem zraka, ukupni toplinski učinak kondenzatora dijeli se na dva dijela, a funkciju dogrijača zraka preuzima drugi kondenzator koji se nalazi u struji dobavnog zraka. Karakteristični proces u h,x-dijagramu prikazan je na slici 4.9 b). Obzirom na zagrijavanje struje istrošenog zraka pri prolasku kroz prvi kondenzator, njezino mješanje s vanjskim zrakom ne bi bilo energetski korisno. Stoga se u ljetnom periodu, kada je entalpija vanjskog zraka h_V niža od entalpije istrošenog zraka h_E nakon prolaska kroz prvi kondenzator (vidi sliku 4.9 b)), u procesu pripreme zraka za klimatizaciju koristi 100% svježi zrak. U navedenom slučaju nema miješanja, pa izrazi za rashladni učinak isparivača i toplinski učinak prvog kondenzatora poprimaju oblik:

$$\Phi_{I,t} = V_{K,t} \rho (h_{V,t} - h_{O,t}) \quad (4.90)$$

$$\Phi_{KI,t} = V_{K,t} \rho (h_{E,t} - h_{P,t}) \quad (4.91)$$

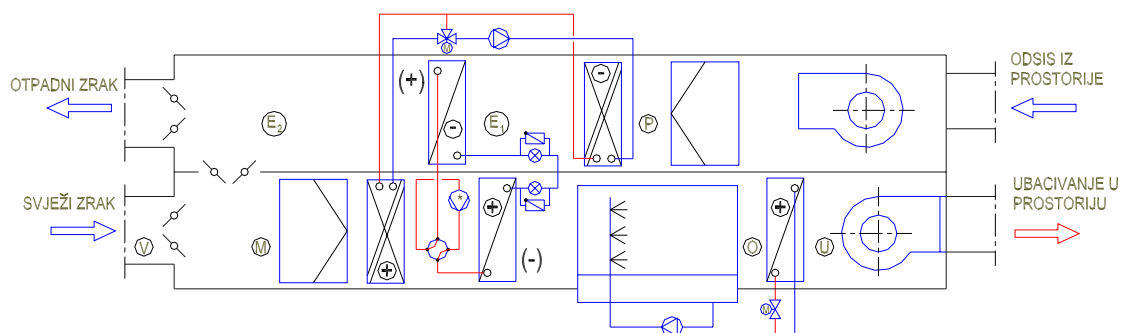
s tim što se, uz poznati rashladni učinak isparivača, ukupni toplinski učinak kondenzatora jednostavno može odrediti iz izraza (4.86). Određivanje električne snage kompresora dizalice topline P_{EL} vrši se kao za zimski period, dok se određivanje toplinskog učinka drugog kondenzatora Φ_{KII} (između stanja O i U – slika 4.9 b)) vrši, kao za dogrijač klasične klima komore, prema izrazu (4.76). Ostala karakteristična stanja procesa u ljetnom periodu određuju se jednako kao za klasičnu klima komoru.

Utrošak električne energije za pogon ventilatora i crpke ovlaživača određuje se na temelju njihove električne snage.

4.4.3 Klima komora s dizalicom topline i povezanim sustavom kružnog toka

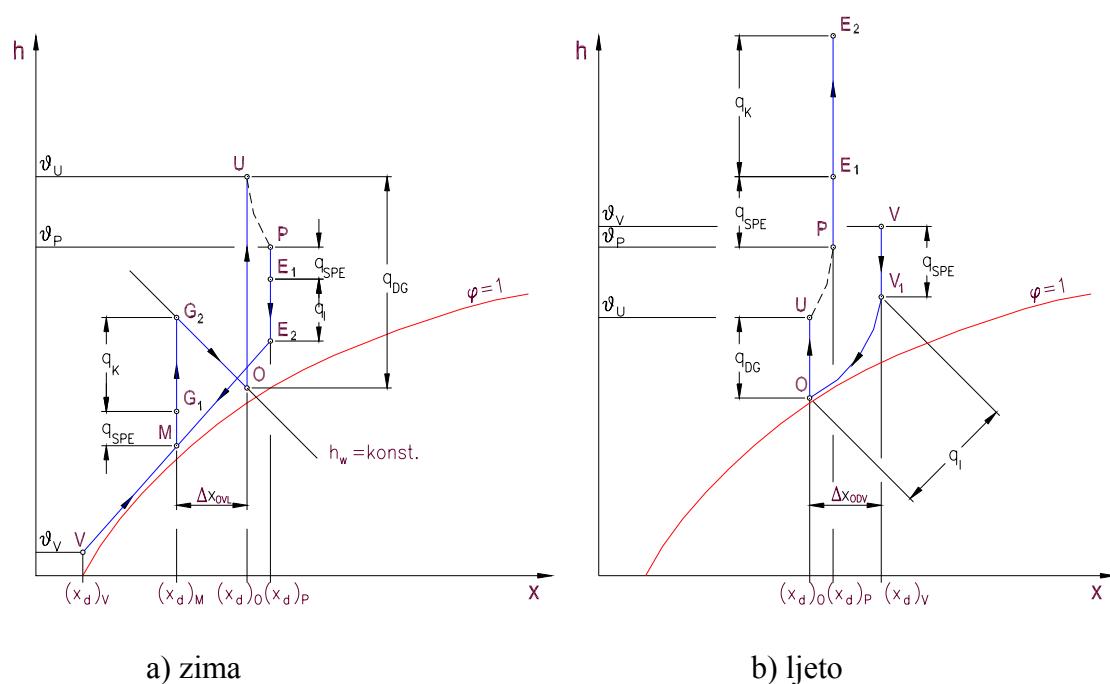
U ovoj klima komori, uz dizalicu topline, ugrađuje se i sustav povrata toplinske energije. Klima komora s dizalicom topline i povezanim sustavom kružnog toka za centralnu pripremu zraka sastavljena je od sljedećih elemenata (vidi sliku 4.10):

- ventilator za dovod zraka u prostoriju
- ventilator za odvod zraka iz prostorije
- filter za struju dobavnog zraka
- filter za struju istrošenog zraka
- komora za miješanje svježeg i povratnog zraka
- izmjenjivač povezanog sustava kružnog toka u struji istrošenog zraka
- izmjenjivač povezanog sustava kružnog toka u struji dobavnog zraka
- prvi kondenzator dizalice topline – grijač zraka
- drugi kondenzator dizalice topline – dogrijač zraka
- isparivač dizalice topline – hladnjak zraka
- komora za ovlaživanje zraka vodom
- dogrijač zraka.



Slika 4.10 Klima komora s dizalicom topline i povezanim sustavom kružnog toka

Karakteristični procesi pripreme zraka i način proračuna slični su kao kod klima komore s dizalicom topline. Prikazi karakterističnih procesa pripreme zraka u klima komori s dizalicom topline i povezanim sustavom kružnog toka za slučaj grijanja i ovlaživanja zraka u zimskom razdoblju, odnosno hlađenja i odvlaživanja zraka u ljetnom razdoblju, daju se na slici 4.11:



Slika 4.11 Karakteristični procesi pripreme zraka u klima komori s dizalicom topline i povezanim sustavom kružnog toka za zimsko i ljetno razdoblje

Osnovna razlika između procesa na slici 4.11 (dizalica topline + povezani sustav kružnog toka), u odnosu na proces prikazan na slici 4.9 (samo dizalica topline), je u podjeli hlađenja i zagrijavanja zraka u dva stupnja. Dizalica topline i povezani sustav kružnog toka oboje koriste istrošeni zrak kao toplinski spremnik. Istrošeni zrak prolazi najprije kroz izmjenjivač povezanog sustava kružnog toka, a zatim kroz izmjenjivač dizalice topline.

Izrazi za rashladni učinak isparivača i toplinski učinak kondenzatora dizalice topline, prema stanjima zraka na slici 4.11, poprimaju oblik:

$$\text{za grijanje } \Phi_{I,t} = V_{K,t} \rho (h_{E1,t} - h_{E2,t}) \quad (4.92)$$

$$\Phi_{K,t} = V_{K,t} \rho (h_{G2,t} - h_{G1,t}) \quad (4.93)$$

$$\text{za hlađenje } \Phi_{I,t} = V_{K,t} \rho (h_{V1,t} - h_{O,t}) \quad (4.94)$$

$$\Phi_{KI,t} = V_{K,t} \rho (h_{E2,t} - h_{E1,t}) \quad (4.95)$$

Stanja vlažnog zraka na izlazu iz izmjenjivača povezanog sustava kružnog toka (E_1 i G_1 na slici 4.11 a), odnosno E_1 i V_1 na slici 4.11 b)) izračunavaju se programskim modulom SPEECO na način opisan u poglavlju 3.3., integriranim u simulacijski model rada klima komore, s tim da se ulazno stanje zraka na izmjenjivaču u dobavnoj struji zimi određuje iz izraza sličnog izrazu (4.89):

$$h_M = \frac{g_{SZ} h_{E1} + (1 - g_{SZ}) h_P - (1 - g_{SZ}) \left(1 - \frac{\eta_a}{\varepsilon_G} \right) h_{G2}}{1 - (1 - g_{SZ}) \left(1 - \frac{\eta_a}{\varepsilon_G} \right)} \quad (4.96)$$

a ljeti odgovara stanju vanjskog zraka. Razlog za to isti je kao kod klima komore s dizalicom topline. Naime, kada je entalpija vanjskog zraka h_V niža od entalpije istrošenog zraka h_{E2} nakon prolaska kroz prvi kondenzator dizalice topline (vidi sliku 4.11 b)), u procesu pripreme zraka za klimatizaciju koristi se 100% svježi zrak, jer se za njegovo hlađenje i odvlaživanje u tom slučaju troši manje energije nego za mješavinu. Povrat topline, koji se ostvaruje povezanim sustavom kružnog toka određuje se prema izrazu (3.35) iz:

$$\text{za grijanje } \Phi_{SPE,t} = V_{K,t} \rho (h_{G1,t} - h_{M,t}) \quad (4.97)$$

$$\text{za hlađenje } \Phi_{SPE,t} = V_{K,t} \rho (h_{V,t} - h_{V1,t}) \quad (4.98)$$

Stupanj iskorištenja povezanog sustava kružnog toka u pojedinom satu rada sustava klimatizacije određuje se prema izrazu (3.1) iz:

$$\text{za grijanje } \eta_t = \frac{g_{G1} - g_M}{g_P - g_M} \quad (4.99)$$

$$\text{za hlađenje } \eta_t = \frac{g_V - g_{V1}}{g_V - g_P} \quad (4.100)$$

Ostala karakteristična stanja procesa, toplinski učinak dogrijača, odnosno drugog kondenzatora dizalice topline (između stanja O i U) i utrošak vode za ovlaživanje zraka u zimskom periodu (slika 4.11 a)) određuju se jednako kao za klima komoru s dizalicom topline.

Utrošak električne energije za pogon ventilatora, crpke ovlaživača i crpke povezanog sustava kružnog toka određuje se na temelju njihove električne snage.

4.5 PROGRAMI ZA RAČUNALO

Na temelju postavljenog matematičkog modela simulacije toplinskog opterećenja prostorije i simulacije rada sustava klimatizacije načinjen je matematički algoritam rješavanja iz kojeg su nastali programski paketi KLKLIMA, DTKLIMA i DTPTKLIMA za tri promatrane vrste klima komore. Time se omogućuje dobivanje rezultata i analiza rezultata za promatrane sustave klimatizacije.

Razvijeni programski paketi iz ulaznih podataka:

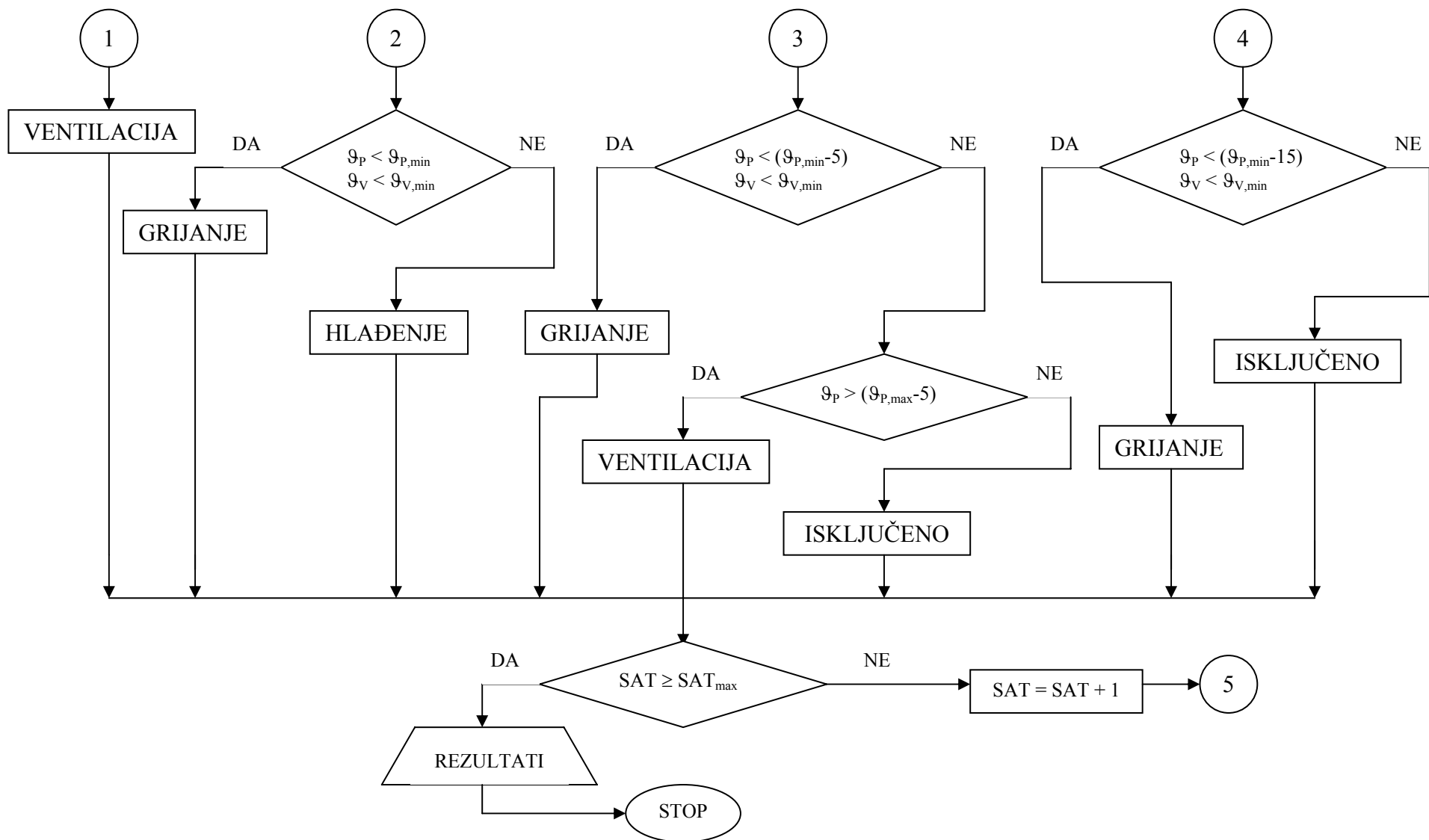
- dimenzije i orijentacija prostorije,
- vrijeme korištenja prostorije,
- meteorološki podaci o temperaturi vanjskog zraka, relativnoj vlažnosti vanjskog zraka i globalnom sunčevom zračenju,
- fizikalna svojstva materijala ploha prostorije,
- emisijski koeficijenti ploha prostorije,
- podaci o unutarnjim izvorima senzibilne i latentne topline

daju sljedeće rezultate:

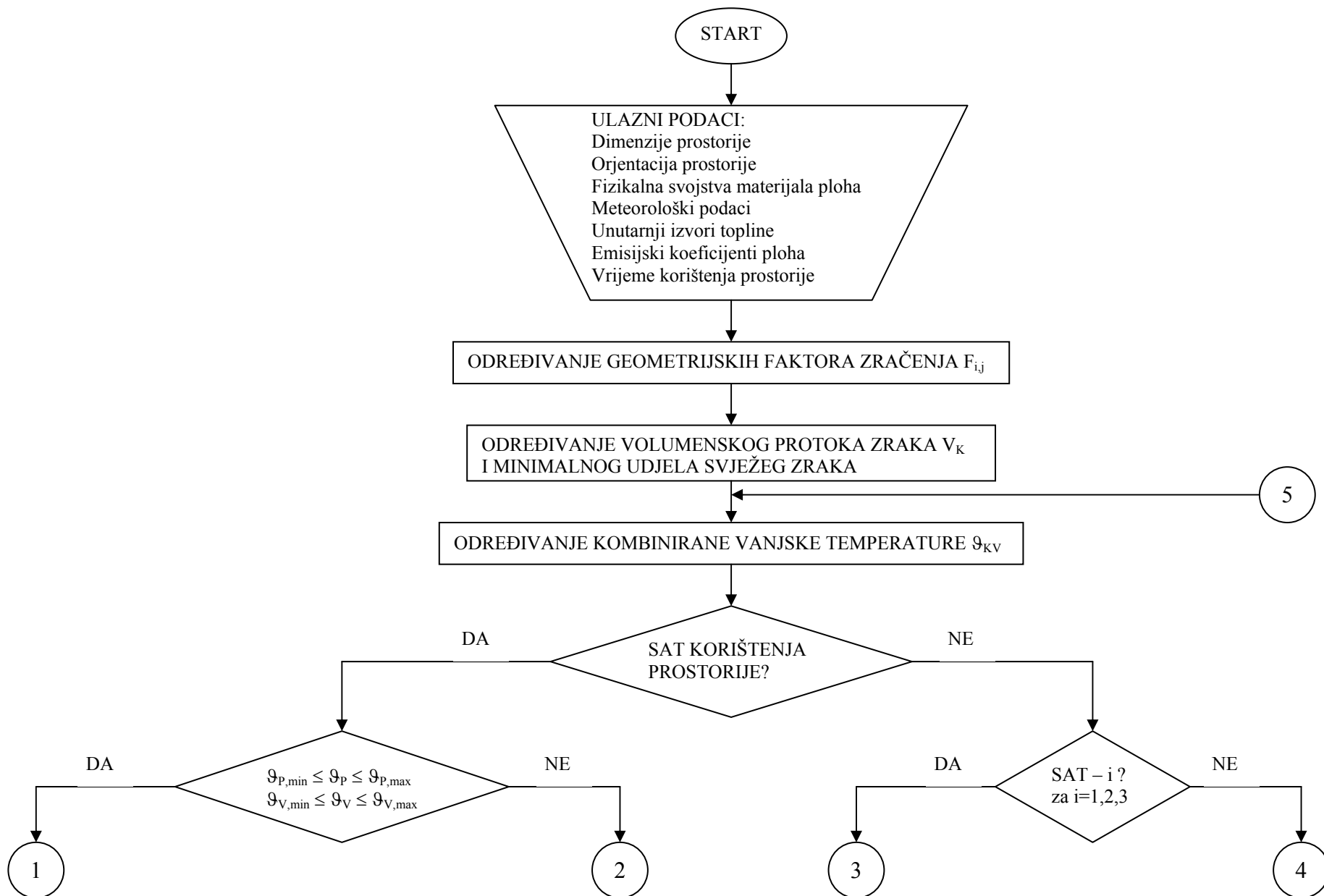
- satne vrijednosti veličina stanja vlažnog zraka u karakterističnim točkama procesa,
- satno senzibilno i latentno toplinsko opterećenje prostorije,
- satni, mjesečni i godišnji utrošak toplinske i rashladne energije grijača, hladnjaka (KLKLIMA), dogrijača, kondenzatora (DTKLIMA i DTPTKLIMA), isparivača (DTKLIMA i DTPTKLIMA) i izmjenjivača sustava povrata topline (DTPTKLIMA) u klima komori,
- satni, mjesečni i godišnji utrošak vode za ovlaživanje zraka
- utrošak električne energije za pogon ventilatora, crpke ovlaživača i crpke sustava povrata topline (DTPTKLIMA),
- utrošak električne energije za pogon kompresora (DTKLIMA i DTPTKLIMA),
- satne vrijednosti stupnja iskorištenja sustava povrata topline (DTPTKLIMA).

Dobiveni rezultati za navedene sekundarne energetske izvore mogu poslužiti kao ulazni podaci za određivanje utroška energije primarnih izvora (onih koji kemijsku energiju goriva ili električnu energiju pretvaraju u toplinski, odnosno rashladni učinak), što se ostavlja za buduća istraživanja, zajedno s analizom rada drugih sustava povrata topline.

Razvijeni programi su fleksibilni, odnosno uz male modifikacije mogu se prilagoditi različitim sustavima klimatizacije. Slijedi pojednostavljeni opći dijagram toka glavnog programa:



Slika 4.12 Pojednostavljeni opći dijagram toka glavnog programa



5. MJERNA LINIJA I PROVOĐENJE MJERENJA

5.1 EKSPERIMENTALNI PRISTUP PROBLEMU

Poznato je da se mjerenjem na stvarnim objektima dobivaju najpouzdanije informacije o fizikalnim procesima. Stoga je čest slučaj da odgovarajuće eksperimentalno istraživanje prati razvoj simulacijskog modela. Pri tom provođenje mjerenja može poslužiti kao sredstvo za iznalaženje novih informacija u svrhu kompletiranja modela, ili za potvrdu informacija koje predstavljaju rezultate simulacije. Međutim, eksperimenti na stvarnim objektima mogu biti vrlo skupi, a ponekad i teško provedivi. Tu treba istaknuti, uz poteškoće koje se javljaju pri samom postupku mjerenja, također i poteškoće s točnošću mjernih instrumenata i osjetnika. S druge strane, eksperiment je sam po sebi stvaran, te stoga ne postoji problem simulacije stvarnih fizikalnih procesa.

Obzirom na činjenicu da stupanj iskorištenja sustava povrata toplinske energije ovisi o velikom broju parametara, čiji utjecaj još uvijek nije dovoljno ispitan, postavljena je mjerna linija za provođenje mjerenja na sustavu povrata toplinske energije u stvarnoj veličini, uvažavajući uputstva i spoznaje iz sličnih mjerenja [5], [19].

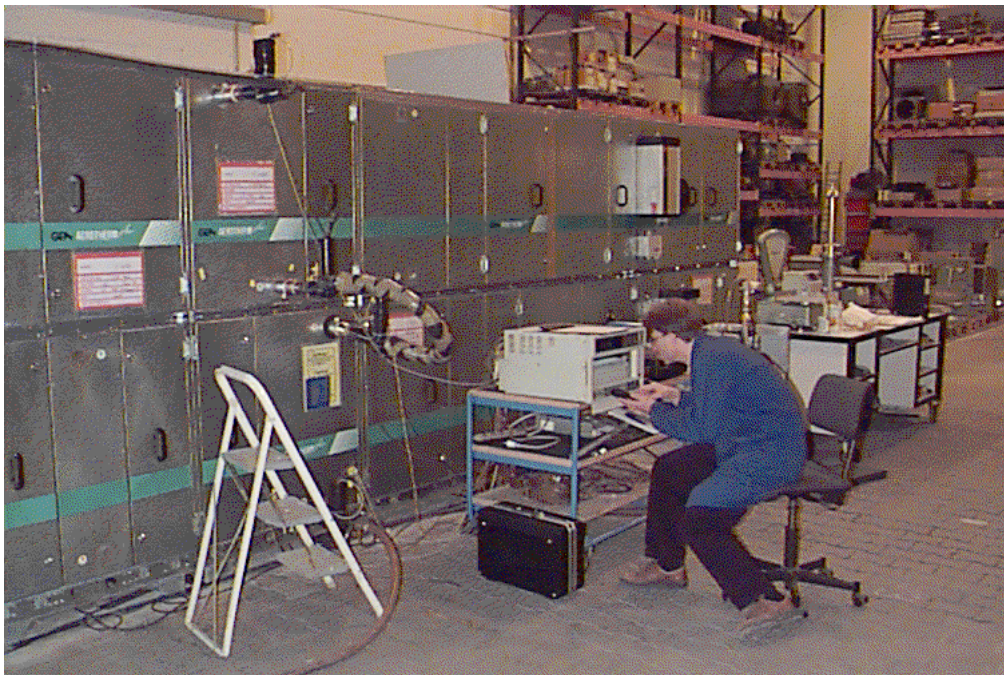
Eksperimentalni postupak sastoji se u mjerenju temperatura zraka i vode za vrijeme rada povezanog sustava kružnog toka, mijenjajući pri tom kontrolirano temperaturu vanjskog okoliša, protočni volumen zraka kroz klima komoru i protočni volumen vode kroz sustav, sve za dva različita orebrenja izmjenjivača. Na temelju izmjerenih vrijednosti se određuje stupanj iskorištenja sustava, te se provodi analiza valjanosti sustava za izmjereni niz radnih točaka.

5.2 MJERNA LINIJA

Eksperimentalnim postupkom prikupljaju se podaci o temperaturi zraka ispred i iza izmjenjivača povezanog sustava kružnog toka u struji dobavnog zraka i struji istrošenog zraka, te temperature vode na ulazu i izlazu iz izmjenjivača. Navedenom postupku prethode detaljna mjerenja geometrije izmjenjivača, kako bi se mogao analizirati utjecaj različitih tipova orebrenja na valjanost sustava. Fotografije mjerne linije i korištene mjerne opreme dane su na slikama 5.1, 5.2 i 5.3, a shematski prikaz mjerne linije na slici 5.4.

Osnova mjerne linije je komora za centralnu pripremu zraka, tipa Aerotherm Plus, s ugrađenim sustavom povrata toplinske energije, proizvođača GEA Happel Climatechnik GmbH, koja se nalazi u Laboratoriju tvorničkog istraživačkog centra u Herneu, Savezna Republika Njemačka, gdje se vrše sva potrebna mjerenja.

Mjerenje se provodi za protočne volumene zraka kroz klima komoru od 4500 m³/h do 12000 m³/h, te za odnose vodenih vrijednosti toplinskih kapaciteta struja zraka i vode od 0.5 do 2, uz mijenjanje pogonskog stanja uređaja pomoću ugrađenog grijača zraka iza prvog izmjenjivača povezanog sustava kružnog toka (vidi sliku 5.4). Ventilator klima komore opremljen je frekvencijskim pretvaračem, čime se omogućuje kontinuirana promjena broja okretaja ventilatora, a time i promjena protočnog volumena zraka kroz klima komoru. Nakon filtriranja, zrak prolazi kroz prvi izmjenjivač, pri čemu mu se promjeni temperatura na višu ili na nižu, ovisno o vanjskom toplinskom opterećenju, odnosno o tom da li sustavom treba grijati ili hladiti dobavnu struju zraka. Grijač, koji je ugrađen neposredno iza prvog izmjenjivača, omogućuje zagrijavanje zraka i to: u slučaju ljetnog toplinskog opterećenja za postizanje željene temperature toplog vanjskog zraka (simulacija vanjskog stanja zraka), te u slučaju zimskog toplinskog opterećenja za postizanje željene temperature toplog istrošenog zraka (simulacija stanja zraka na izlazu iz prostorije). Shematski prikaz navedenih slučajeva dan je na slikama 5.5 i 5.6.



Slika 5.1 Prikaz mjerenja na mjernoj liniji



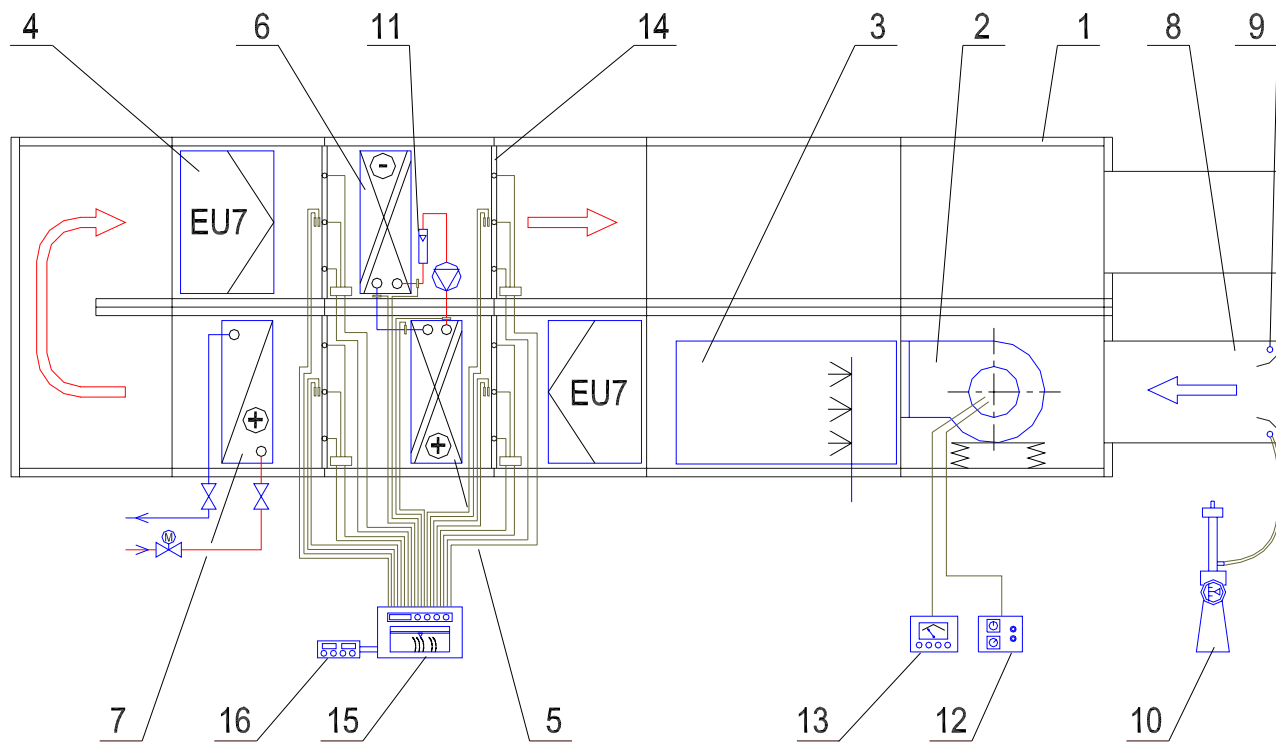
Slika 5.2 Prikaz mjernog instrumenta za mjerenje temperature



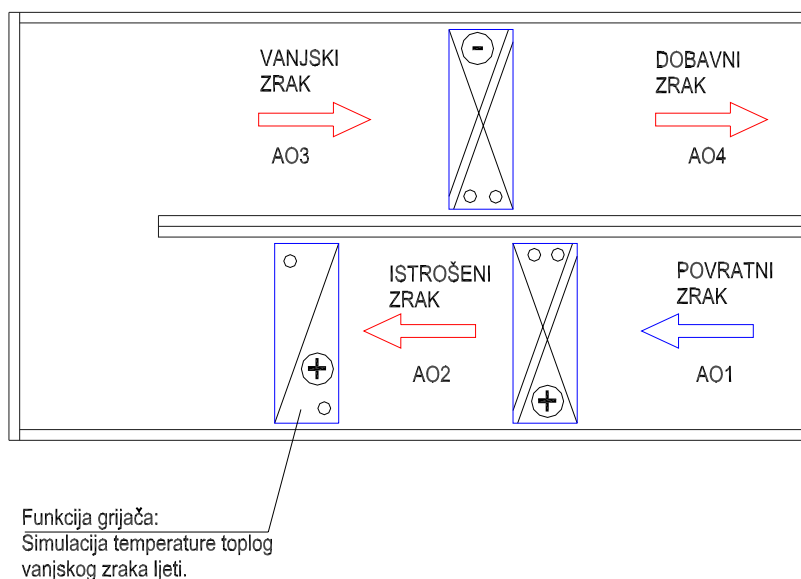
Slika 5.3 Prikaz mjernih instrumenata za mjerenje i regulaciju protočnog volumena zraka

Na slikama 5.5 i 5.6 vidljivo je da se u slučaju ljetnog toplinskog opterećenja raspored struja zraka postavlja tako da vanjski zrak ima stanje uspostavljeno nakon prolaska kroz grijač, dok u slučaju zimskog toplinskog opterećenja vanjski zrak ima stanje uspostavljeno prije prolaska kroz grijač i prvi izmjenjivač sustava. Time se omogućuje ispitivanje sustava za slučajeve hlađenja i grijanja bez ugradnje hladnjaka u klima komoru. Zrak se nakon prolaska kroz grijač skreće pomoću posebnog dijela komore prema drugom izmjenjivaču i ponovno filtrira. Nakon prolaska kroz drugi izmjenjivač, pri čemu mu se ponovno promjeni temperatura, zrak se odvodi u okoliš.

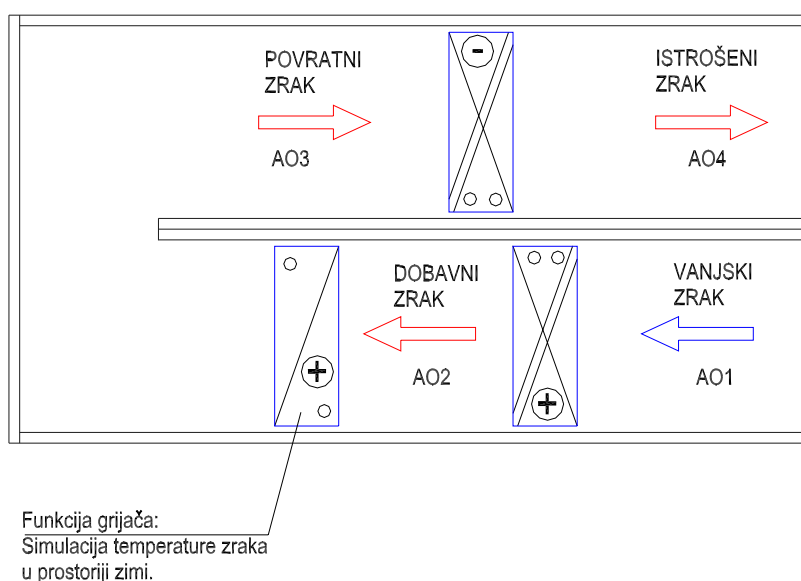
Promjena protočnog volumena vode kroz povezani sustav kružnog toka vrši se pomoću regulacijskih ventila na cirkulacijskom vodu, kojima se podešava odgovarajući odnos između protoka zraka i vode.



Slika 5.4 Shema mjerne linije – 1-klima jedinica; 2-ventilator; 3-ovlaživač; 4-filtar; 5-prvi izmjenjivač s.p.e.; 6-drugi izmjenjivač s.p.e.; 7-grijač; 8-kalibrirana sapnica; 9-prstenasti vod; 10-manometar; 11-rotametar; 12-regulator broja okretaja; 13-mjerač broja okretaja; 14-mjerna “rešetka”; 15-pisač Yokogawa; 16-izvor konstantnog napona



Slika 5.5 Shema rasporeda struja zraka pri simulaciji ljetnog toplinskog opterećenja



Slika 5.6 Shema rasporeda struja zraka pri simulaciji zimskog toplinskog opterećenja

Također se vrši usporedba dvaju tipova orebrenja izmjenjivača, tvorničkih oznaka *sd211* i *sd231*, koji se međusobno razlikuju po debljini rebra i razmaku između rebara, kako je prikazano u tablici 5.2. Oba izmjenjivača imaju aluminijska rebra i bakrene cijevi sljedećih fizikalnih svojstava:

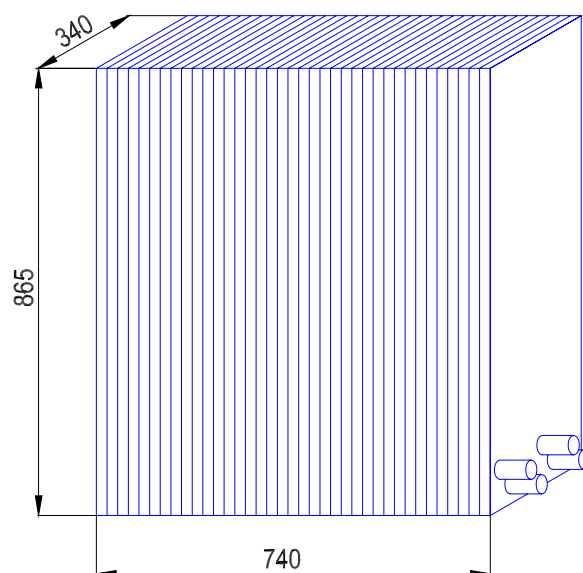
Tablica 5.1 Fizikalna svojstva materijala rebra i cijevi

Materijal	Gustoća ρ [kg/m ³]	Koeficijent toplinske vodljivosti λ [W/(mK)]	Specifični toplinski kapacitet c [J/(kgK)]
Aluminij	2700	200	900
Bakar	8320	370	385

Izmjenjivač, čije su vanjske mjere orebrenog dijela prikazane na slici 5.7, smješten je u svijetli presjek klima komore dimenzija 915 mm × 915 mm. Svaki izmjenjivač povezanog sustava kružnog toka se sastoji od 27 cijevi u jednom redu i 12 redova cijevi u smjeru strujanja zraka.

Tablica 5.2 Razlika između orebrenja tipa *sd211* i *sd231*

Tip orebrenja	Razmak između rebara t_R [mm]	Debljina rebra s [mm]
sd211	2.1	0.15
sd231	2.3	0.11



Slika 5.7 Vanjske dimenzije ispitivanog izmjenjivača topline

5.3 MJERNI INSTRUMENTI I OSJETNICI

5.3.1 Mjerenje volumenskog protoka zraka kroz klima komoru

Protočni volumen zraka kroz klima komoru mjeri se pomoću kalibrirane sapnice postavljene na usisnoj strani ventilatorske sekcije. Mjerenje se temelji na principu određivanja razlike tlaka zraka iza sapnice i tlaka okolišnjeg zraka, koja se naziva radnim tlakom sapnice Δp . Volumenski protok se zatim izračunava prema izrazu:

$$\dot{V} = \alpha \varepsilon A \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho}} \quad (5.1)$$

gdje je: α - koeficijent protoka [-]
 ε - koeficijent ekspanzije [-]
 A – površina otvora sapnice [m²]
 ρ - gustoća zraka [kg/m³].

Radni tlak Δp mjeri se manometrom, priključenim na prstenasti vod ugrađen iza sapnice (vidi sliku 5.4). Korišteni manometar je BETZ MANOMETER, proizvođača Betz, Njemačka, sljedećih karakteristika:

- mjerno područje: 0 – 4000 Pa
- točnost: 4 Pa.

Manometar i sapnica kalibrirani su u DKD, čime se dokazuje sljedivost mjerenja. Garantirana točnost određivanja volumenskog protoka na navedeni način iznosi oko 3% mjerene vrijednosti.

5.3.2 Mjerenje temperature zraka u klima komori

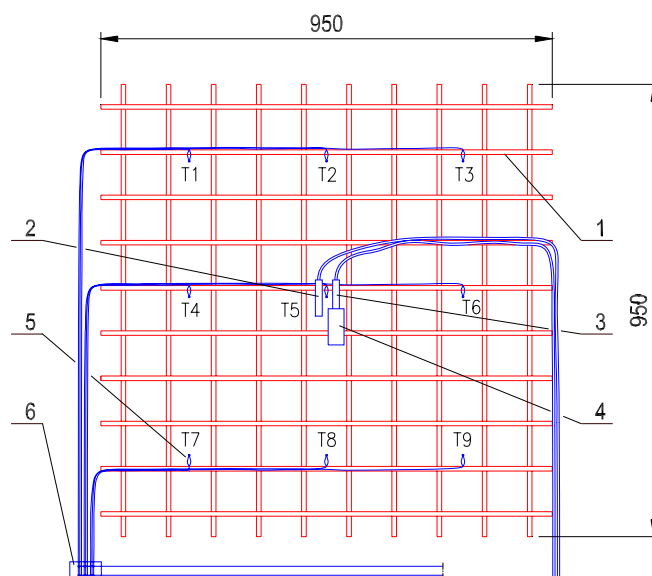
Temperatura zraka mjeri se tijekom izvođenja eksperimenta na četiri mjesta i to: ispred i iza oba izmjenjivača topline povezanog sustava kružnog toka (vidi sliku 5.4). Za tu namjenu načinjene su četiri mjerne “rešetke” za postavljanje u klima komoru, radi mogućnosti mjerenja temperature u više točaka po površini poprečnog presjeka klima komore. Temperature zraka mjere se termoelementima tipa K (NiCr-Ni) i Pt-100 osjetnicima. Na svakoj od četiri “rešetke” postavljeno je 9 termoelemenata ravnomjerno raspoređenih po presjeku strujanja, koji su međusobno paralelno spojeni, te dva Pt-100 osjetnika u sredini kanala za određivanje relativne vlažnosti zraka (slika 5.8).

Obzirom da su svi termoelementi istog tipa i istih dimenzija, isti im je električni otpor, što omogućuje da se njihovim paralelnim spojem na izlazu dobije srednji termonapon, te se tako mjeri srednja temperatura struje zraka na odgovarajućem poprečnom presjeku klima komore. Relativna vlažnost zraka mjeri se pomoću Pt-100 osjetnika tako da je jedan osjetnik postavljen slobodno u struju zraka i mjeri temperaturu suhog termometra, dok je drugi omotan u vlažnu pamučnu krpicu sa stalnim dovodom vode i mjeri temperaturu vlažnog termometra. Pt-100 osjetnik koji mjeri temperaturu suhog termometra ujedno služi za kontrolu mjerenja temperature termoelementima.

Termoelementi i Pt-100 osjetnici kalibrirani su prema etalonskom mjerilu - staklenom termometru točnosti 0.1 K, koja ujedno predstavlja i točnost očitavanja. Kalibracija je provedena za područje od 0°C do 100°C u uljnoj kupki, u koju je uložen bakreni blok s osjetnicima i etalonskim mjerilom. Na temelju dobivenih kalibracijskih krivulja, najveće odstupanje termoelemenata i Pt-100 osjetnika je 0.2 K od etalonskog mjerila u promatranom mjernom području.

Svi osjetnici temperature povezani su s višekanalnim pisačem YOKOGAWA MODEL 3880, proizvođača Yokogawa, Japan, sljedećih karakteristika:

- mjerno područje: 7 područja od 0 V do 50 V
- točnost: 0.5 K (svedeno na temperaturu).



Slika 5.8 Mjerna “rešetka” – 1-žičana rešetka; 2-suhi termometar (Pt-100); 3-vlažni termometar (Pt-100); 4-posuda s vodom; 5-termopar; 6-paralelni spoj

5.3.3 Mjerenje volumenskog protoka vode kroz sustav povrata toplinske energije

Mjerenje protočnog volumena vode kroz sustav povrata toplinske energije vrši se rotametrom ugrađenim u cirkulacijski vod sustava. Rotametar se sastoji od kućišta i staklenog konusa u kojem se, ovisno o veličini protoka, podiže ili spušta tijelo koje lebdi u struji fluida. Očitanje se vrši direktno na skali staklenog konusa.

Rotametar koji se koristi u radu je TUBUX F2, klase 1.6 prema VDI/VDE 3513, proizvođača Turbo–Werk Messtechnik, Njemačka, i ima sljedeće karakteristike:

- mjerno područje: 800 - 5000 l/h
- točnost: 50 l/h.

5.3.4 Mjerenje temperature vode u sustavu povrata toplinske energije

Temperatura vode u sustavu povrata energije mjeri se Pt-100 osjetnicima, ugrađenim u posebne ventile s mjernom glavom, te postavljenim na ulazu i izlazu iz oba izmjenjivača povezana u sustav. Kalibracija Pt-100 osjetnika provedena je kako je opisano u poglavlju 5.3.2, gdje je navedena i njihova točnost.

5.4 PROVOĐENJE MJERENJA

Mjerenja se provode na povezanom sustavu kružnog toka za dva tipa orebrenja. Kako bi se analizirao utjecaj brzine strujanja zraka kroz klima komoru na valjanost sustava, provode se mjerenja za četiri različita volumenska protoka zraka u rasponu od 4500 m³/h do 12000 m³/h. Pri tom se, za pojedini protok zraka, mijenja volumenski protok vode kroz sustav povrata toplinske energije podešavanjem triju odnosa vodenih vrijednosti toplinskih kapaciteta struja zraka i vode od 0.5 do 2. Zatim se, za pojedini odnos protoka zraka i vode, pomoću grijača podešava niz temperatura zraka u rasponu od oko 10°C do 70°C.

Sva mjerenja provode se na sljedeći način:

U klima komoru se postavlja analizirani sustav i mjerni osjetnici. Nakon spajanja mjernih osjetnika s instrumentima za prikupljanje mjerenih veličina, uključuje se ventilator sustava, a željeni protok struje zraka postiže se frekvencijskom regulacijom broja okretaja ventilatora. Volumenski protok zraka kroz klima komoru kontrolira se manometrom preko radnog tlaka kalibrirane sapnice. Zatim se pomoću otvaranja, odnosno zatvaranja ventila na cirkulacijskom vodu, podešava protok vode kroz sustav. Na posljepku se regulacijom učinka grijača postiže određena temperatura zraka iza prvog izmjenjivača topline. Podaci u vezi protoka zraka i vode očitavaju se manualno, dok se podaci o temperaturama ispisuju u obliku krivulja na papir pisača, te se za daljnju obradu koriste srednje vrijednosti za pojedinu radnu točku nakon postizanja stacionarnog stanja. Svi prikupljeni podaci upisuju se u mjerne listove. Primjer mjernog lista (original je na njemačkom jeziku) dan je u tablici 5.3.

Tablica 5.3 Mjerni list za upis i obradu mjerenih veličina

WRG-KVS Mjerni protokol				
List br. 13 05/98				
Naslov: Mjerenje A1_13 Grijanje, grijač Polaz: 80°C, $C_w/C_o = 1.0$				
Kanal br.	Mjesto	Veličina	Vrijednost	Napomena
	Zrak	f_VENT [Hz]	61	
	Ulaz	n_VENT [min^{-1}]	1810	
	Uz VENT.	dp_SAP [Pa]	151	
		ρ _ZRAK [kg/m^3]	1.19	
		V_ZRAK [m^3/h]	4620	
1	Zrak	ϑ _ZRAK_UL1 [°C]	21.40	Pt-100 suhi
2	SPE	ϑ _ZR_UL1_VL [°C]	13.70	Pt-100 vlažni
		ϕ _ZRAK_UL1 [%]	43	Ovlaživanje = ISKLJ.
A01		ϑ _ZRAK_UL1_T [°C]	21.50	Termoelementi
A02		ϑ _ZRAK_IZL1_T [°C]	51.40	Termoelementi
A03		ϑ _ZRAK_UL2_T [°C]	66.30	Termoelementi
A04		ϑ _ZRAK_IZL2_T [°C]	35.40	Termoelementi
		Q_ZR_UL1-IZL2 [kW]	21.19	c_p_ZR = 1.007 kJ/(kgK)
		η _SPE_GRI	0.67	(A02-A01)/(A03-A01)
		η _SPE_HLA		(A03-A04)/(A03-A01)
3	Voda	ϑ _W_UL1 [°C]	57.90	Pt-100
11	SPE	ϑ _W_IZL1 [°C]	28.70	Pt-100
		$\Delta\vartheta$ _W_1 [°C]	29.20	
12		ϑ _W_UL2 [°C]	28.70	Pt-100
4		ϑ _W_IZL2 [°C]	58.00	Pt-100
		$\Delta\vartheta$ _W_2 [°C]	29.30	
		Q_W_SPE [kW]	45.70	c_W = 4.178 kJ/(kgK)
		V_W_SPE [l/h]	1350	
		C_W/C_ZRAK	1.02	
5	Voda	ϑ _W_POLAZ [°C]	79.50	Pt-100
6	GRIJAČ	ϑ _W_POVR [°C]	73.80	Pt-100
		$\Delta\vartheta$ _W_GRI [°C]	5.70	
		Q_W_GRI [kW]	26.17	
		V_W_GRI [l/h]	3930	

5.5 OBRADA REZULTATA MJERENJA

Obzirom na vrlo velik broj mjerenih veličina, ne čini se praktičnim prikazati mjerne listove za sve ispitane radne točke uređaja, jer njihov broj prelazi 200. Stoga se karakteristične veličine prikazuju tablično (tablice 5.4.1-5.5.4), kako bi se lakše mogao pratiti trend promjene izlaznih temperatura na izmjenjivačima topline, te stupnja iskorištenja sustava, koji se izračunava iz mjerenih vrijednosti temperatura.

Izračunavanje stupnja iskorištenja razlikuje se kod provedenih mjerenja za slučajeve grijanja i hlađenja, shodno prikazu na slikama 5.5 i 5.6. Tako se stupanj iskorištenja sustava pri simulaciji ljetnog toplinskog opterećenja (primarna funkcija sustava je hlađenje zraka – slika 5.5) izračunava prema izrazu:

$$\eta_{SPE_H} = \frac{\vartheta_{03} - \vartheta_{04}}{\vartheta_{03} - \vartheta_{01}} \quad (5.2)$$

dok se za slučaj zimskog toplinskog opterećenja (primarna funkcija sustava je grijanje zraka – slika 5.6) koristi izraz:

$$\eta_{SPE_G} = \frac{\vartheta_{02} - \vartheta_{01}}{\vartheta_{03} - \vartheta_{01}} \quad (5.3)$$

Slijedi tablični prikaz mjerenih veličina, te iz njih izračunatih vrijednosti toplinskog toka i stupnja iskorištenja sustava:

Tablica 5.4.1 Tip orebrenja sd231, protočni volumen zraka $V=4620 \text{ m}^3/\text{h}$, $C_w/C_o=1.0$

Mjerenje	Ulazne temperature - zrak		Izlazne temperature - zrak		Ulazne i izlazne temperature – voda		Učinak sustava Φ [kW]	Stupanj iskorištenja sustava	
	1. Izmjenj. $\vartheta_{01} [^{\circ}\text{C}]$	2. Izmjenj. $\vartheta_{03} [^{\circ}\text{C}]$	1. Izmjenj. $\vartheta_{02} [^{\circ}\text{C}]$	2. Izmjenj. $\vartheta_{04} [^{\circ}\text{C}]$	1. Izmjenj. $\vartheta_{w1} [^{\circ}\text{C}]$	1. Izmjenj. $\vartheta_{w2} [^{\circ}\text{C}]$		Grijanje η_{SPE_G}	Hlađenje η_{SPE_H}
A1 1	11.2	21.8	18.1	14.6	19.9	12.9	10.7	0.65	
A1 3	14.1	22.1	19.3	16.6	20.8	15.3	8.1	0.65	
A1 5	18.1	22.3	20.8	19.4	21.7	18.8	4.2	0.64	
A1 8	25.5	33.5	30.7	28.0	32.1	26.7	8.5		0.69
A1 11	26.2	51.8	43.6	34.0	48.0	30.1	27.6		0.69

Tablica 5.4.2 Tip orebrenja sd231, protočni volumen zraka $V=4620 \text{ m}^3/\text{h}$, $C_w/C_o=2.0$

Mjerenje	Ulazne temperature - zrak		Izlazne temperature - zrak		Ulazne i izlazne temperature – voda		Učinak sustava Φ [kW]	Stupanj iskorištenja sustava	
	1. Izmjenj. $\vartheta_{01} [^{\circ}\text{C}]$	2. Izmjenj. $\vartheta_{03} [^{\circ}\text{C}]$	1. Izmjenj. $\vartheta_{02} [^{\circ}\text{C}]$	2. Izmjenj. $\vartheta_{04} [^{\circ}\text{C}]$	1. Izmjenj. $\vartheta_{w1} [^{\circ}\text{C}]$	1. Izmjenj. $\vartheta_{w2} [^{\circ}\text{C}]$		Grijanje η_{SPE_G}	Hlađenje η_{SPE_H}
A2 1	12.1	21.9	18.1	15.8	18.6	15.5	9.3	0.61	
A2 3	14.8	22.1	19.3	17.5	19.6	17.3	7.0	0.61	
A2 5	17.9	22.3	20.5	19.5	20.8	19.4	4.0	0.59	
A2 8	25.8	33.7	30.9	28.8	31.2	28.5	7.6		0.62
A2 11	26.4	51.4	42.4	35.6	43.3	35.0	24.5		0.63

Tablica 5.4.3 Tip orebrenja *sd231*, protočni volumen zraka $V=4620 \text{ m}^3/\text{h}$, $C_w/C_o=0.5$

Mjerenje	Ulazne temperature - zrak		Izlazne temperature - zrak		Ulazne i izlazne temperature – voda		Učinak sustava Φ [kW]	Stupanj iskorištenja sustava	
	1. Izmjenj. $\vartheta_{01} [^{\circ}\text{C}]$	2. Izmjenj. $\vartheta_{03} [^{\circ}\text{C}]$	1. Izmjenj. $\vartheta_{02} [^{\circ}\text{C}]$	2. Izmjenj. $\vartheta_{04} [^{\circ}\text{C}]$	1. Izmjenj. $\vartheta_{w1} [^{\circ}\text{C}]$	1. Izmjenj. $\vartheta_{w2} [^{\circ}\text{C}]$		Grijanje $\eta_{\text{SPE G}}$	Hlađenje $\eta_{\text{SPE H}}$
A3_1	11.7	21.7	16.4	16.8	21.5	11.9	7.3	0.47	
A3_3	14.7	22.2	18.2	18.4	22.0	14.9	5.4	0.47	
A3_5	18.0	22.4	20.1	20.4	22.3	18.2	3.2	0.48	
A3_8	26.0	34.2	30.2	30.2	34.0	26.1	6.1		0.49
A3_11	26.3	51.9	39.5	38.9	51.7	26.7	19.4		0.50

Tablica 5.4.4 Tip orebrenja *sd231*, protočni volumen zraka $V=6170 \text{ m}^3/\text{h}$, $C_w/C_o=1.0$

Mjerenje	Ulazne temperature - zrak		Izlazne temperature - zrak		Ulazne i izlazne temperature – voda		Učinak sustava Φ [kW]	Stupanj iskorištenja sustava	
	1. Izmjenj. $\vartheta_{01} [^{\circ}\text{C}]$	2. Izmjenj. $\vartheta_{03} [^{\circ}\text{C}]$	1. Izmjenj. $\vartheta_{02} [^{\circ}\text{C}]$	2. Izmjenj. $\vartheta_{04} [^{\circ}\text{C}]$	1. Izmjenj. $\vartheta_{w1} [^{\circ}\text{C}]$	1. Izmjenj. $\vartheta_{w2} [^{\circ}\text{C}]$		Grijanje $\eta_{\text{SPE G}}$	Hlađenje $\eta_{\text{SPE H}}$
B1_1	12.0	21.9	18.2	15.5	20.1	13.7	12.8	0.63	
B1_3	14.5	22.2	19.3	17.2	20.8	15.8	9.9	0.62	
B1_5	18.2	22.4	20.8	19.7	21.7	18.9	5.4	0.62	
B1_8	26.1	34.0	30.9	28.8	32.7	27.4	10.8		0.66
B1_11	26.5	51.6	43.5	34.8	47.7	30.6	34.8		0.67

Tablica 5.4.5 Tip orebrenja *sd231*, protočni volumen zraka $V=6170 \text{ m}^3/\text{h}$, $C_w/C_o=2.0$

Mjerenje	Ulazne temperature - zrak		Izlazne temperature - zrak		Ulazne i izlazne temperature – voda		Učinak sustava Φ [kW]	Stupanj iskorištenja sustava	
	1. Izmjenj. $\vartheta_{01} [^{\circ}\text{C}]$	2. Izmjenj. $\vartheta_{03} [^{\circ}\text{C}]$	1. Izmjenj. $\vartheta_{02} [^{\circ}\text{C}]$	2. Izmjenj. $\vartheta_{04} [^{\circ}\text{C}]$	1. Izmjenj. $\vartheta_{w1} [^{\circ}\text{C}]$	1. Izmjenj. $\vartheta_{w2} [^{\circ}\text{C}]$		Grijanje $\eta_{\text{SPE G}}$	Hlađenje $\eta_{\text{SPE H}}$
B2_1	12.6	22.0	18.1	16.3	18.9	15.9	11.4	0.59	
B2_3	14.6	22.4	19.1	17.6	19.8	17.3	9.3	0.58	
B2_5	18.0	22.5	20.7	19.7	21.0	19.5	5.6	0.59	
B2_8	26.0	33.8	30.9	29.0	31.2	28.7	9.9		0.62
B2_11	26.3	51.3	42.1	35.8	43.0	34.9	32.1		0.62

Tablica 5.4.6 Tip orebrenja *sd231*, protočni volumen zraka $V=6170 \text{ m}^3/\text{h}$, $C_w/C_o=0.5$

Mjerenje	Ulazne temperature - zrak		Izlazne temperature - zrak		Ulazne i izlazne temperature – voda		Učinak sustava Φ [kW]	Stupanj iskorištenja sustava	
	1. Izmjenj. $\vartheta_{01} [^{\circ}\text{C}]$	2. Izmjenj. $\vartheta_{03} [^{\circ}\text{C}]$	1. Izmjenj. $\vartheta_{02} [^{\circ}\text{C}]$	2. Izmjenj. $\vartheta_{04} [^{\circ}\text{C}]$	1. Izmjenj. $\vartheta_{w1} [^{\circ}\text{C}]$	1. Izmjenj. $\vartheta_{w2} [^{\circ}\text{C}]$		Grijanje $\eta_{\text{SPE G}}$	Hlađenje $\eta_{\text{SPE H}}$
B3_1	11.4	21.9	16.2	17.3	21.3	11.7	9.9	0.46	
B3_3	14.1	22.3	17.9	18.7	22.1	14.5	7.9	0.46	
B3_5	17.8	22.4	19.9	20.4	22.3	18.2	4.3	0.46	
B3_8	25.9	33.9	29.8	30.0	33.7	26.2	8.0		0.48
B3_11	26.2	52.0	39.0	39.6	51.7	26.6	25.5		0.48

Tablica 5.4.7 Tip orebrenja *sd231*, protočni volumen zraka $V=9100 \text{ m}^3/\text{h}$, $C_w/C_o=1.0$

Mjerenje	Ulazne temperature - zrak		Izlazne temperature - zrak		Ulazne i izlazne temperature – voda		Učinak sustava Φ [kW]	Stupanj iskorištenja sustava	
	1. Izmjenj. $\vartheta_{01} [^{\circ}\text{C}]$	2. Izmjenj. $\vartheta_{03} [^{\circ}\text{C}]$	1. Izmjenj. $\vartheta_{02} [^{\circ}\text{C}]$	2. Izmjenj. $\vartheta_{04} [^{\circ}\text{C}]$	1. Izmjenj. $\vartheta_{w1} [^{\circ}\text{C}]$	1. Izmjenj. $\vartheta_{w2} [^{\circ}\text{C}]$		Grijanje $\eta_{\text{SPE G}}$	Hlađenje $\eta_{\text{SPE H}}$
C1_1	12.5	22.1	18.2	16.2	19.7	13.7	17.4	0.59	
C1_3	14.4	22.3	19.1	17.5	20.8	15.8	14.4	0.59	
C1_5	18.0	22.5	20.7	19.7	21.7	18.9	8.2	0.60	
C1_8	26.1	34.1	30.9	29.2	32.5	27.4	15.0		0.61
C1_11	26.4	51.5	43.5	35.8	46.9	30.6	48.0		0.62

Tablica 5.4.8 Tip orebrenja *sd231*, protočni volumen zraka $V=9100 \text{ m}^3/\text{h}$, $C_w/C_o=2.0$

Mjerenje	Ulazne temperature - zrak		Izlazne temperature - zrak		Ulazne i izlazne temperature – voda		Učinak sustava Φ [kW]	Stupanj iskorištenja sustava	
	1. Izmjenj. $\vartheta_{01} [^{\circ}\text{C}]$	2. Izmjenj. $\vartheta_{03} [^{\circ}\text{C}]$	1. Izmjenj. $\vartheta_{02} [^{\circ}\text{C}]$	2. Izmjenj. $\vartheta_{04} [^{\circ}\text{C}]$	1. Izmjenj. $\vartheta_{w1} [^{\circ}\text{C}]$	1. Izmjenj. $\vartheta_{w2} [^{\circ}\text{C}]$		Grijanje $\eta_{\text{SPE G}}$	Hlađenje $\eta_{\text{SPE H}}$
C2_1	12.8	22.0	17.9	16.7	18.9	16.3	15.5	0.55	
C2_3	14.8	22.3	19.0	18.0	19.9	17.6	12.7	0.56	
C2_5	18.2	22.4	20.5	20.0	21.3	19.9	7.0	0.55	
C2_8	26.2	33.8	30.7	29.4	31.7	29.2	13.3		0.58
C2_11	26.5	52.2	41.7	37.3	44.3	36.3	45.1		0.58

Tablica 5.4.9 Tip orebrenja *sd231*, protočni volumen zraka $V=9100 \text{ m}^3/\text{h}$, $C_w/C_o=0.5$

Mjerenje	Ulazne temperature - zrak		Izlazne temperature - zrak		Ulazne i izlazne temperature – voda		Učinak sustava Φ [kW]	Stupanj iskorištenja sustava	
	1. Izmjenj. $\vartheta_{01} [^{\circ}\text{C}]$	2. Izmjenj. $\vartheta_{03} [^{\circ}\text{C}]$	1. Izmjenj. $\vartheta_{02} [^{\circ}\text{C}]$	2. Izmjenj. $\vartheta_{04} [^{\circ}\text{C}]$	1. Izmjenj. $\vartheta_{w1} [^{\circ}\text{C}]$	1. Izmjenj. $\vartheta_{w2} [^{\circ}\text{C}]$		Grijanje $\eta_{\text{SPE G}}$	Hlađenje $\eta_{\text{SPE H}}$
C3_1	13.1	22.1	17.1	18.0	21.8	13.4	12.2	0.44	
C3_3	14.8	22.3	18.1	18.8	22.0	15.1	10.1	0.44	
C3_5	18.1	22.4	19.9	20.4	22.0	18.2	5.5	0.42	
C3_8	26.1	33.6	29.6	30.2	33.4	26.3	10.4		0.45
C3_11	26.4	52.0	38.5	40.1	51.2	27.1	36.3		0.46

Tablica 5.4.10 Tip orebrenja *sd231*, protočni volumen zraka $V=12010 \text{ m}^3/\text{h}$, $C_w/C_o=1.0$

Mjerenje	Ulazne temperature - zrak		Izlazne temperature - zrak		Ulazne i izlazne temperature – voda		Učinak sustava Φ [kW]	Stupanj iskorištenja sustava	
	1. Izmjenj. $\vartheta_{01} [^{\circ}\text{C}]$	2. Izmjenj. $\vartheta_{03} [^{\circ}\text{C}]$	1. Izmjenj. $\vartheta_{02} [^{\circ}\text{C}]$	2. Izmjenj. $\vartheta_{04} [^{\circ}\text{C}]$	1. Izmjenj. $\vartheta_{w1} [^{\circ}\text{C}]$	1. Izmjenj. $\vartheta_{w2} [^{\circ}\text{C}]$		Grijanje $\eta_{\text{SPE G}}$	Hlađenje $\eta_{\text{SPE H}}$
D1_1	13.2	22.0	18.0	17.0	20.2	15.1	19.2	0.55	
D1_3	15.1	22.1	19.0	18.1	20.7	16.6	15.7	0.56	
D1_5	18.4	22.4	20.6	20.1	21.6	19.2	8.8	0.55	
D1_8	26.0	33.5	30.4	29.2	32.1	27.6	17.2		0.57
D1_11	26.3	52.1	41.6	36.8	47.2	31.5	61.2		0.59

Tablica 5.4.11 Tip orebrenja *sd231*, protočni volumen zraka $V=12010 \text{ m}^3/\text{h}$, $C_w/C_o=2.0$

Mjerenje	Ulazne temperature - zrak		Izlazne temperature - zrak		Ulazne i izlazne temperature – voda		Učinak sustava Φ [kW]	Stupanj iskorištenja sustava	
	1. Izmjenj. $\vartheta_{01}[^\circ\text{C}]$	2. Izmjenj. $\vartheta_{03}[^\circ\text{C}]$	1. Izmjenj. $\vartheta_{02}[^\circ\text{C}]$	2. Izmjenj. $\vartheta_{04}[^\circ\text{C}]$	1. Izmjenj. $\vartheta_{w1}[^\circ\text{C}]$	1. Izmjenj. $\vartheta_{w2}[^\circ\text{C}]$		Grijanje $\eta_{\text{SPE G}}$	Hlađenje $\eta_{\text{SPE H}}$
D2_1	13.0	22.1	17.8	17.5	18.6	16.0	19.2	0.53	
D2_3	14.8	22.3	18.8	18.6	19.4	17.2	16.0	0.53	
D2_5	17.8	22.6	20.3	20.2	20.8	19.4	10.0	0.52	
D2_8	26.2	33.9	30.7	29.7	31.2	28.7	16.8		0.55
D2_11	26.4	51.8	41.2	37.6	42.5	35.0	56.8		0.56

Tablica 5.4.12 Tip orebrenja *sd231*, protočni volumen zraka $V=12010 \text{ m}^3/\text{h}$, $C_w/C_o=0.5$

Mjerenje	Ulazne temperature - zrak		Izlazne temperature - zrak		Ulazne i izlazne temperature – voda		Učinak sustava Φ [kW]	Stupanj iskorištenja sustava	
	1. Izmjenj. $\vartheta_{01}[^\circ\text{C}]$	2. Izmjenj. $\vartheta_{03}[^\circ\text{C}]$	1. Izmjenj. $\vartheta_{02}[^\circ\text{C}]$	2. Izmjenj. $\vartheta_{04}[^\circ\text{C}]$	1. Izmjenj. $\vartheta_{w1}[^\circ\text{C}]$	1. Izmjenj. $\vartheta_{w2}[^\circ\text{C}]$		Grijanje $\eta_{\text{SPE G}}$	Hlađenje $\eta_{\text{SPE H}}$
D3_1	13.5	22.1	17.1	18.3	21.5	13.9	14.4	0.42	
D3_3	15.2	22.4	18.2	19.2	22.0	15.5	12.0	0.42	
D3_5	18.1	22.6	20.0	20.6	22.3	18.3	7.6	0.42	
D3_8	26.2	34.1	29.8	30.6	33.8	26.5	14.0		0.44
D3_11	26.4	52.1	38.3	40.4	51.1	27.4	46.8		0.45

Tablica 5.5.1 Tip orebrenja *sd211*, protočni volumen zraka $V=4600 \text{ m}^3/\text{h}$, $C_w/C_o=1.0$

Mjerenje	Ulazne temperature - zrak		Izlazne temperature - zrak		Ulazne i izlazne temperature – voda		Učinak sustava Φ [kW]	Stupanj iskorištenja sustava	
	1. Izmjenj. $\vartheta_{01}[^\circ\text{C}]$	2. Izmjenj. $\vartheta_{03}[^\circ\text{C}]$	1. Izmjenj. $\vartheta_{02}[^\circ\text{C}]$	2. Izmjenj. $\vartheta_{04}[^\circ\text{C}]$	1. Izmjenj. $\vartheta_{w1}[^\circ\text{C}]$	1. Izmjenj. $\vartheta_{w2}[^\circ\text{C}]$		Grijanje $\eta_{\text{SPE G}}$	Hlađenje $\eta_{\text{SPE H}}$
E1_1	13.6	22.0	19.3	16.1	20.8	14.8	8.7	0.68	
E1_3	15.2	22.2	20.0	17.3	21.2	16.2	7.3	0.69	
E1_5	18.1	22.3	21.0	19.3	21.7	18.7	4.4	0.69	
E1_8	25.9	33.6	31.6	28.1	32.7	27.0	8.4		0.71
E1_11	26.2	51.7	45.0	33.2	48.6	29.6	28.3		0.72

Tablica 5.5.2 Tip orebrenja *sd211*, protočni volumen zraka $V=6180 \text{ m}^3/\text{h}$, $C_w/C_o=1.0$

Mjerenje	Ulazne temperature - zrak		Izlazne temperature - zrak		Ulazne i izlazne temperature – voda		Učinak sustava Φ [kW]	Stupanj iskorištenja sustava	
	1. Izmjenj. $\vartheta_{01}[^\circ\text{C}]$	2. Izmjenj. $\vartheta_{03}[^\circ\text{C}]$	1. Izmjenj. $\vartheta_{02}[^\circ\text{C}]$	2. Izmjenj. $\vartheta_{04}[^\circ\text{C}]$	1. Izmjenj. $\vartheta_{w1}[^\circ\text{C}]$	1. Izmjenj. $\vartheta_{w2}[^\circ\text{C}]$		Grijanje $\eta_{\text{SPE G}}$	Hlađenje $\eta_{\text{SPE H}}$
F1_1	13.8	22.1	19.3	16.4	20.8	15.1	11.3	0.66	
F1_3	15.2	22.3	20.0	17.4	21.2	16.3	9.9	0.67	
F1_5	18.3	22.5	21.1	19.6	21.9	19.0	5.8	0.67	
F1_8	26.0	33.9	31.6	28.5	32.8	27.2	11.1		0.68
F1_11	26.3	52.0	44.5	34.1	48.3	30.1	36.8		0.70

Tablica 5.5.3 Tip orebrenja *sd211*, protočni volumen zraka $V=9110 \text{ m}^3/\text{h}$, $C_w/C_o=1.0$

Mjerenje	Ulazne temperature - zrak		Izlazne temperature - zrak		Ulazne i izlazne temperature – voda		Učinak sustava Φ [kW]	Stupanj iskorištenja sustava	
	1. Izmjenj. $\vartheta_{01} [^{\circ}\text{C}]$	2. Izmjenj. $\vartheta_{03} [^{\circ}\text{C}]$	1. Izmjenj. $\vartheta_{02} [^{\circ}\text{C}]$	2. Izmjenj. $\vartheta_{04} [^{\circ}\text{C}]$	1. Izmjenj. $\vartheta_{w1} [^{\circ}\text{C}]$	1. Izmjenj. $\vartheta_{w2} [^{\circ}\text{C}]$		Grijanje $\eta_{\text{SPE G}}$	Hlađenje $\eta_{\text{SPE H}}$
G1 1	14.2	22.1	19.1	17.0	20.7	15.6	14.9	0.62	
G1 3	15.6	22.3	19.8	18.0	21.2	16.8	12.7	0.63	
G1 5	18.2	22.5	20.9	19.7	21.8	19.0	8.2	0.63	
G1 8	26.1	34.0	31.4	28.9	32.8	27.5	15.5		0.65
G1 11	26.4	52.1	43.6	35.2	48.3	30.8	51.3		0.66

Tablica 5.5.4 Tip orebrenja *sd211*, protočni volumen zraka $V=11990 \text{ m}^3/\text{h}$, $C_w/C_o=1.0$

Mjerenje	Ulazne temperature - zrak		Izlazne temperature - zrak		Ulazne i izlazne temperature – voda		Učinak sustava Φ [kW]	Stupanj iskorištenja sustava	
	1. Izmjenj. $\vartheta_{01} [^{\circ}\text{C}]$	2. Izmjenj. $\vartheta_{03} [^{\circ}\text{C}]$	1. Izmjenj. $\vartheta_{02} [^{\circ}\text{C}]$	2. Izmjenj. $\vartheta_{04} [^{\circ}\text{C}]$	1. Izmjenj. $\vartheta_{w1} [^{\circ}\text{C}]$	1. Izmjenj. $\vartheta_{w2} [^{\circ}\text{C}]$		Grijanje $\eta_{\text{SPE G}}$	Hlađenje $\eta_{\text{SPE H}}$
H1 1	14.5	22.2	19.1	17.4	20.8	16.0	18.4	0.60	
H1 3	15.7	22.4	19.7	18.3	21.2	17.0	16.0	0.60	
H1 5	18.3	22.5	20.9	19.9	21.8	19.1	10.4	0.61	
H1 8	26.1	34.0	31.1	29.1	32.7	27.6	19.6		0.62
H1 11	26.4	52.2	43.1	35.9	47.6	31.1	65.1		0.63

Mjerenje u temperaturnom području iznad 35°C pa sve do 70°C , koje se realno ne postiže u tehnici klimatizacije, vrši se iz dva razloga:

- smanjenje utjecaja mjerne pogreške na rezultate mjerenja povećavanjem temperaturne razlike između struje istrošenog i dobavnog zraka,
- ispitivanje mogućnosti primjene sustava za povrat toplinske energije pri višim temperaturama plina.

Pregledom rezultata mjerenja može se vidjeti sljedeće:

1. S povećanjem protočnog volumena zraka kroz sustav povećava se učinak, odnosno izmjenjeni toplinski tok. Međutim, kod povećanja brzine strujanja, temperatura zraka pri prolasku kroz izmjenjivače se sve manje mijenja. To ima za posljedicu smanjenje stupnja iskorištenja sustava.
2. Za određeni protočni volumen zraka, optimalan odnos vodenih vrijednosti toplinskih kapaciteta vode i zraka je oko 1. Povećanjem iznad 1, povećava se protočna količina vode, čime se povećava brzina strujanja vode kroz sustav, pa se temperatura vode pri prolasku kroz izmjenjivače sve manje mijenja, što uzrokuje smanjenje učinka i smanjenje stupnja iskorištenja sustava. Ako se, međutim, odnos toplinskih kapaciteta smanjuje ispod 1, time se povećava promjena temperature vode pri prolasku kroz izmjenjivače, ali se smanjenjem protoka vode bitno smanjuje učinak sustava i stupanj iskorištenja sustava i to u značajnijoj mjeri nego pri povećanju odnosa iznad 1. Opisani utjecaj promjene odnosa toplinskih kapaciteta na učinak sustava odnosi se na oba tipa orebrenja, te su stoga podaci za orebrenje *sd211*, radi preglednosti, prikazani samo za najpovoljniji slučaj $C_w/C_o=1$.

3. Usporedbom rezultata mjerenja za oba tipa orebrenja vidi se da izmjenjivači s tipom *sd211* imaju u čitavom analiziranom području viši stupanj stupanj iskorištenja za 2-5% u odnosu na tip *sd231*. Ta razlika posljedica je razlike u geometriji izmjenjivača, odnosno tip *sd211* ima veću izmjenjivačku površinu zahvaljujući prije svega većem broju, ali i većoj debljini rebara uz iste vanjske mjere.
4. Stupnjevi iskorištenja dobiveni iz rezultata mjerenja u režimu hlađenja zraka veći su u prosjeku za 2-4% od vrijednosti dobivenih za grijanje. Drugi izmjenjivač, koji u promatranom slučaju predstavlja hladnjak zraka, nalazi se na višoj temperaturnoj razini, gdje je, zbog većih temperaturnih gradijenata između struja zraka i vode, intenzitet izmjene topline nešto je veći. Stoga se temperatura zraka pri prolasku kroz taj izmjenjivač nešto više promjeni (smanji) nego pri prolasku kroz prvi izmjenjivač na kojem se zrak zagrijava, što ima za posljedicu navedeno povećanje stupnja iskorištenja.

5.6 ANALIZA POGREŠKE MJERENJA

5.6.1 Mjerna nesigurnost

Svaka izmjerena vrijednost neke fizikalne veličine doznaje se s određenom pogreškom, odnosno svaki rezultat mjerenja ima veću ili manju mjernu nesigurnost. Mjerna nesigurnost je, dakle, podatak u rezultatu mjerenja kojim se iskazuje veličina pogreške u određivanju vrijednosti neke fizikalne veličine i iskazuje se svojom gornjom i donjom granicom. Općenito, rezultat mjerenja predstavlja samo približnu vrijednost fizikalne veličine, te je stoga potpun samo ako uz njega stoji kvantitativni iznos njegove mjerne nesigurnosti.

Načini određivanja mjerne nesigurnosti mogu se podijeliti u dvije osnovne skupine, prema [36]:

- tip A – određivanje statističkim metodama
- tip B – određivanje ostalim metodama.

5.6.2 Mjerna nesigurnost pri mjerenju temperature struje zraka u klima komori

Temperatura zraka mjeri se termoelementima na četiri mjesta unutar klima komore, na način opisan u poglavlju 5.3.2. Prema kalibracijskim krivuljama, granična pogreška mjerenja temperature termoelementima iznosi 0.2 K u intervalu od 0°C do 100°C. Temperature se u obliku krivulja ispisuju na pisaču YOKOGAWA MODEL 3880 s pretvaračem, čija granična pogreška očitavanja iznosi 0.5 K, svedeno na temperaturu.

Granična pogreška mjerenja temperature zraka može se odrediti prema izrazu:

$$G(T) = \pm \sum_i \left| \frac{\partial T}{\partial x_i} G(x_i) \right| \quad (5.4)$$

gdje su $G(x_i)$ granične pogreške izravno mjerenih veličina x_i koje utječu na mjerenu vrijednost.

Iz prethodnog izraza slijedi najveće odstupanje u mjerenju temperature zraka:

$$G(T) = 0.2 + 0.5 = 0.7 \text{ K} \quad (5.5)$$

Iz izračunate vrijednosti maksimalnog odstupanja $G(T)=0.7 \text{ K}$ može se, u slučaju normalne (Gaussove) razdiobe mjerenih vrijednosti za razinu pouzdanosti 99%, procijeniti standardna mjerna nesigurnost tipa B na temelju podataka proizvođača opreme i podataka kalibracije:

$$u(T) = \frac{G(T)}{2.58} = \frac{0.7}{2.58} = 0.27 \text{ K} \quad (5.6)$$

5.6.3 Nesigurnost pri određivanju stupnja iskorištenja sustava povrata toplinske energije iz mjerenih vrijednosti temperature

Stupanj iskorištenja sustava povrata toplinske energije ovisi o trima temperaturama, čije se vrijednosti s određenom mjernom nesigurnošću mjere nezavisno jedna od druge. Za analizu sustava provedenu za režim grijanja zraka vrijedi, prema jednadžbi 5.3, općenito:

$$\eta_{\text{SPE}_G} = f(\vartheta_{01}, \vartheta_{02}, \vartheta_{03}) \quad (5.7)$$

dok za režim hlađenja, prema jednadžbi 5.2, vrijedi:

$$\eta_{\text{SPE}_H} = f(\vartheta_{01}, \vartheta_{03}, \vartheta_{04}) \quad (5.8)$$

Stoga, pri određivanju stupnja iskorištenja, treba procijeniti kombiniranu statističku graničnu pogrešku prema izrazu:

$$G(\eta) = \sqrt{\sum_i \left(\frac{\partial \eta}{\partial \vartheta_{0i}} \right)^2 G^2(\vartheta_{0i})} \quad (5.9)$$

ili kombiniranu standardnu nesigurnost prema izrazu:

$$u_c(\eta) = \sqrt{\sum_i \left(\frac{\partial \eta}{\partial \vartheta_{0i}} \right)^2 u^2(\vartheta_{0i})} \quad (5.10)$$

Rezultati iz izraza 5.9 i 5.10 mogu se prikazati u relativnim iznosima, koji se dobiju dijeljenjem sa stupnjem iskorištenja određenog pomoću srednjih vrijednosti temperature:

$$e_G(\eta) = \frac{G(\eta)}{\eta} \quad (5.11)$$

$$e_u(\eta) = \frac{u_c(\eta)}{\eta} \quad (5.12)$$

U slučaju kada je potrebno grijanje zraka, izrazi 5.9 i 5.10 poprimaju oblik:

$$G(\eta_{SPE_G}) = \sqrt{\left(\frac{\partial \eta_{SPE_G}}{\partial g_{01}}\right)^2 G^2(g_{01}) + \left(\frac{\partial \eta_{SPE_G}}{\partial g_{02}}\right)^2 G^2(g_{02}) + \left(\frac{\partial \eta_{SPE_G}}{\partial g_{03}}\right)^2 G^2(g_{03})} \quad (5.13)$$

$$u_c(\eta_{SPE_G}) = \sqrt{\left(\frac{\partial \eta_{SPE_G}}{\partial g_{01}}\right)^2 u^2(g_{01}) + \left(\frac{\partial \eta_{SPE_G}}{\partial g_{02}}\right)^2 u^2(g_{02}) + \left(\frac{\partial \eta_{SPE_G}}{\partial g_{03}}\right)^2 u^2(g_{03})} \quad (5.14)$$

dok u režimu hlađenja zraka prelaze u oblik:

$$G(\eta_{SPE_H}) = \sqrt{\left(\frac{\partial \eta_{SPE_H}}{\partial g_{01}}\right)^2 G^2(g_{01}) + \left(\frac{\partial \eta_{SPE_H}}{\partial g_{03}}\right)^2 G^2(g_{03}) + \left(\frac{\partial \eta_{SPE_H}}{\partial g_{04}}\right)^2 G^2(g_{04})} \quad (5.15)$$

$$u_c(\eta_{SPE_H}) = \sqrt{\left(\frac{\partial \eta_{SPE_H}}{\partial g_{01}}\right)^2 u^2(g_{01}) + \left(\frac{\partial \eta_{SPE_H}}{\partial g_{03}}\right)^2 u^2(g_{03}) + \left(\frac{\partial \eta_{SPE_H}}{\partial g_{04}}\right)^2 u^2(g_{04})} \quad (5.16)$$

gdje su:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \eta_{SPE_G}}{\partial g_{01}} &= \frac{g_{02} - g_{03}}{(g_{03} - g_{01})^2} & \frac{\partial \eta_{SPE_H}}{\partial g_{01}} &= \frac{g_{03} - g_{04}}{(g_{03} - g_{01})^2} \\ \frac{\partial \eta_{SPE_G}}{\partial g_{02}} &= \frac{1}{(g_{03} - g_{01})} & \frac{\partial \eta_{SPE_H}}{\partial g_{03}} &= \frac{g_{04} - g_{01}}{(g_{03} - g_{01})^2} \\ \frac{\partial \eta_{SPE_G}}{\partial g_{03}} &= \frac{g_{01} - g_{02}}{(g_{03} - g_{01})^2} & \frac{\partial \eta_{SPE_H}}{\partial g_{04}} &= \frac{1}{(g_{01} - g_{03})} \end{aligned} \quad (5.17)$$

Vrijednosti $G(g_{0i})$ i $u(g_{0i})$ su određene u prethodnom poglavlju. Određivanje kombinirane statističke granične pogreške i kombinirane standardne nesigurnosti provedeno je za sva mjerenja. Prikaz rezultata za mjerenja serije A dan je u tablici 5.6, a prikaz minimalnih i maksimalnih vrijednosti dan je u tablici 5.7.

Tablica 5.6 Apsolutne i relativne vrijednosti kombinirane statističke granične pogreške i kombinirane standardne nesigurnosti za mjerenja serije A (orebrenje *sd231*, $V=4620 \text{ m}^3/\text{h}$)

Mjerenje	η_{SPE}	$G(\vartheta_{0i})$ [K]	$G(\eta_{\text{SPE}})$	$e_G(\eta_{\text{SPE}})$ [%]	$\eta_{\text{SPE}} \pm G(\eta_{\text{SPE}})$	$u(\vartheta_{0i})$ [K]	$u_c(\eta_{\text{SPE}})$	$e_u(\eta_{\text{SPE}})$ [%]	$\eta_{\text{SPE}} \pm u_c(\eta_{\text{SPE}})$
A1_1	0.65	0.70	0.082	12.61	0.65 ± 0.082	0.27	0.032	4.86	0.65 ± 0.032
A1_3	0.65	0.70	0.109	16.73	0.65 ± 0.109	0.27	0.042	6.45	0.65 ± 0.042
A1_5	0.64	0.70	0.207	32.18	0.64 ± 0.207	0.27	0.080	12.81	0.64 ± 0.080
A1_8	0.69	0.70	0.109	15.95	0.69 ± 0.109	0.27	0.042	6.15	0.69 ± 0.042
A1_11	0.69	0.70	0.034	4.94	0.69 ± 0.034	0.27	0.013	1.90	0.69 ± 0.013
A2_1	0.61	0.70	0.088	14.41	0.61 ± 0.088	0.27	0.034	5.56	0.61 ± 0.034
A2_3	0.61	0.70	0.118	19.22	0.61 ± 0.118	0.27	0.046	7.41	0.61 ± 0.046
A2_5	0.59	0.70	0.196	33.15	0.59 ± 0.196	0.27	0.076	12.79	0.59 ± 0.076
A2_8	0.62	0.70	0.109	17.66	0.62 ± 0.109	0.27	0.042	6.81	0.62 ± 0.042
A2_11	0.63	0.70	0.035	5.49	0.63 ± 0.035	0.27	0.013	2.18	0.63 ± 0.013
A3_1	0.47	0.70	0.086	18.25	0.47 ± 0.086	0.27	0.033	7.04	0.47 ± 0.033
A3_3	0.47	0.70	0.114	24.51	0.47 ± 0.114	0.27	0.044	9.45	0.47 ± 0.044
A3_5	0.48	0.70	0.195	40.84	0.48 ± 0.195	0.27	0.075	15.75	0.48 ± 0.075
A3_8	0.49	0.70	0.105	21.43	0.49 ± 0.105	0.27	0.040	8.27	0.49 ± 0.040
A3_11	0.50	0.70	0.033	6.60	0.50 ± 0.033	0.27	0.013	2.54	0.50 ± 0.013

Tablica 5.7 Minimum i maksimum apsolutnih i relativnih vrijednosti kombinirane statističke granične pogreške i kombinirane standardne nesigurnosti za sva mjerenja

Mjerenje	η_{SPE}	$G(\vartheta_{0i})$ [K]	$G(\eta_{\text{SPE}})$	$e_G(\eta_{\text{SPE}})$ [%]	$\eta_{\text{SPE}} \pm G(\eta_{\text{SPE}})$	$u(\vartheta_{0i})$ [K]	$u_c(\eta_{\text{SPE}})$	$e_u(\eta_{\text{SPE}})$ [%]	$\eta_{\text{SPE}} \pm u_c(\eta_{\text{SPE}})$
Min.- E1_11	0.72	0.70	0.035	4.79	0.72 ± 0.035	0.27	0.013	1.85	0.72 ± 0.013
Max.- C3_5	0.42	0.70	0.200	47.84	0.42 ± 0.200	0.27	0.077	18.45	0.42 ± 0.077

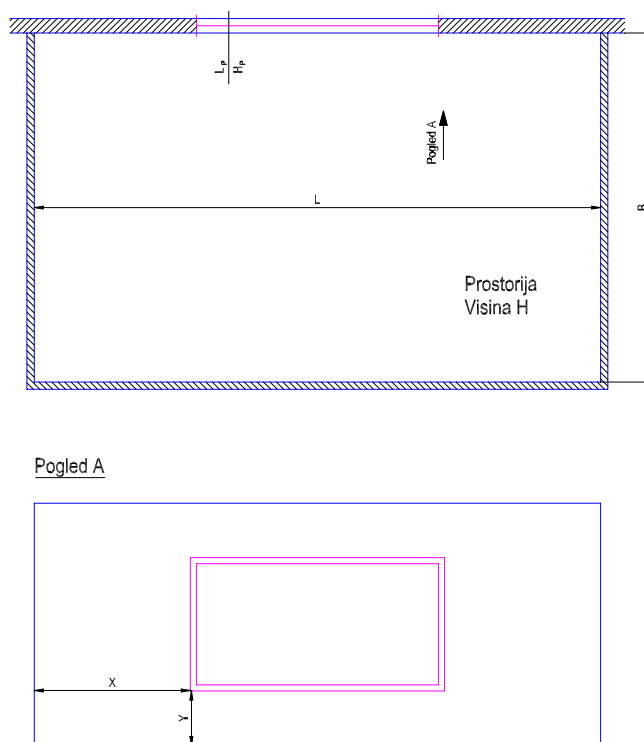
Za većinu mjerenja su relativne vrijednosti kombinirane standardne nesigurnosti ispod $\pm 10\%$, uz razinu pouzdanosti 99%, iz čega se može zaključiti da provedena mjerenja imaju malu mjernu nesigurnost, odnosno da je razina točnosti u određivanju stupnja iskorištenja sustava povrata toplinske energije iz mjerenih temperatura zadovoljavajuća.

6. REZULTATI ISTRAŽIVANJA

6.1 ULAZNE VELIČINE ZA SIMULACIJU TOPLINSKOG OPTEREĆENJA PROSTORIJE I RADA KLIMA KOMORA

6.1.1 Podaci o prostorijama

Za simulaciju toplinskog opterećenja prostorije i rada analiziranih klima komora odabrane su dvije prostorije različitih dimenzija, kako bi se omogućila analiza utjecaja veličine prostorije na toplinsko opterećenje. Prostorije su smještene u sklopu većeg objekta, okružuju ih prostorije sličnih karakteristika, te imaju jedan vanjski zid s prozorom, kako je prikazano na slici 6.1 s dimenzijama prema tablici 6.1. Dimenzije i opremljenost prostorija odabrane su tako da odgovaraju uobičajenom uredskom prostoru.



Slika 6.1 Dimenzije prostorije

Tablica 6.1 Dimenzije odabranih prostorija

	L [m]	B [m]	H [m]	L_p [m]	H_p [m]	X [m]	Y [m]
Prostorija P1	7	5	3.0	2.5	1.6	2.25	1.0
Prostorija P2	24	15	3.5	10.0	1.6	7.00	1.0

Fizikalna svojstva i debljine odabranih slojeva elemenata građevinske konstrukcije, iz kojih su sastavljeni zidovi dana su u tablici 6.2.

Tablica 6.2 Karakteristike slojeva elemenata građevinske konstrukcije

Sloj		δ [mm]	λ [W/(mK)]	ρ [kg/m ³]	c_p [J/(kgK)]
Vanjski zid	Beton	100	0.73	1600	920
	Izolacija	30	0.04	200	750
	Fasadna opeka	70	1.33	2000	920
Pregradni zid	Montažni	80	0.21	1280	1260
Pod-strop	Beton	150	1.73	2200	840
	Drvo	25	0.12	600	2510

Za prozor je odabrano dvostruko prozirno staklo pojedinačne debljine 3.2 mm.

Prijenosne funkcije provođenja za odabrane elemente građevinske konstrukcije određene su računarskim programom koji koristi algoritam predstavljen izrazima iz poglavlja 4.2 i prikazane su u tablici 6.3. Geometrijski faktori vidljivosti između ploha prostorije određeni su računarskim programom razvijenim prema algoritmu predstavljenom izrazima iz poglavlja 2.2.5. i prikazani su u tablicama 6.4 i 6.5 za odabrane dimenzije zidova i prozora prostorije.

Tablica 6.3 Prijenosne funkcije provođenja X_i , Y_i , Z_i , C_R za $\Delta t = 1h$

X_i [W/(m ² K)]	Y_i [W/(m ² K)]	Z_i [W/(m ² K)]
Vanjski zid $C_R = 0.6145$ W/(m ² K), $i = 0, \dots, 10$		
19.4859	0.0030	28.0963
-23.7302	0.1094	-38.9505
4.6065	0.1922	9.4452
0.0455	0.0766	1.3492
0.0021	0.0209	0.3486
0.0003	0.0054	0.0901
0.0001	0.0014	0.0233
0.0000	0.0004	0.0060
0.0000	0.0001	0.0016
0.0000	0.0000	0.0004
0.0000	0.0000	0.0001
Pregradni zid $C_R = 0.4854$ W/(m ² K), $i = 0, \dots, 5$		
10.9447	0.0771	
-11.7213	0.7903	
2.0860	0.4432	
0.0392	0.0381	
0.0022	0.0021	
0.0001	0.0001	
Pod – strop $C_R = 0.6398$ W/(m ² K), $i = 0, \dots, 5$		
33.6230	0.0388	
-41.4283	0.6182	
8.8392	0.5014	
0.1771	0.0587	
0.0094	0.0036	
0.0005	0.0002	

Tablica 6.4 Geometrijski faktori vidljivosti ploha $F_{j,k}$ za prostoriju P1

Ploha M\N	1	2	3	4	5	6	7	Zbroj retka
1	0.00000	0.40592	0.13519	0.12189	0.17515	0.12189	0.03996	1.00000
2	0.40592	0.00000	0.14256	0.12189	0.17515	0.12189	0.03259	1.00000
3	0.27832	0.29350	0.00000	0.13417	0.15985	0.13417	0.00000	1.00000
4	0.28442	0.28442	0.15205	0.00000	0.17548	0.08019	0.02343	1.00000
5	0.29191	0.29191	0.12940	0.12535	0.00000	0.12535	0.03609	1.00000
6	0.28442	0.28442	0.15205	0.08019	0.17548	0.00000	0.02343	1.00000
7	0.34965	0.28516	0.00000	0.08786	0.18948	0.08786	0.00000	1.00000

Tablica 6.5 Geometrijski faktori vidljivosti ploha $F_{j,k}$ za prostoriju P2

Ploha M\N	1	2	3	4	5	6	7	Zbroj retka
1	0.00000	0.70242	0.07383	0.05590	0.09289	0.05590	0.01906	1.00000
2	0.70242	0.00000	0.07401	0.05590	0.09289	0.05590	0.01888	1.00000
3	0.39086	0.39182	0.00000	0.07276	0.07180	0.07276	0.00000	1.00000
4	0.38331	0.38331	0.09424	0.00000	0.10381	0.02576	0.00957	1.00000
5	0.39810	0.39810	0.05812	0.06488	0.00000	0.06488	0.01591	1.00000
6	0.38331	0.38331	0.09424	0.02576	0.10381	0.00000	0.00957	1.00000
7	0.42888	0.42478	0.00000	0.03140	0.08355	0.03140	0.00000	1.00000

Unutarnji toplinski izvori dovode u promatrane prostorije dodatni toplinski tok, pored toplinskog opterećenja koje je posljedica promjena stanja vanjskog okoliša. Obzirom na namjenu odabranih prostorija, prikaz unutarnjih toplinskih izvora odabranih za simulaciju dan je u tablici 6.6. Udjeli toplinskog toka koji se predaju konvekcijom za različite unutarnje toplinske izvore iznose: $RO = 0.5$, $RE = 0.6$, $RL = 0.35$, gdje se RO odnosi na senzibilni toplinski tok od osoba, RE na opremu, te RL na rasvjetu. Ukupni toplinski tok predan od jedne osobe odabran je za razinu aktivnosti primjerenu uredskom prostoru i iznosi 120 W, sa sljedećim udjelima osjetne i latentne topline:

$\Phi_S = 75$ W – osjetna toplina

$\Phi_L = 45$ W – latentna toplina.

Tablica 6.6 Unutarnji toplinski izvori u prostoriji

	Broj osoba	Toplinski tok od opreme Φ_E [W]	Električna snaga rasvjete P_L [W]
Prostorija P1	2	200	500
Prostorija P2	20	1500	5000

Vrijeme korištenja prostorije je od 8 do 18 sati. U sezoni grijanja u prostoriji se održava temperatura zraka $\vartheta_p = 22^\circ\text{C}$, dok se u sezoni hlađenja održava temperatura zraka $\vartheta_p = 22^\circ\text{C}$ do 26°C , ovisno o temperaturi vanjskog zraka, uz održavanje propisane relativne vlažnosti zraka. Predviđena je i mogućnost rada sustava izvan vremena korištenja prostorije kako bi se spriječilo značajnije pothlađivanje ili pregrijavanje zraka, te tako ostvarilo zadana stanja zraka u prostoriji u početku vremena korištenja. Zbog načina formiranja ispitne referentne godine odustalo se od izdvajanja subota i nedjelja i njihovog odvojenog analiziranja.

6.1.2 Koeficijenti prijelaza topline na plohama prostorije

Obzirom da za promatrano zemljopisno područje nisu na raspolaganju satni podaci o smjeru i brzini vjetra, ukupni vanjski koeficijent prijelaza topline proračunat je prema algoritmu iz [16], a vrijednosti se kreću, ovisno o mjesecu i dobu dana, za nemetalne površine između $15.5 \text{ W/(m}^2\text{K)}$ i $22.0 \text{ W/(m}^2\text{K)}$. Koeficijenti konvektivnog prijelaza topline na unutarnjim plohama prostorije procijenjeni su kako slijedi:

$\alpha_{U0} = 4 \text{ W/(m}^2\text{K)}$ – kada klima komora ne radi,

$\alpha_{U1} = 8 \text{ W/(m}^2\text{K)}$ – kada klima komora radi.

6.1.3 Meteorološki podaci

Za potrebe simulacije koriste se satni meteorološki podaci o temperaturi, relativnoj vlažnosti i globalnom sunčevom zračenju za grad Zagreb, koji su formirani u ispitnu referentnu godinu kako je prikazano u poglavlju 2.2.1.

6.2 REZULTATI SIMULACIJE RADA POVEZANOG SUSTAVA KRUŽNOG TOKA I USPOREDBA S REZULTATIMA MJERENJA

Obzirom da je sustav povrata toplinske energije vrlo važan objekt analize u ovom radu, provedena su opsežna mjerenja na stvarnom sustavu, uz variranje niza parametara, kako bi se potvrdila pouzdanost razvijenog matematičkog modela za simulaciju, te kako bi se na temelju toga s visokom pouzdanošću moglo računati toplinske tokove za sustav integriran u klima komoru. Razvijeni simulacijski model ispitan je usporedbom dobivenih rezultata s rezultatima mjerenja za iste ulazne parametre, a prikaz je dan, za najpovoljniji odnos ukupnih toplinskih kapaciteta vode i zraka za izmjenu topline $C_w/C_o=1$, u tablicama 6.7 do 6.14.

Tablica 6.7 Rezultati simulacije i razlike u odnosu na rezultate mjerenja za tip orebrenja *sd231*, protočni volumen zraka $V=4620 \text{ m}^3/\text{h}$, $w_o=1.53 \text{ m/s}$, $C_w/C_o=1.0$

Mjerenje	Izlazne temperature – zrak				Učinak sustava		Stupanj iskorištenja sustava			
	1. Izmjenj. $\vartheta_{02} [^{\circ}\text{C}]$	$\Delta [\%]$	2. Izmjenj. $\vartheta_{04} [^{\circ}\text{C}]$	$\Delta [\%]$	Q [kW]	$\Delta [\%]$	Grijanje $\eta_{\text{SPE G}}$	$\Delta [\%]$	Hlađenje $\eta_{\text{SPE H}}$	$\Delta [\%]$
A1_1	18.4	+1.7	14.6	0.0	11.1	+3.7	0.68	+4.6		
A1_3	19.5	+1.0	16.7	+0.6	8.4	+3.7	0.68	+4.6		
A1_5	20.9	+0.5	19.5	+0.5	4.4	+4.8	0.68	+5.9		
A1_8	31.0	+1.0	28.0	0.0	8.5	0.0			0.69	0.0
A1_11	43.8	+0.5	34.2	+0.6	27.1	-1.8			0.69	0.0

Tablica 6.8 Rezultati simulacije i razlike u odnosu na rezultate mjerenja za tip orebrenja *sd231*, protočni volumen zraka $V=6170 \text{ m}^3/\text{h}$, $w_o=2.05 \text{ m/s}$, $C_w/C_o=1.0$

Mjerenje	Izlazne temperature – zrak				Učinak sustava		Stupanj iskorištenja sustava			
	1. Izmjenj. $\vartheta_{02} [^\circ\text{C}]$	$\Delta [\%]$	2. Izmjenj. $\vartheta_{04} [^\circ\text{C}]$	$\Delta [\%]$	Q [kW]	$\Delta [\%]$	Grijanje $\eta_{\text{SPE G}}$	$\Delta [\%]$	Hlađenje $\eta_{\text{SPE H}}$	$\Delta [\%]$
B1_1	18.4	+1.1	15.5	0.0	13.2	+3.1	0.65	+3.2		
B1_3	19.5	+1.0	17.2	0.0	10.2	+3.0	0.65	+4.8		
B1_5	20.9	+0.5	19.7	0.0	5.6	+3.7	0.65	+4.8		
B1_8	31.3	+1.3	28.8	0.0	10.7	-0.9			0.66	0.0
B1_11	43.0	-1.1	35.1	+0.9	33.9	-2.6			0.66	-1.5

Tablica 6.9 Rezultati simulacije i razlike u odnosu na rezultate mjerenja za tip orebrenja *sd231*, protočni volumen zraka $V=9100 \text{ m}^3/\text{h}$, $w_o=3.02 \text{ m/s}$, $C_w/C_o=1.0$

Mjerenje	Izlazne temperature – zrak				Učinak sustava		Stupanj iskorištenja sustava			
	1. Izmjenj. $\vartheta_{02} [^\circ\text{C}]$	$\Delta [\%]$	2. Izmjenj. $\vartheta_{04} [^\circ\text{C}]$	$\Delta [\%]$	Q [kW]	$\Delta [\%]$	Grijanje $\eta_{\text{SPE G}}$	$\Delta [\%]$	Hlađenje $\eta_{\text{SPE H}}$	$\Delta [\%]$
C1_1	18.2	0.0	16.4	+1.2	17.4	0.0	0.60	+1.7		
C1_3	19.1	0.0	17.6	+0.6	14.4	0.0	0.60	+1.7		
C1_5	20.7	0.0	19.8	+0.5	8.2	0.0	0.60	0.0		
C1_8	31.0	+0.3	29.2	0.0	14.8	-1.3			0.61	0.0
C1_11	41.7	-4.1	36.2	+1.1	46.4	-3.3			0.61	-1.6

Tablica 6.10 Rezultati simulacije i razlike u odnosu na rezultate mjerenja za tip orebrenja *sd231*, protočni volumen zraka $V=12010 \text{ m}^3/\text{h}$, $w_o=3.98 \text{ m/s}$, $C_w/C_o=1.0$

Mjerenje	Izlazne temperature – zrak				Učinak sustava		Stupanj iskorištenja sustava			
	1. Izmjenj. $\vartheta_{02} [^\circ\text{C}]$	$\Delta [\%]$	2. Izmjenj. $\vartheta_{04} [^\circ\text{C}]$	$\Delta [\%]$	Q [kW]	$\Delta [\%]$	Grijanje $\eta_{\text{SPE G}}$	$\Delta [\%]$	Hlađenje $\eta_{\text{SPE H}}$	$\Delta [\%]$
D1_1	18.2	+1.1	17.0	0.0	19.9	+3.6	0.56	+1.8		
D1_3	19.0	0.0	18.2	+0.6	15.8	+0.6	0.56	0.0		
D1_5	20.7	+0.5	20.1	0.0	9.0	+2.3	0.56	+1.8		
D1_8	30.3	-0.3	29.2	0.0	17.3	+0.6			0.57	0.0
D1_11	41.1	-1.2	37.3	+1.4	59.3	-3.1			0.57	-3.4

Tablica 6.11 Rezultati simulacije i razlike u odnosu na rezultate mjerenja za tip orebrenja *sd211*, protočni volumen zraka $V=4600 \text{ m}^3/\text{h}$, $w_o=1.52 \text{ m/s}$, $C_W/C_O=1.0$

Mjerenje	Izlazne temperature – zrak				Učinak sustava		Stupanj iskorištenja sustava			
	1. Izmjenj. $\vartheta_{02} [^\circ\text{C}]$	$\Delta [\%]$	2. Izmjenj. $\vartheta_{04} [^\circ\text{C}]$	$\Delta [\%]$	Q [kW]	$\Delta [\%]$	Grijanje $\eta_{\text{SPE G}}$	$\Delta [\%]$	Hlađenje $\eta_{\text{SPE H}}$	$\Delta [\%]$
E1_1	19.5	+1.0	16.1	0.0	9.1	+4.6	0.70	+2.9		
E1_3	20.1	+0.5	17.3	0.0	7.6	+4.1	0.70	+1.4		
E1_5	21.1	+0.5	19.3	0.0	4.5	+2.3	0.70	+1.4		
E1_8	31.4	-0.6	28.1	0.0	8.4	0.0			0.71	0.0
E1_11	44.4	-1.3	33.5	+0.9	27.9	-1.4			0.71	-1.4

Tablica 6.12 Rezultati simulacije i razlike u odnosu na rezultate mjerenja za tip orebrenja *sd211*, protočni volumen zraka $V=6180 \text{ m}^3/\text{h}$, $w_o=2.05 \text{ m/s}$, $C_W/C_O=1.0$

Mjerenje	Izlazne temperature – zrak				Učinak sustava		Stupanj iskorištenja sustava			
	1. Izmjenj. $\vartheta_{02} [^\circ\text{C}]$	$\Delta [\%]$	2. Izmjenj. $\vartheta_{04} [^\circ\text{C}]$	$\Delta [\%]$	Q [kW]	$\Delta [\%]$	Grijanje $\eta_{\text{SPE G}}$	$\Delta [\%]$	Hlađenje $\eta_{\text{SPE H}}$	$\Delta [\%]$
F1_1	19.4	+0.5	16.5	+0.6	11.6	+2.7	0.68	+3.0		
F1_3	20.0	0.0	17.5	+0.6	9.9	0.0	0.68	+1.5		
F1_5	21.1	0.0	19.7	+0.5	5.9	+1.7	0.68	+1.5		
F1_8	31.4	-0.6	28.5	0.0	11.2	+0.9			0.69	+1.5
F1_11	43.9	-1.3	34.4	+0.9	36.3	-1.4			0.69	-1.4

Tablica 6.13 Rezultati simulacije i razlike u odnosu na rezultate mjerenja za tip orebrenja *sd211*, protočni volumen zraka $V=9110 \text{ m}^3/\text{h}$, $w_o=3.03 \text{ m/s}$, $C_W/C_O=1.0$

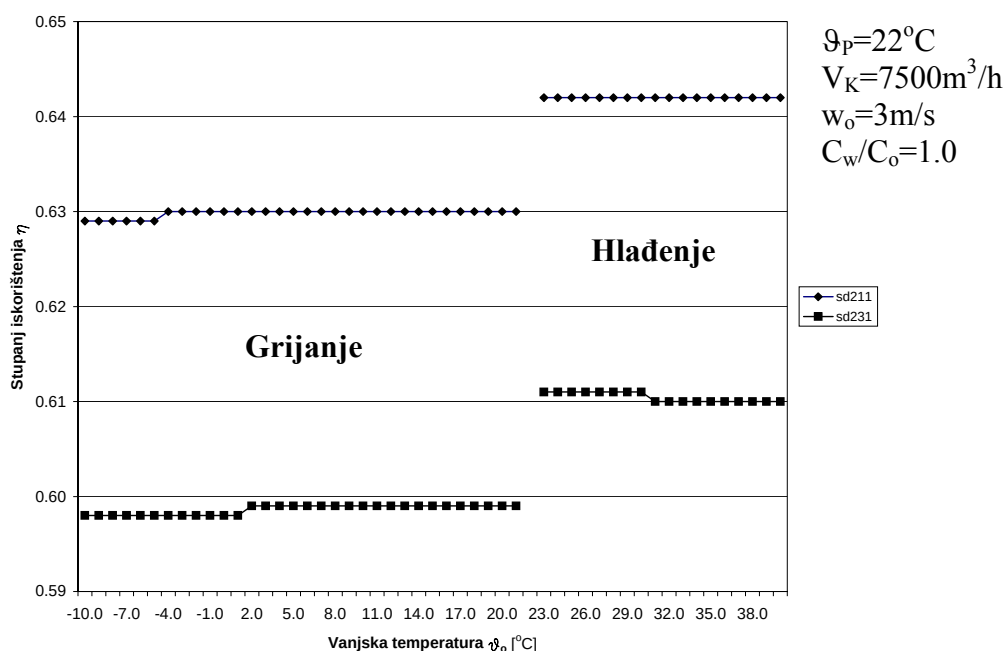
Mjerenje	Izlazne temperature – zrak				Učinak sustava		Stupanj iskorištenja sustava			
	1. Izmjenj. $\vartheta_{02} [^\circ\text{C}]$	$\Delta [\%]$	2. Izmjenj. $\vartheta_{04} [^\circ\text{C}]$	$\Delta [\%]$	Q [kW]	$\Delta [\%]$	Grijanje $\eta_{\text{SPE G}}$	$\Delta [\%]$	Hlađenje $\eta_{\text{SPE H}}$	$\Delta [\%]$
G1_1	19.2	+0.5	17.1	+0.6	15.1	+1.3	0.63	+1.6		
G1_3	19.8	0.0	18.1	+0.6	12.8	+0.8	0.63	0.0		
G1_5	20.9	0.0	19.8	+0.5	8.2	0.0	0.63	0.0		
G1_8	31.2	-0.6	28.9	0.0	15.4	-0.6			0.64	-1.5
G1_11	42.8	-1.8	35.7	+1.4	50.0	-2.5			0.64	-3.0

Tablica 6.14 Rezultati simulacije i razlike u odnosu na rezultate mjerenja za tip orebrenja *sd211*, protočni volumen zraka $V=11990 \text{ m}^3/\text{h}$, $w_o=3.98 \text{ m/s}$, $C_w/C_o=1.0$

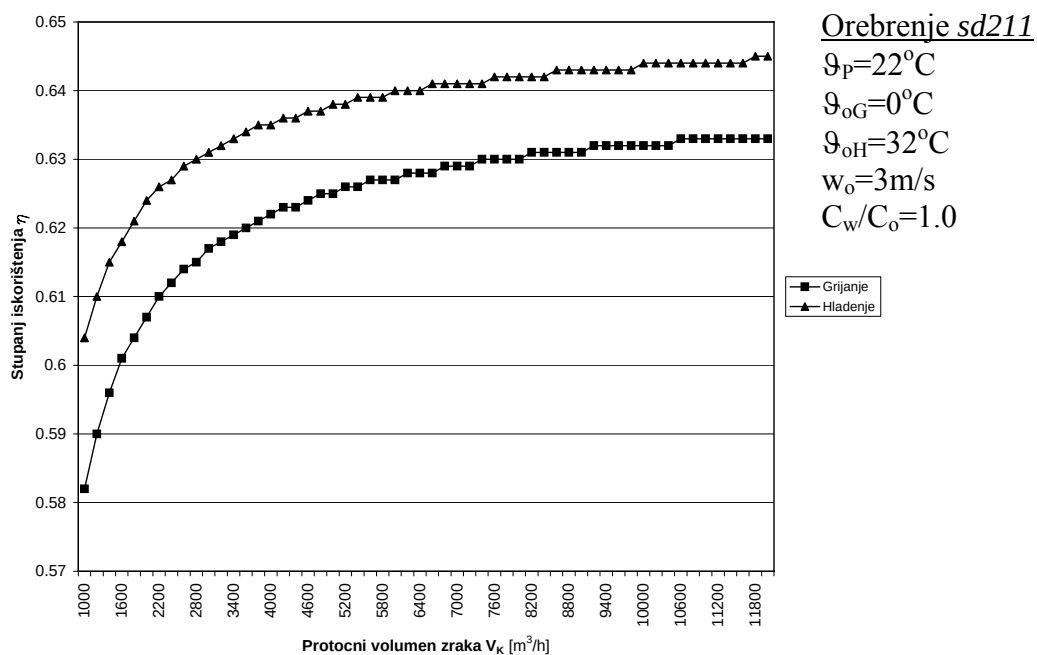
Mjerenje	Izlazne temperature – zrak				Učinak sustava		Stupanj iskorištenja sustava			
	1. Izmjenj. $\vartheta_{02} [^\circ\text{C}]$	$\Delta [\%]$	2. Izmjenj. $\vartheta_{04} [^\circ\text{C}]$	$\Delta [\%]$	Q [kW]	$\Delta [\%]$	Grijanje $\eta_{\text{SPE G}}$	$\Delta [\%]$	Hlađenje $\eta_{\text{SPE H}}$	$\Delta [\%]$
H1_1	19.1	0.0	17.6	+1.1	18.4	0.0	0.60	0.0		
H1_3	19.7	0.0	18.4	+0.5	16.0	0.0	0.60	0.0		
H1_5	20.8	-0.5	20.0	+0.5	10.0	-3.8	0.60	-1.6		
H1_8	30.9	-0.6	29.2	+0.5	19.2	-2.0			0.61	-1.6
H1_11	42.1	-2.3	36.5	+1.7	62.7	-3.7			0.61	-3.2

Iz prikaza rezultata može se vidjeti da se odstupanja između izračunatih i izmjerenih veličina za većinu mjerenja kreću u granicama $\pm 5\%$, što ujedno potvrđuje pouzdanost razvijenog matematičkog modela simulacije, opisanog u poglavlju 3.3. Time se omogućuje primjena razvijenog modela, na temelju kojeg je nastao programski modul SPEECO, integriranjem u klima komoru, kao elementa složenog sustava klimatizacije.

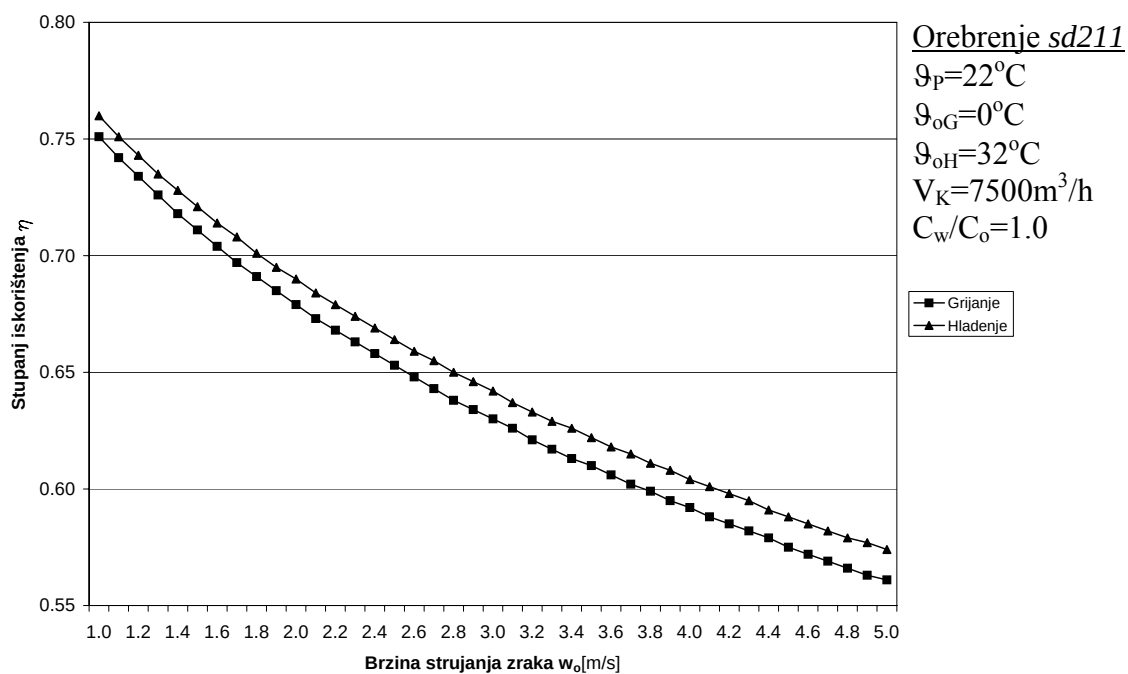
Na temelju provedene usporedbe moguća je upotreba programa SPEECO za temeljitu analizu povezanog sustava kružnog toka i praćenje utjecaja različitih parametara na stupanj iskorištenja sustava.



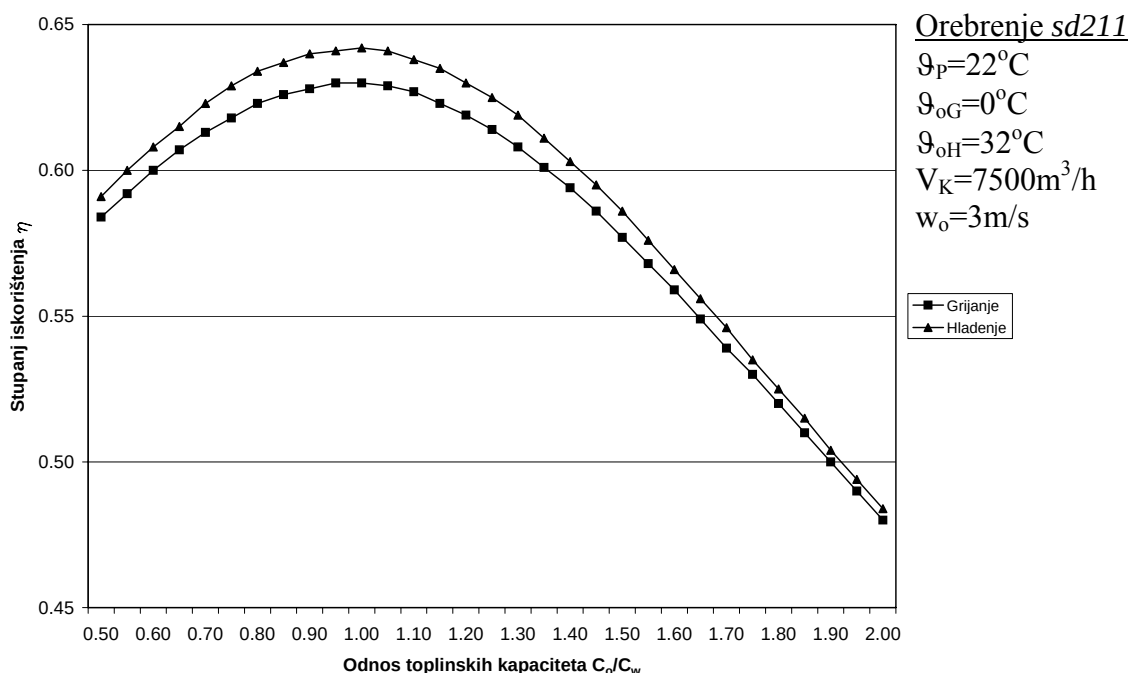
Slika 6.2 Ovisnost stupnja iskorištenja sustava o konstrukcijskim parametrima izmjenjivača i vanjskoj temperaturi



Slika 6.3 Ovisnost stupnja iskorištenja o protočnom volumenu zraka za klimatizaciju



Slika 6.4 Ovisnost stupnja iskorištenja o brzini strujanja zraka kroz klima komoru



Slika 6.5 Ovisnost stupnja iskorištenja o odnosu toplinskih kapaciteta struja zraka i vode

Rezultati u prethodnim dijagramima ukazuju na utjecaj niza parametara na stupanj iskorištenja povezanog sustava kružnog toka, što može poslužiti kao osnova za formiranje nizova parametarskih krivulja kojima bi se za različite radne točke moglo određivati različite veličine, kao što su izlazne temperature na izmjenjivačima, toplinski tok i već spomenuti stupanj iskorištenja.

6.2.1 Komentar rezultata za povezani sustav kružnog toka

Komentar rezultata odnosi se na povezani sustav kružnog toka, kao jedan od tipova sustava povrata toplinske energije. Usporedba razvijenog matematičkog modela simulacije s rezultatima mjerenja pokazuje da se može pretpostaviti primjenjivost modela na bilo koji sustav istog tipa za koji postoje podaci o geometriji izmjenjivača. Iz tablica 6.7 do 6.14 vidi se da je najveće odstupanje kod određivanja izlaznih temperatura zraka iz izmjenjivača 4.1% za mjerenje C1_11, kod određivanja toplinskog toka koji izmjenjivač predaje dobavnoj struji zraka 4.8% za mjerenje A1_5, te kod određivanja stupnja iskorištenja sustava 5.9% za isto mjerenje. No, većina rezultata simulacije kreće se u granicama točnosti od $\pm 3\%$ u odnosu na rezultate mjerenja. Iz navedenog se očituje visoka točnost razvijenog matematičkog modela, te njegova fleksibilnost u primjeni za različite tipove orebrenja izmjenjivača i različite režime strujanja zraka i vode. Također se vidi da su svi opći trendovi promjene stupnja iskorištenja sustava s promjenom različitih parametara, koji su se pokazali tijekom simulacije, potvrđeni mjerenjima.

Ovisnost stupnja iskorištenja o promjeni vanjske temperature zraka (slika 6.2) pokazala se vrlo malenom u širokom temperaturnom intervalu. Međutim, pokazalo se da će stupanj iskorištenja biti oko 1-2% veći pri hlađenju nego pri zagrijavanju zraka. Razlog bi mogao biti taj što se, čak i za iste ulazne temperature zraka, izmjenjivač za slučaj hlađenja zraka nalazi na višoj temperaturnoj razini, gdje je, zbog većih temperaturnih gradijenata između struja zraka i

vode, intenzitet izmjene topline nešto veći. Stoga se temperatura zraka pri prolasku kroz izmjenjivač nešto više promjeni (smanji) nego pri prolasku za slučaj zagrijavanja zraka, što ima za posljedicu povećani stupanj iskorištenja, mada se ne može govoriti o nekoj izraženijoj razlici. S druge strane, razlika u stupnju iskorištenja sustava između dvije analizirane geometrije orebrenja nešto je izaženija i iznosi oko 3% u korist tipa *sd211*. Razlog te pojave je u promjeni geometrije orebrenja, što se prvenstveno odnosi na razmak između rebara i dimenzije rebara.

Utjecaj promjene protočnog volumena struje zraka kroz klima komoru vidi se iz dijagrama na slici 6.3. Naime, za malene vrijednosti protočnog volumena zraka, čak i uz nepromijenjenu brzinu strujanja (varira se veličina klima komore), stupanj iskorištenja biti će manji za nekoliko postotaka nego za veće vrijednosti protočnog volumena.

Promjena brzine strujanja zraka kroz klima komoru ima znatno izraženiji utjecaj na stupanj iskorištenja sustava nego do sada navedene veličine, što je prikazano na slici 6.4. Vidi se da, u promatranom intervalu, razlike mogu biti do 20% za analizirane tipove orebrenja. Bez obzira na činjenicu što se koeficijent prijelaza topline na nekoj površini povećava s povećanjem brzine strujanja, bržim prolaskom zraka kroz izmjenjivač, tj. kraćim zadržavanjem zraka u izmjenjivaču, doći će do smanjenja temperaturne razlike za struju zraka ispred i iza izmjenjivača, što će imati ukupni negativan utjecaj na izmjenjeni toplinski tok i na stupanj iskorištenja sustava.

Ovisnost stupnja iskorištenja o promjeni odnosa ukupnih toplinskih kapaciteta struja zraka i vode (slika 6.5) također se pokazala nezanemarivim čimbenikom u analizi valjanosti sustava. Za određeni protočni volumen zraka, optimalan odnos vodenih vrijednosti toplinskih kapaciteta zraka i vode je oko $C_o/C_w=1$. Smanjenjem odnosa ispod 1, povećava se protočna količina vode (ili se smanjuje protočna količina zraka), čime količinski protoci zraka i vode, odnosno brzine strujanja fluida kroz sustav dolaze u nepovoljan odnos pri kojem se temperatura vode pri prolasku kroz izmjenjivače sve manje mijenja, što uzrokuje smanjenje učinka i smanjenje stupnja iskorištenja sustava. Ako se, međutim, odnos toplinskih kapaciteta povećava iznad 1, time se povećava promjena temperature vode pri prolasku kroz izmjenjivače, ali se smanjenjem protoka vode (ili povećanjem protoka zraka) nakon prelaska određene granice očituje nedostatak količina vode kao transportnog medija za toplinsku energiju u sustavu pri čemu se smanjuje učinak sustava i stupanj iskorištenja sustava i to u značajnijoj mjeri nego pri smanjenju odnosa ispod 1.

Opisani utjecaji promjene različitih parametara na učinak i valjanost sustava odnose se na oba analizirana tipa orebrenja.

Sve navedeno potvrđuje pouzdanost razvijenog matematičkog modela za simulaciju, te na temelju toga visoku pouzdanost pri računanju toplinskih tokova za sustav integriran u klima komoru.

6.3 REZULTATI SIMULACIJE RADA SUSTAVA KLIMATIZACIJE

Simulacija rada analiziranih sustava klimatizacije, detaljnije opisanih u poglavlju 4.3, proizlazi iz simulacije satnog toplinskog opterećenja prostorije tijekom čitave godine (poglavlje 4.2) koja koristi algoritam temeljen na smjernicama iz [1], [4], razrađen u [16], te dodatno unaprijeđen u ovom radu. Simulacija je satna i provedena je za sve mjesece u godini, za četiri osnovne orijentacije vanjskog zida – sjever, jug istok i zapad.

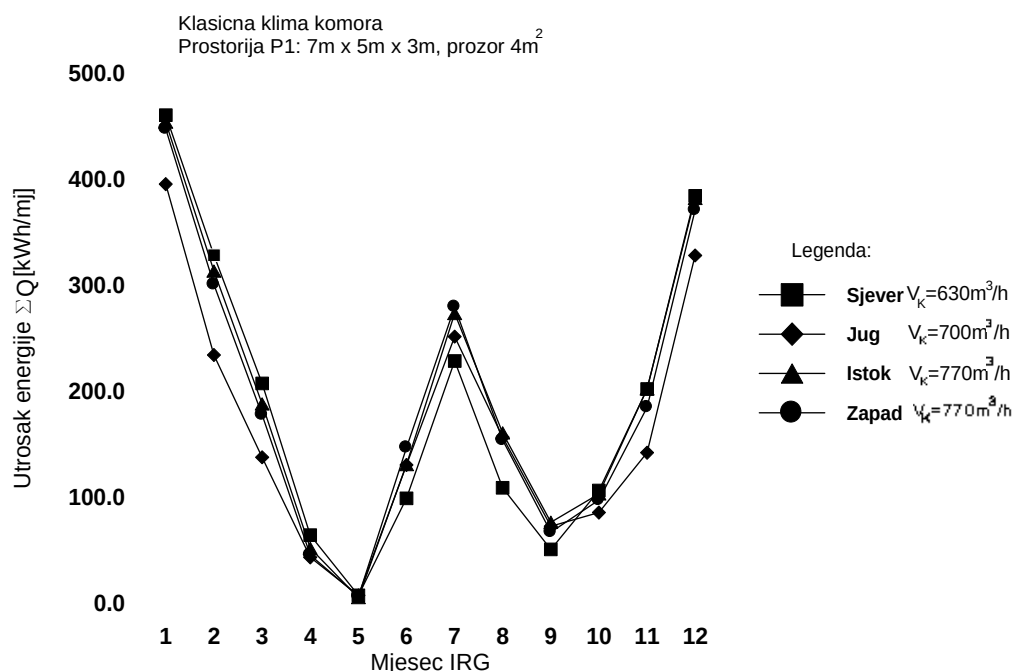
Postupak je proveden za dvije prostorije, P1 i P2 (dimenzije u tablici 6.1), kako bi se mogao analizirati utjecaj veličine prostorije na njezino toplinsko opterećenje, odnosno na utrošak energije za održavanje određenog stanja zraka u prostoriji pomoću sustava klimatizacije. To se ne odnosi samo na ukupni utrošak energije, nego i na razlike u dinamici

promjene različitih veličina (npr. toplinskih tokova), koje su posljedica toplinskog opterećenja. Simulacija se vrši za tri tipa klima komore (vidi poglavlje 4.4), odnosno tri različite skupine aparata ugrađenih u klima komoru, uz odabrane ulazne parametre. Pri tom treba istaknuti mogućnost promjene ulaznih veličina, čime se omogućuje primjena simulacijskog modela za različite zemljopisne lokacije, različite karakteristike i način korištenja prostorije, te različite režime rada klima komore. Navedeni uvjeti pri tom određuju i volumen zraka za klimatizaciju, te udio svježeg zraka. Simulacija rada triju promatranih tipova klima komore omogućuje ne samo ocjenu utjecaja pojedinih parametara na rad sustava, već i ocjenu valjanosti različitih rješenja sa stajališta utroška energije i tvari, odnosno stvara uvjete za detaljnu analizu složenog sustava grijanja, ventilacije i klimatizacije. Za simulaciju rada sustava na određenoj zemljopisnoj lokaciji treba poznavati odgovarajuće satne meteorološke podatke. Mogućnost upotrebe podataka s jednog zemljopisnog područja za drugo postoji, no čak i u slučaju sličnih klimatskih uvjeta, zahtjeva formiranje složenih korelacijskih izraza i vrlo je ograničena, [16].

6.3.1 Utrošak energije tijekom cijele godine

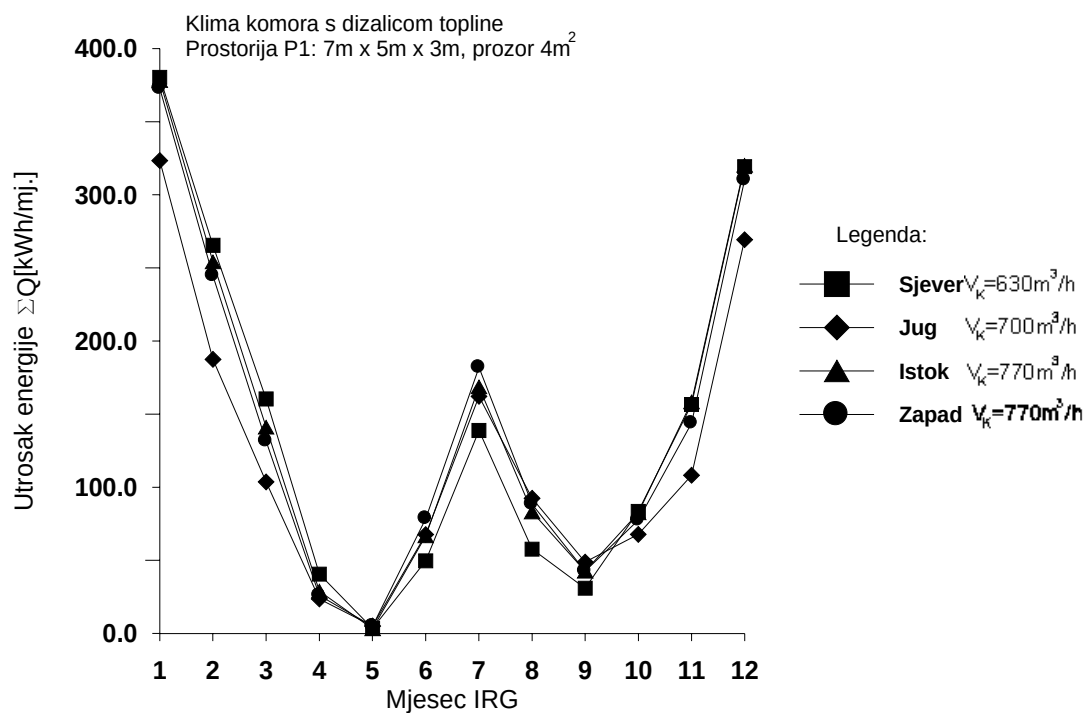
Prostorija P1

U ovom poglavlju daje se prikaz rezultata simulacije utroška energije tijekom godine pri radu različitih tipova klima komore, za prostoriju P1 dimenzija prema tablici 6.1, za različite orijentacije vanjskog zida. Rezultati za klasičnu klima komoru dobivaju se primjenom programa KLKLIMA, za klima komoru s dizalicom topline primjenom programa DTKLIMA, a za klima komoru s dizalicom topline i povezanim sustavom kružnog toka primjenom programa DTPTKLIMA.

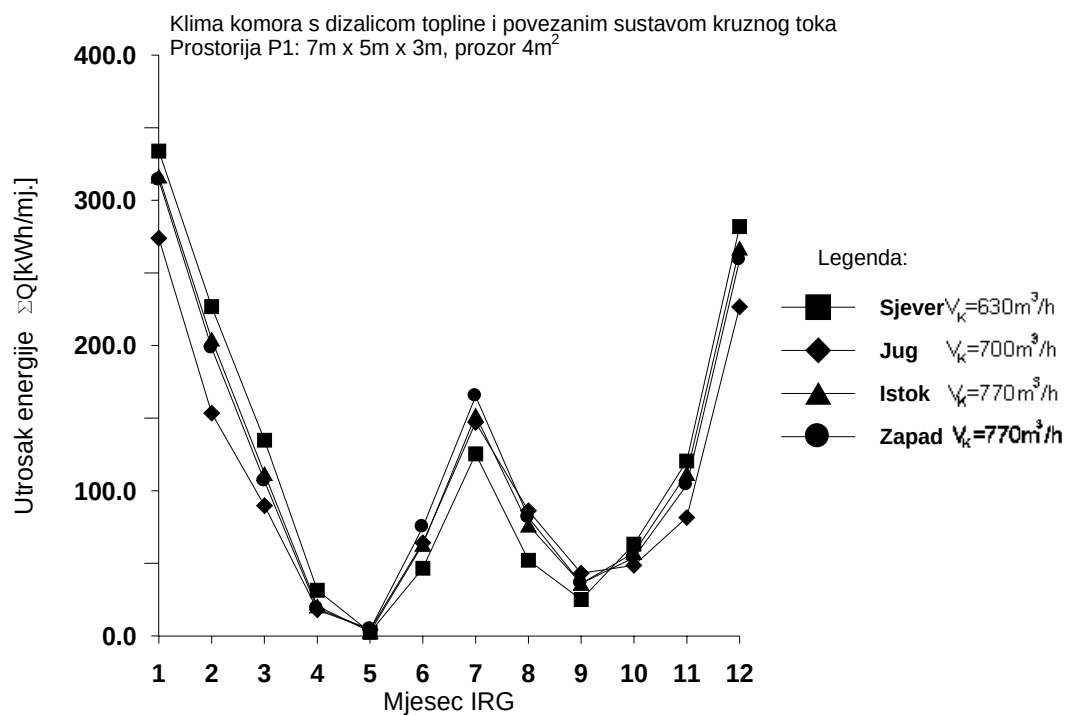


Slika 6.6 Utrošak energije za grijanje, hlađenje i odvlaživanje zraka tijekom godine

$$\text{Klasična klima komora: } \Sigma Q = Q_{PG} + Q_{DG} + P_{KP}$$

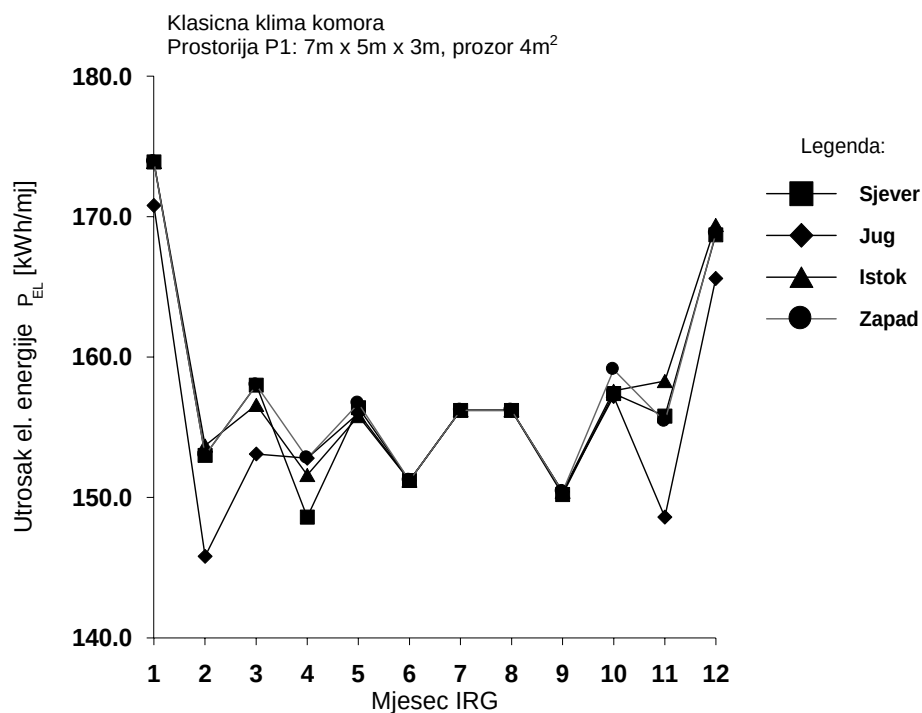


Slika 6.7 Utrošak energije za grijanje, hlađenje i odvlaživanje zraka tijekom godine
Klima komora s dizalicom topline: $\Sigma Q = P_{KP} + Q_{DG}$

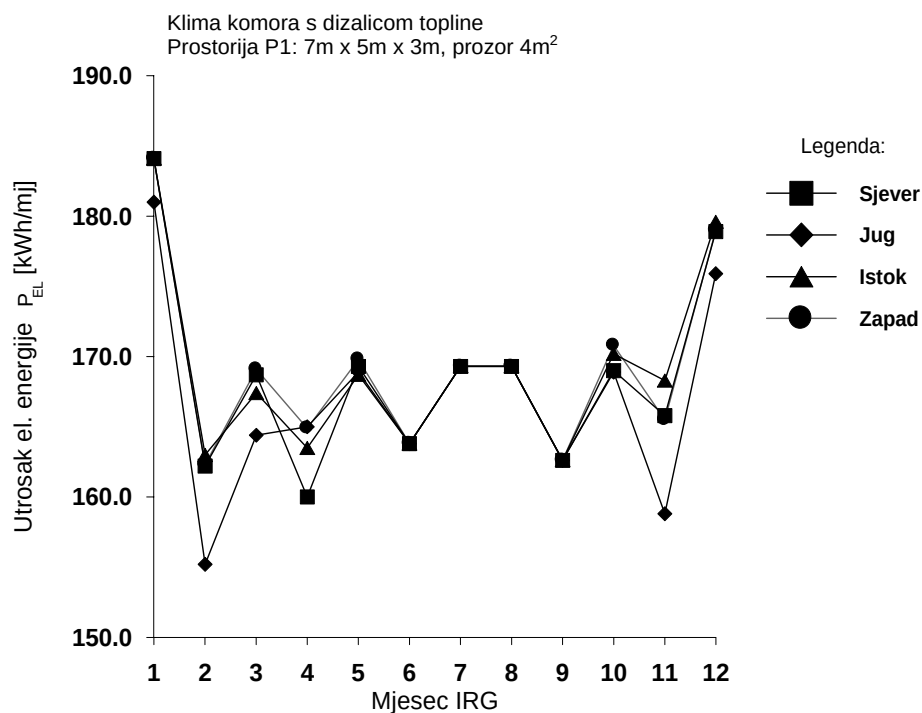


Slika 6.8 Utrošak energije za grijanje, hlađenje i odvlaživanje zraka tijekom godine
Klima komora s dizalicom topline i p.s.k.t.: $\Sigma Q = P_{KP} + Q_{DG}$

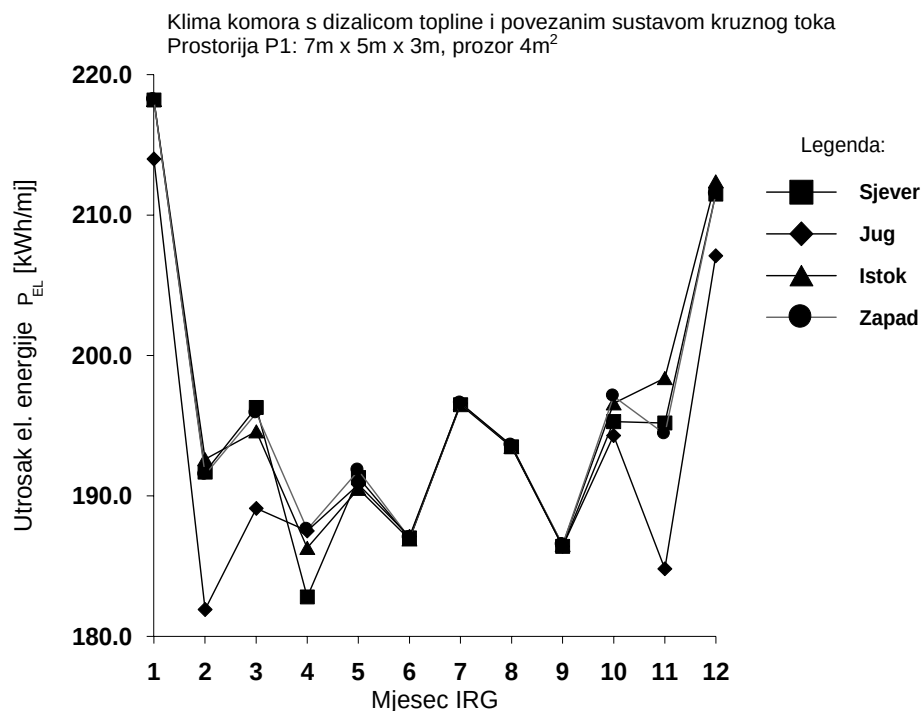
Pored utroška energije za pokrivanje toplinskog opterećenja prostorije, dobivaju se i rezultati utroška električne energije za pogon ventilatora i crpki tijekom godine.



Slika 6.9 Utrošak električne energije za pogon ventilatora i crpki tijekom godine
Klasična klima komora: $P_{EL} = P_V + P_{PW}$

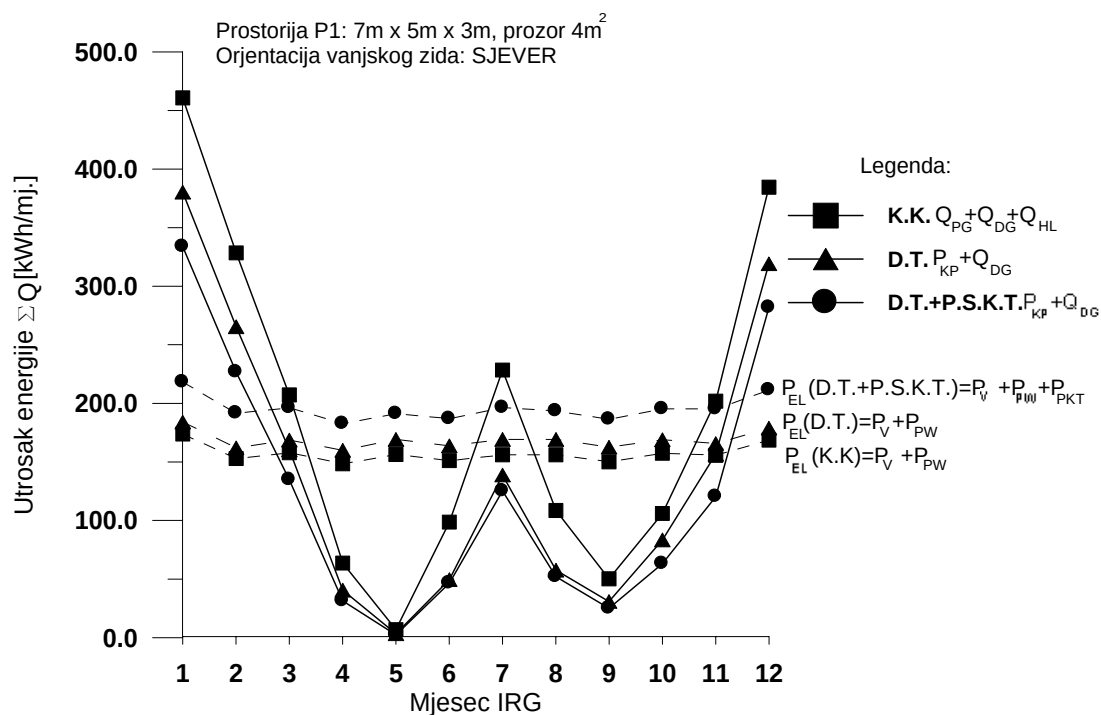


Slika 6.10 Utrošak električne energije za pogon ventilatora i crpki tijekom godine
Klima komora s dizalicom topline: $P_{EL} = P_V + P_{PW}$



Slika 6.11 Utrošak električne energije za pogon ventilatora i crpki tijekom godine
Klima komora s dizalicom topline i p.s.k.t.: $P_{EL} = P_V + P_{PW} + P_{PKT}$

Da bi razlike između pojedinih analiziranih tipova klima komora bile uočljivije, daje se usporedbeni prikaz u zajedničkom dijagramu za jednu orijentaciju vanjskog zida, npr. sjever.



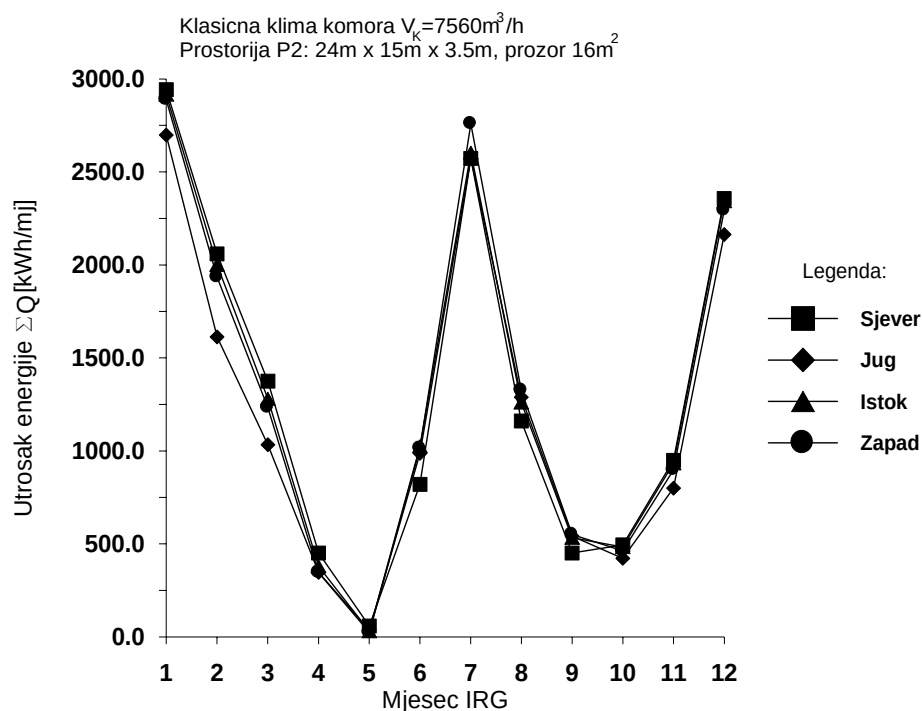
Slika 6.12 Usporedba utroška energije za tri tipa klima komore tijekom godine
Orijentacija vanjskog zida: sjever

Trend razlike između tipova klima komora koji se vidi na slici 6.12 sličan je za sve ostale orijentacije vanjskog zida. Slike 6.9 do 6.11 pokazuju da je utrošak električne energije za pogon ventilatora i crpki najmanji za klasičnu klima komoru (oznaka K.K.). Kod klima komore s dizalicom topline (oznaka D.T.) i klima komore s dizalicom topline + povezanim sustavom kružnog toka (oznaka D.T. + P.S.K.T.), utrošak električne energije za pogon ventilatora i crpki je veći u odnosu na ranije spomenuti sustav zbog povećanog pada tlaka u klima komori uslijed ugradnje dodatnih izmjenjivača topline, te zbog ugradnje dodatne crpke za vodu koja je sastavni dio povezanog sustava kružnog toka (samo kod klima komore s povezanim sustavom kružnog toka).

Bez obzira na činjenicu što 1 kWh toplinske energije, 1 kWh rashladne energije i 1 kWh energije za pogon kompresora nisu međusobno gospodarstveno jednaki, autor se ipak odlučio, radi lakše usporedbe analiziranih sustava klimatizacije, za njihovo “energetsko” zbrajanje za potrebe dijagramskog prikazivanja rezultata. Tu treba istaknuti da razvijeni računarski programi simuliraju utrošak energije svakog aparata unutar klima komore posebno. Međutim, uz poseban prikaz, usporedba bi, po mišljenju autora, bila znatno otežana zbog povećanja broja krivulja u dijagramima, jer bi se time izgubilo na preglednosti.

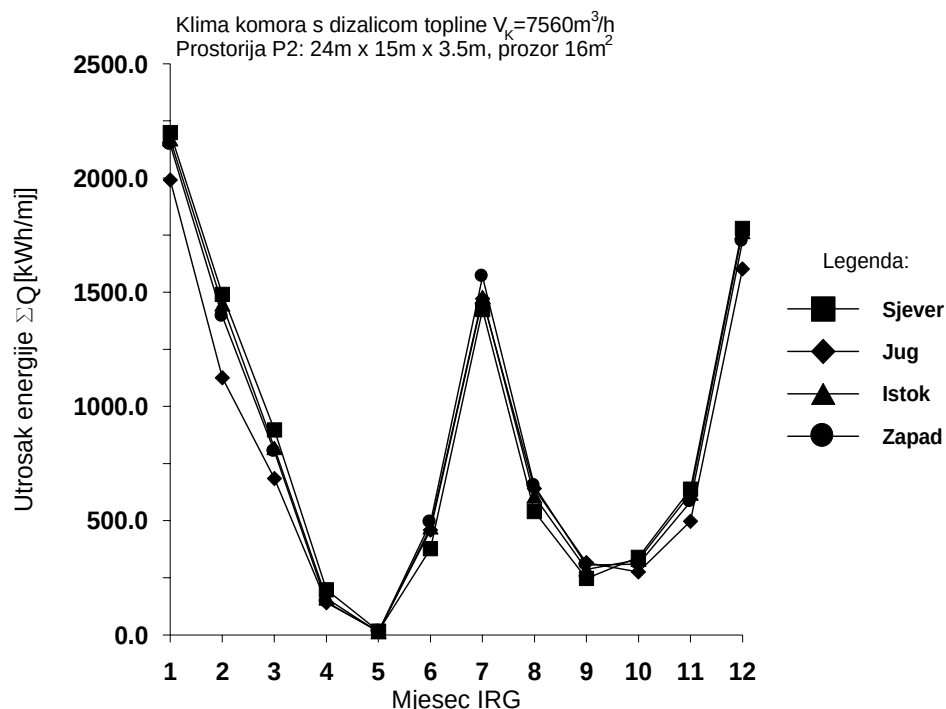
Prostorija P2

U ovom poglavlju daje se prikaz rezultata simulacije utroška energije tijekom godine pri radu različitih tipova klima komore, za prostoriju P2 dimenzija prema tablici 6.1, za različite orijentacije vanjskog zida.

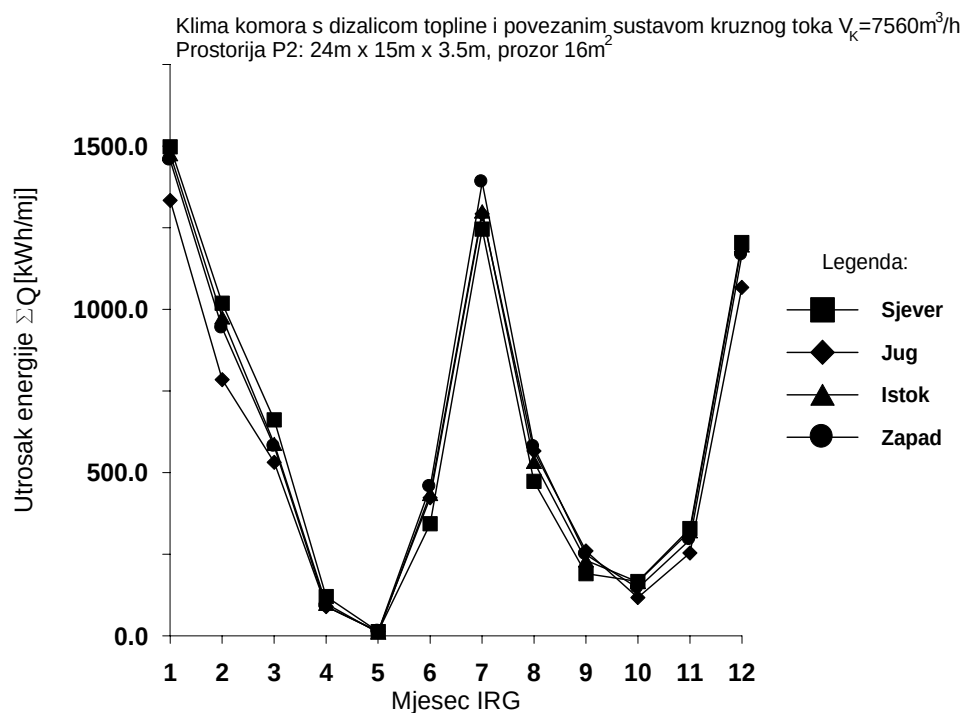


Slika 6.13 Utrošak energije za grijanje, hlađenje i odvlaživanje zraka tijekom godine

$$\text{Klasična klima komora: } \Sigma Q = Q_{PG} + Q_{DG} + P_{KP}$$



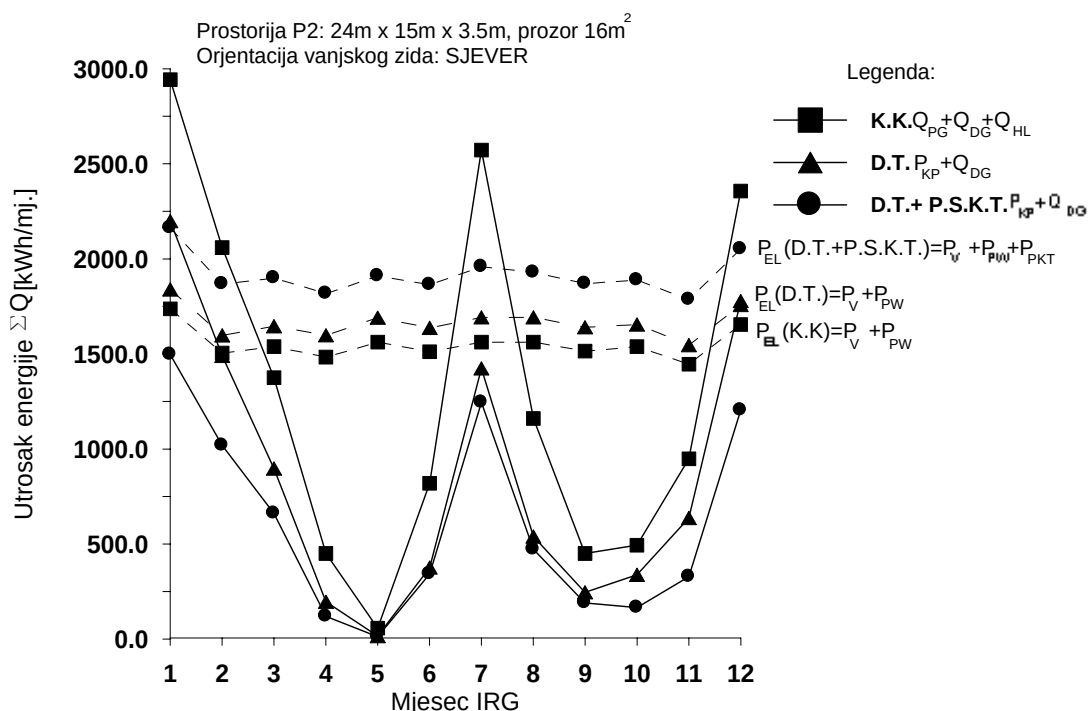
Slika 6.14 Utrošak energije za grijanje, hlađenje i odvlaživanje zraka tijekom godine
 Klima komora s dizalicom topline: $\Sigma Q = P_{KP} + Q_{DG}$



Slika 6.15 Utrošak energije za grijanje, hlađenje i odvlaživanje zraka tijekom godine
 Klima komora s dizalicom topline i p.s.k.t.: $\Sigma Q = P_{KP} + Q_{DG}$

Rezultati utroška električne energije za pogon ventilatora i crpki tijekom godine imaju sličan trend promjene kao za prostoriju P1, uz veće iznose.

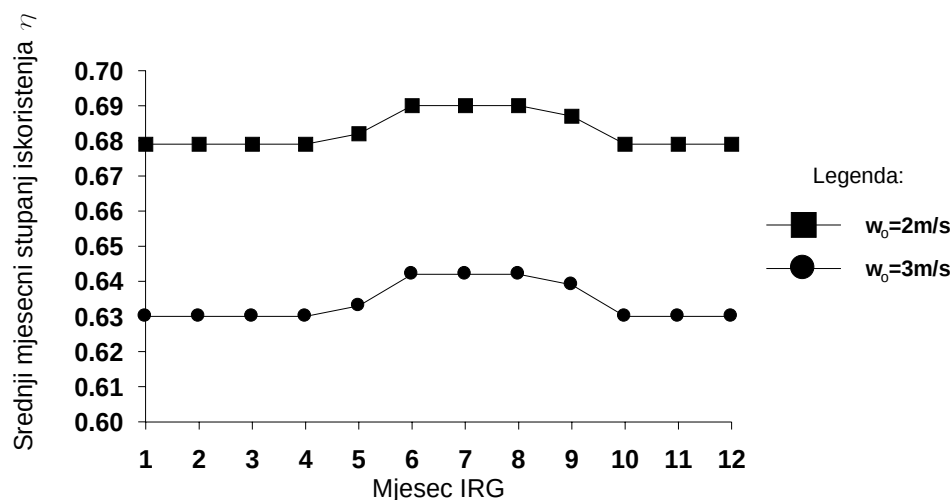
Slijedi usporedbeni dijagramski prikaz za sjevernu orijentaciju vanjskog zida:



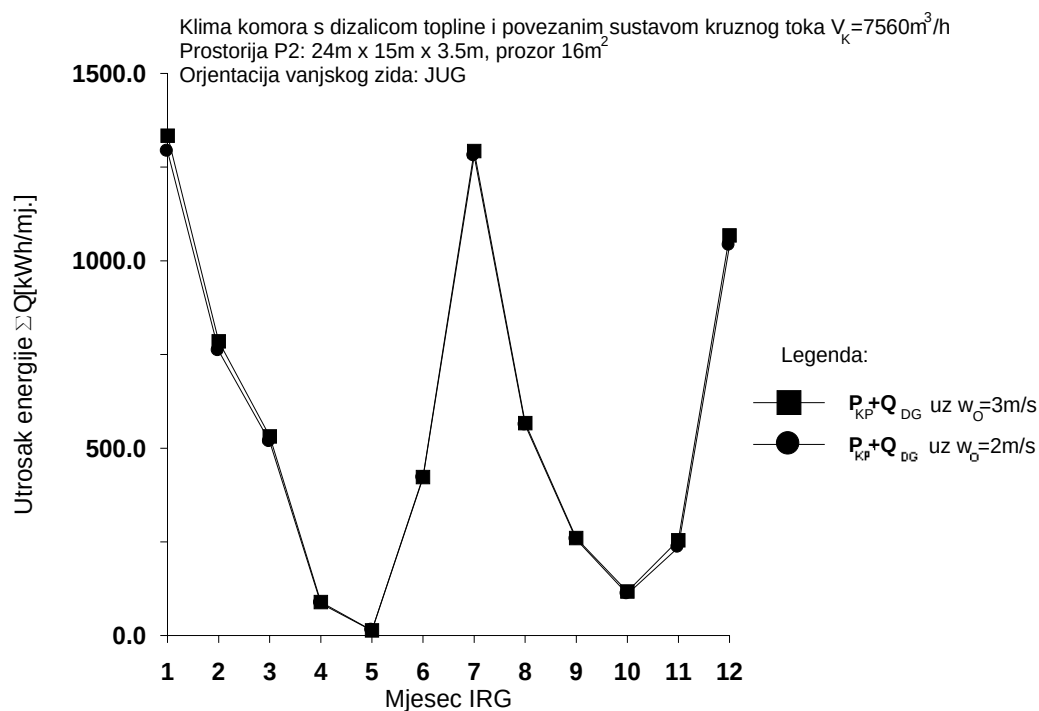
Slika 6.16 Usporedba utroška energije za tri tipa klima komore tijekom godine
Orijentacija vanjskog zida: sjever

U dijagramima na slikama 6.13 do 6.16 vidi se da za prostoriju P2 ukupni utrošak energije za hlađenje i odvlaživanje zraka postaje približno jednak ukupnom utrošku energije u sezoni grijanja, što nije bio slučaj kod prostorije P1.

Također se može vidjeti da su razlike utroška energije za grijanje, hlađenje i odvlaživanje zraka između klima komore s dizalicom topline i klima komore sa dizalicom topline i povezanim sustavom kružnog toka relativno male. To je potaknulo autora da pokuša poboljšati iskorištenje sustava s povezanim sustavom kružnog toka smanjenjem brzine strujanja zraka kroz klima komoru sa dosadašnjih 3m/s na 2m/s. Navedeno smanjenje brzine strujanja rezultiralo je povećanjem stupnja iskorištenja povezanog sustava kružnog toka za oko 5% (slika 6.17), ali je dodatna ušteda energije zanemariva (slika 6.18). Razlog za to leži u činjenici da dizalica topline i povezani sustav kružnog toka oboje koriste struju istrošenog zraka iz prostorije kao toplinski spremnik. Dakle, kada sustav povrata toplinske energije iskoristi veći dio raspoloživog toplinskog kapaciteta zraka, tada manji dio ostaje na raspolaganju dizalici topline, što rezultira povećanjem potrebnog učinka dogrijača u sezoni grijanja, s tim da zbog male temperaturne razlike u sezoni hlađenja pozitivni efekt nije velik.



Slika 6.17 Stupanj iskorištenja povezanog sustava kružnog toka tijekom godine-prostorija P2

Slika 6.18 Usporedba utroška energije za različite brzine strujanja zraka kroz klima komoru
Klima komora s dizalicom topline i p.s.k.t., orientacija vanjskog zida: jug

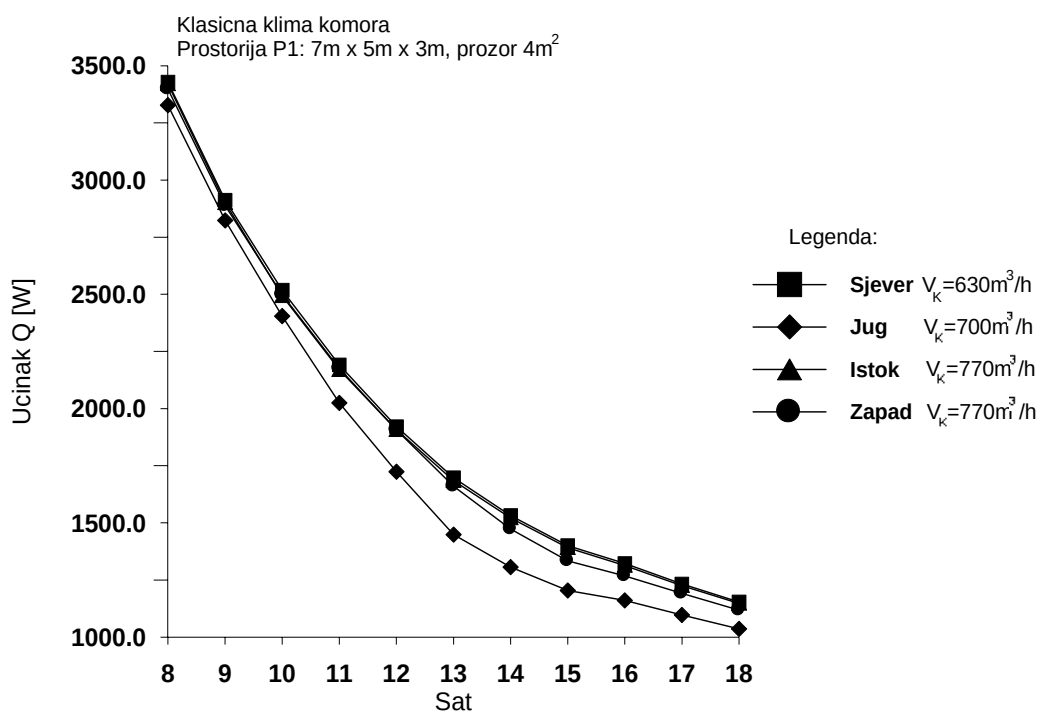
Trend razlike između utroška energije za navedene brzine strujanja zraka kroz klima komore s dizalicom topline i povezanim sustavom kružnog toka koji se vidi na slici 6.18 sličan je za sve ostale orijentacije vanjskog zida.

6.3.2 Utrošak energije tijekom karakterističnog dana

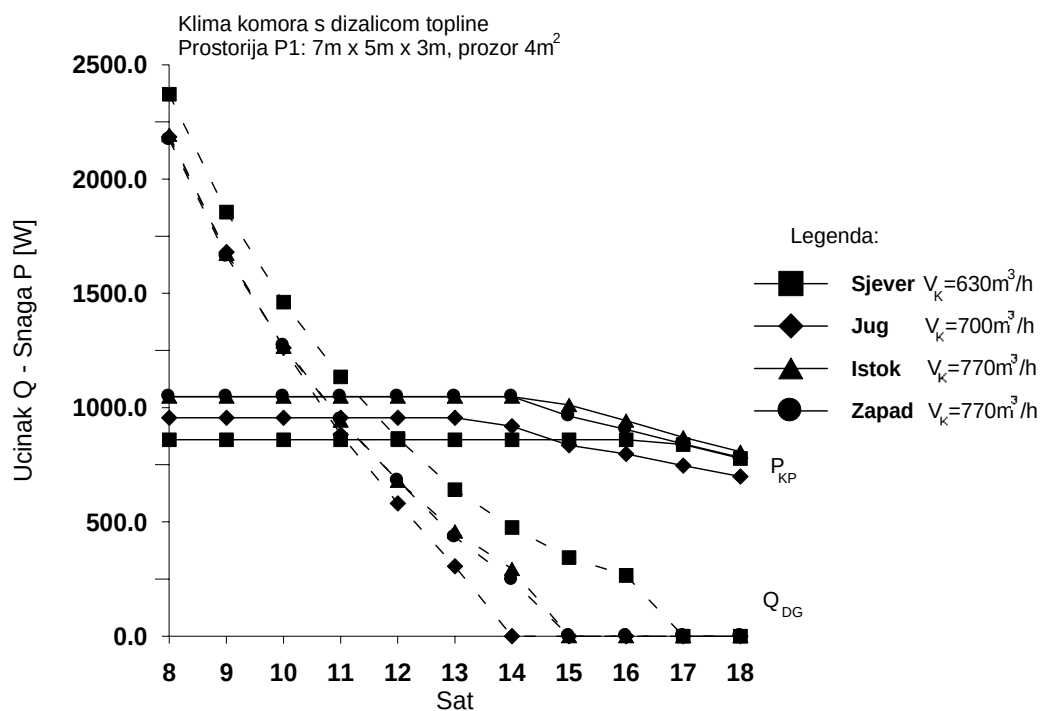
Za potrebe detaljne analize rada promatranih sustava klimatizacije, razvijeni simulacijski programi izračunavaju utrošak toplinske i električne energije u sustavima za svaki sat ispitne referentne godine. U ovom poglavlju slijedi prikaz simulacije rada analiziranih sustava za jedan dan u sezoni grijanja i jedan dan u sezoni hlađenja, kako bi se na konkretnom primjeru promjene učinka sustava tijekom dana moglo lakše uspoređivati valjanost pojedinih tehničkih rješenja.

Prostorija P1

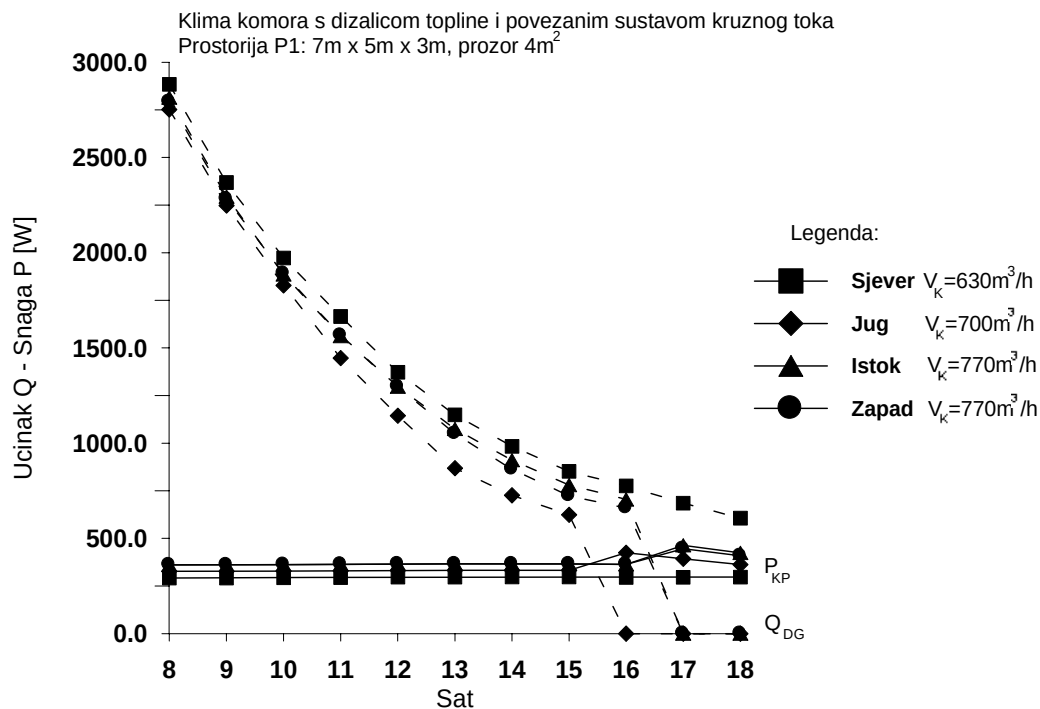
Najprije se daje prikaz rezultata simulacije učinka sustava pri radu promatranih tipova klima komore tijekom najhladnijeg dana, za prostoriju P1 dimenzija prema tablici 6.1, za različite orijentacije vanjskog zida.



Slika 6.19 Utrošak energije za grijanje zraka tijekom najhladnijeg dana IRG
Klasicna klima komora: $Q = Q_{PG} + Q_{DG}$

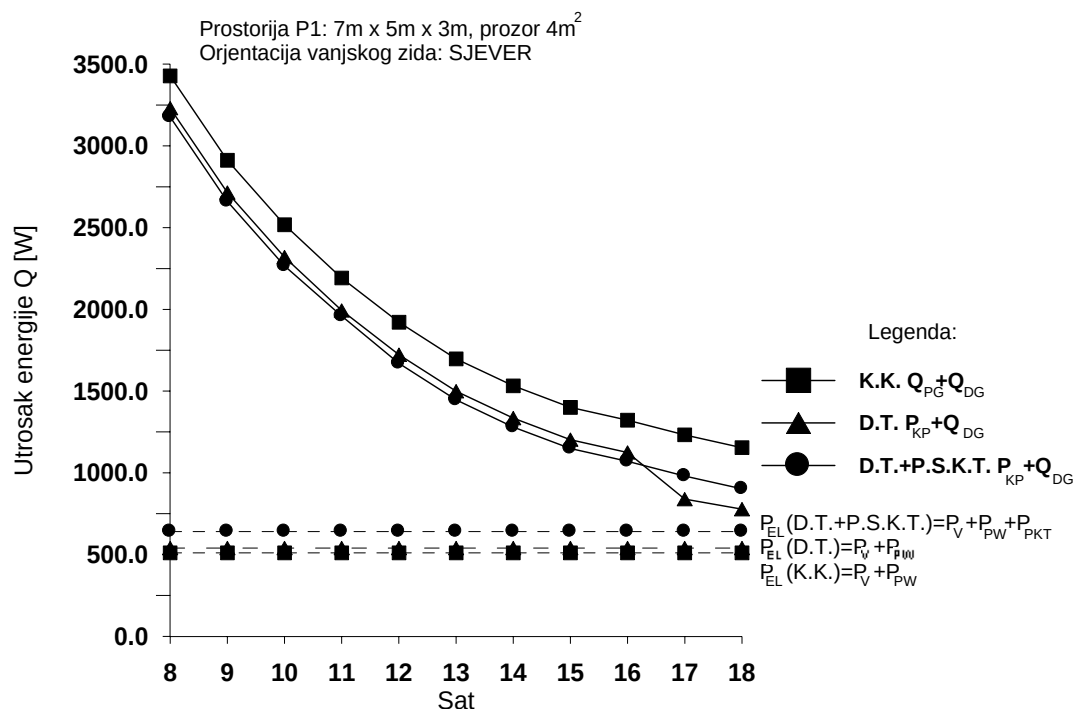


Slika 6.20 Utrošak energije za grijanje zraka tijekom najhladnijeg dana IRG
Klima komora s dizalicom topline



Slika 6.21 Utrošak energije za grijanje zraka tijekom najhladnijeg dana IRG
Klima komora s dizalicom topline i p.s.k.t.

Slijedi usporedbeni prikaz u zajedničkom dijagramu za sjevernu orijentaciju vanjskog zida.



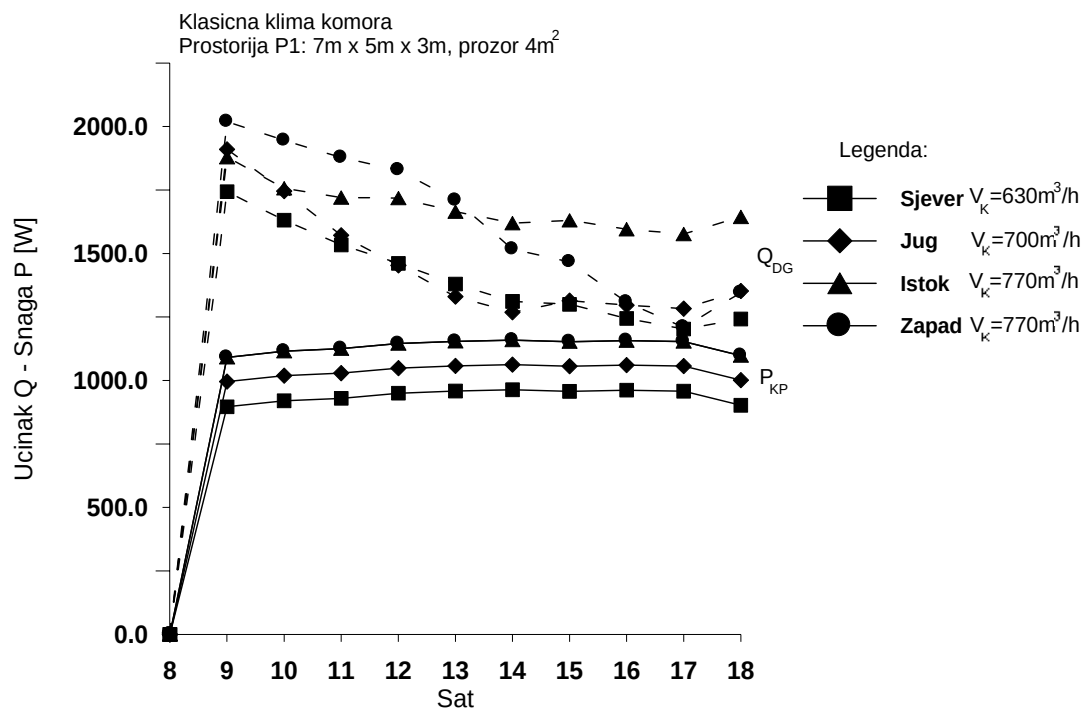
Slika 6.22 Usporedba utroška energije za tri tipa klima komore tijekom najhladnijeg dana IRG
Orijentacija vanjskog zida: sjever

Na prethodnoj se slici može uočiti da je ukupni utrošak energije grijača, odnosno kompresora i dogrijača tijekom dana uglavnom manji kod klima komore s dizalicom topline i povezanim sustavom kružnog toka u odnosu na ostale sustave. Međutim, pri kraju promatranog vremenskog intervala dolazi isključenjem dogrijača (vidi sliku 6.20) do naglog smanjenja utroška energije kod klima komore s dizalicom topline, dok dogrijač kod klima komore s dizalicom topline i povezanim sustavom kružnog toka (vidi sliku 6.21) radi nešto dulje za sve orijentacije vanjskog zida. Na razlog je ukazano u prethodnom poglavlju. Naime, dizalica topline i povezani sustav kružnog toka oboje koriste struju istrošenog zraka iz prostorije kao toplinski spremnik. Dakle, kada sustav povrata toplinske energije, u slučaju visoke potrebe za učinkom, iskoristi veći dio raspoložive toplinske energije iz zraka, tada manji dio ostaje na raspolaganju dizalici topline, što rezultira povećanjem potrebnog učinka dogrijača, odnosno produljenjem vremena rada dogrijača. Pri tom treba napomenuti da zimi automatska regulacija ne dozvoljava hlađenje istrošenog zraka na isparivaču dizalice topline ispod točke rosišta stanja zraka u prostoriji radi zaštite sustava od smrzavanja i radi izbjegavanja ponovnog ovlaživanja istog zraka, jer se veći dio spomenutog zraka, nakon filtriranja i miješanja sa svježim zrakom, vraća natrag u prostoriju.

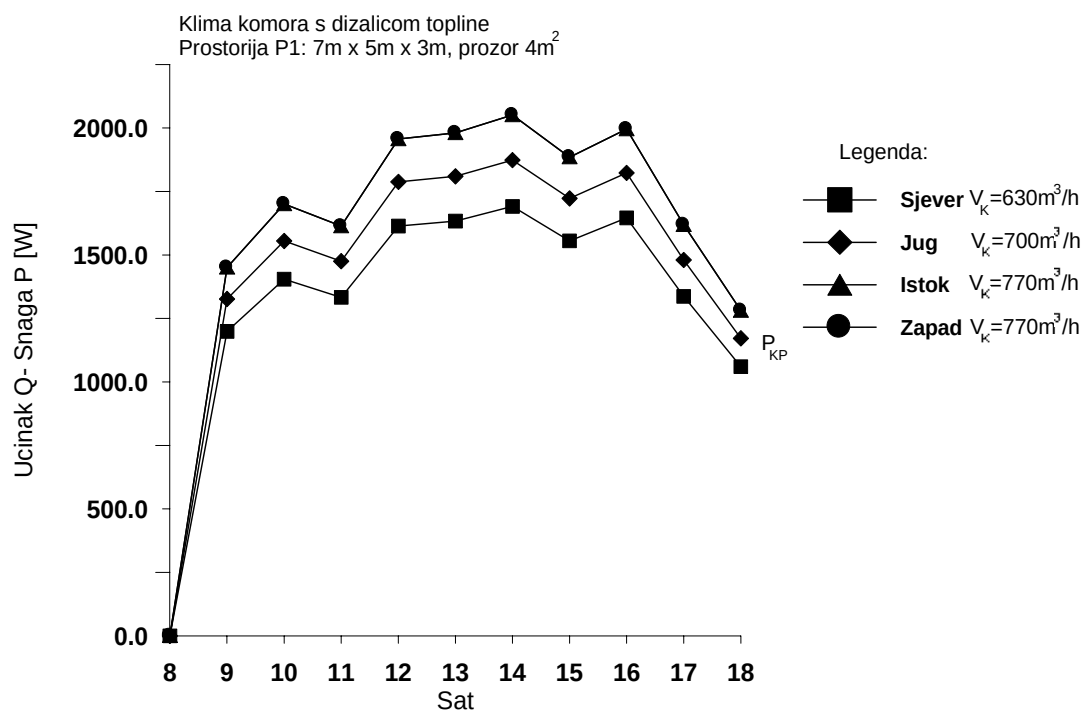
Dodatni problem čini i ranije spomenuti povećani utrošak električne energije kod klima komore s dizalicom topline i povezanim sustavom kružnog toka u usporedbi s ostalim klima komorama.

Dijagrami na slikama 6.19 do 6.22 općenito pokazuju da južna orijentacija vanjskog zida traži najmanji utrošak energije za grijanje, dok sjeverna orijentacija traži najveći utrošak, iz čega je vidljiv utjecaj sunčevog zračenja na učinak sustava zimi.

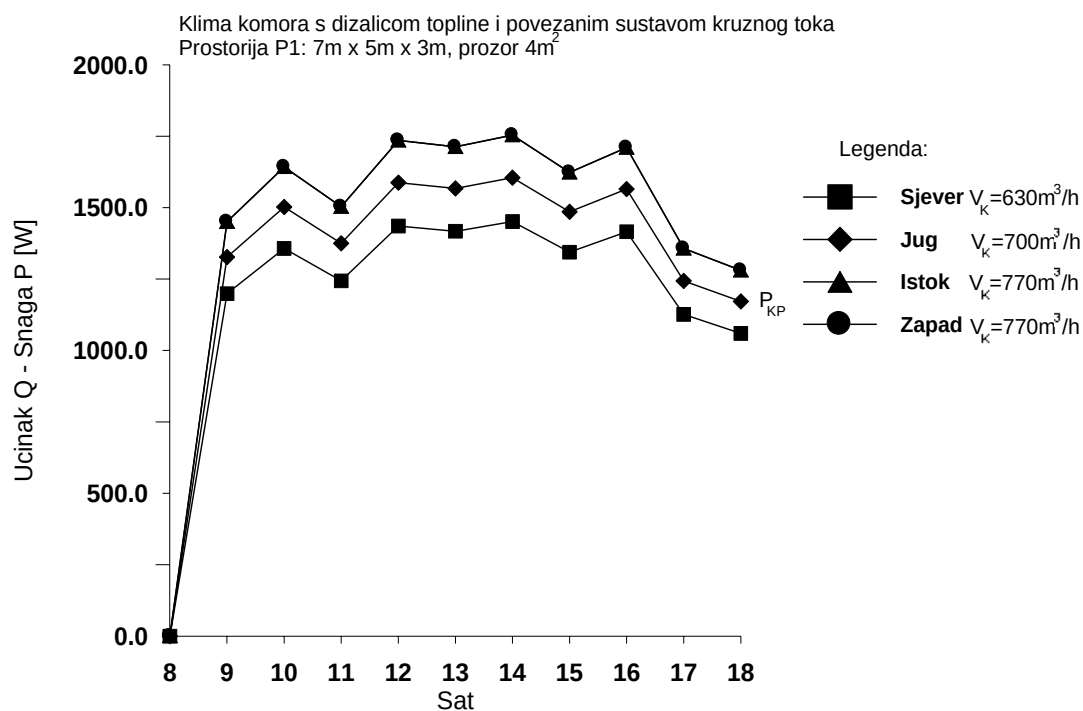
Slijedi prikaz rezultata simulacije učinka sustava pri radu promatranih tipova klima komore tijekom najtoplijeg dana za različite orijentacije vanjskog zida.



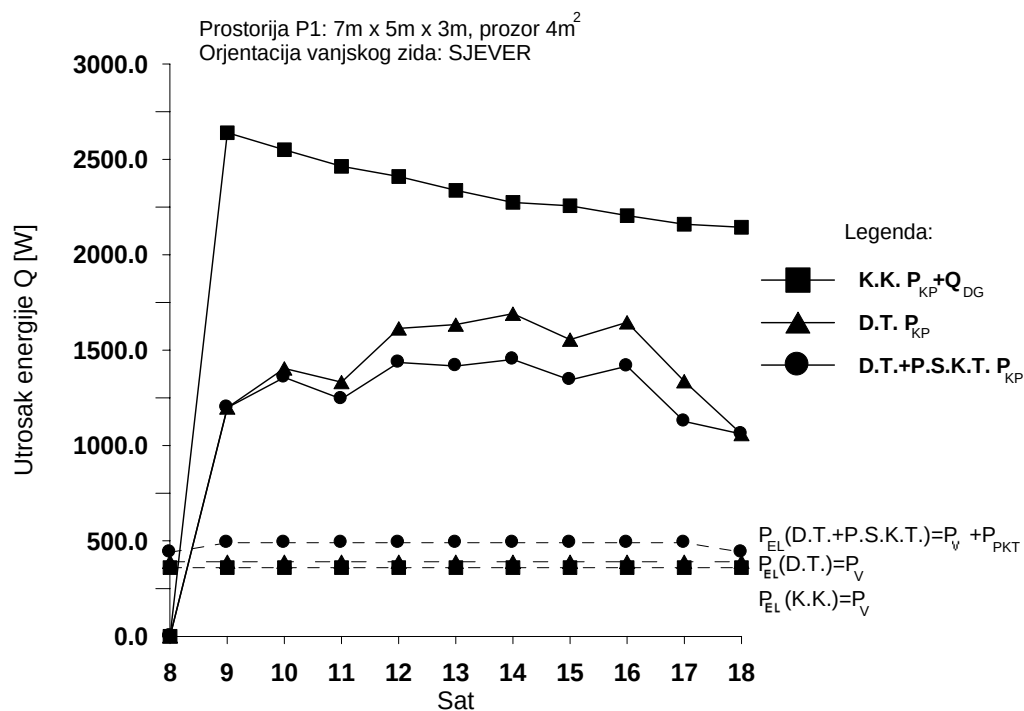
Slika 6.23 Utrošak energije za hlađenje i odvlaživanje zraka tijekom najtoplijeg dana IRG
Klasična klima komora



Slika 6.24 Utrošak energije za hlađenje i odvlaživanje zraka tijekom najtoplijeg dana IRG
Klima komora s dizalicom topline



Slika 6.25 Utrošak energije za hlađenje i odvlaživanje zraka tijekom najtoplijeg dana IRG
Klima komora s dizalicom topline i p.s.k.t.



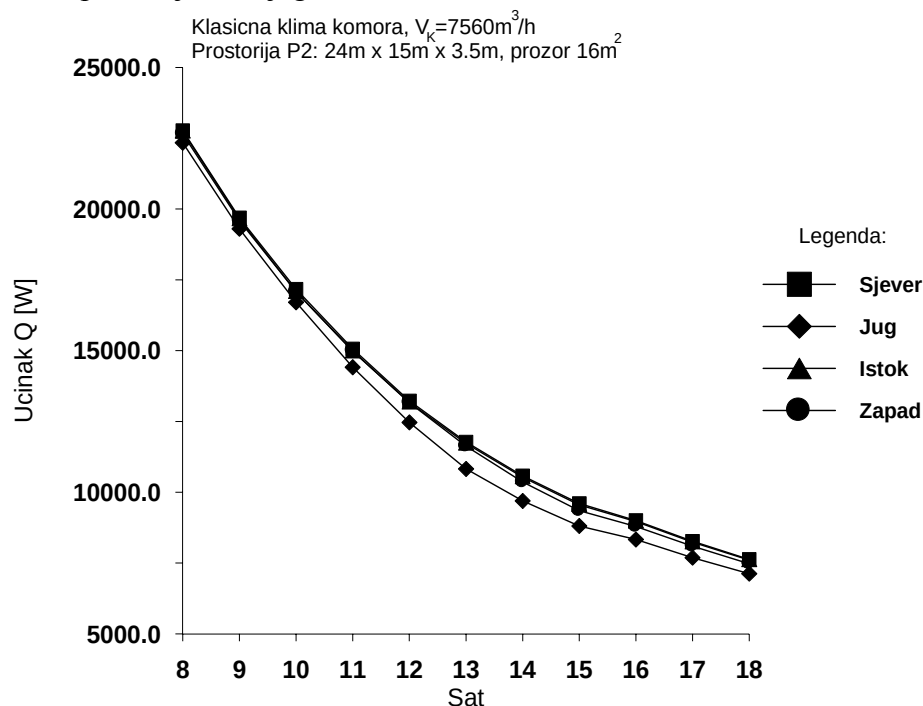
Slika 6.26 Usporedba utroška energije za tri tipa klima komore tijekom najtoplijeg dana IRG
Orijentacija vanjskog zida: sjever

Dijagrami na slikama 6.23 do 6.26 prikazuju rezultate simulacije rada, odnosno promjene učinka promatranih sustava klimatizacije tijekom dana u sezoni hlađenja. Odabrana je automatska regulacija koja upravlja radom sustava promjenom učinka grijača, dok se učinak hladnjaka, odnosno snaga kompresora ne mijenja s promjenom orijentacije prostorije (vidljive razlike su posljedica različitih protočnih volumena zraka za klimatizaciju za različite orijentacije). Kriterij za izbor načina upravljanja radom sustava je minimalni utrošak energije. Stoga se kod klasične klima komore koristi pogodnost miješanja svježeg i recirkulacijskog zraka, ukoliko je temperatura zraka u prostoriji niža od vanjske temperature. Obzirom da druga dva sustava koriste struju zraka iz prostorije za potrebe hlađenja kondenzatora dizalice topline, odnosno za hlađenje vode u povezanom sustavu kružnog toka, takav zrak nakon prolaska kroz spomenute izmjenjivače poprima višu temperaturu od okolišnje, te nije pogodan za miješanje. Zato klima komora s dizalicom topline i klima komora s dizalicom topline i povezanim sustavom kružnog toka koriste u sezoni hlađenja za dobavu samo svježeg zraka. Ukoliko bi klasična klima komora također koristila za dobavu samo svježeg zraka, razlika u utrošku energije bi se time, naravno, dodatno povećala.

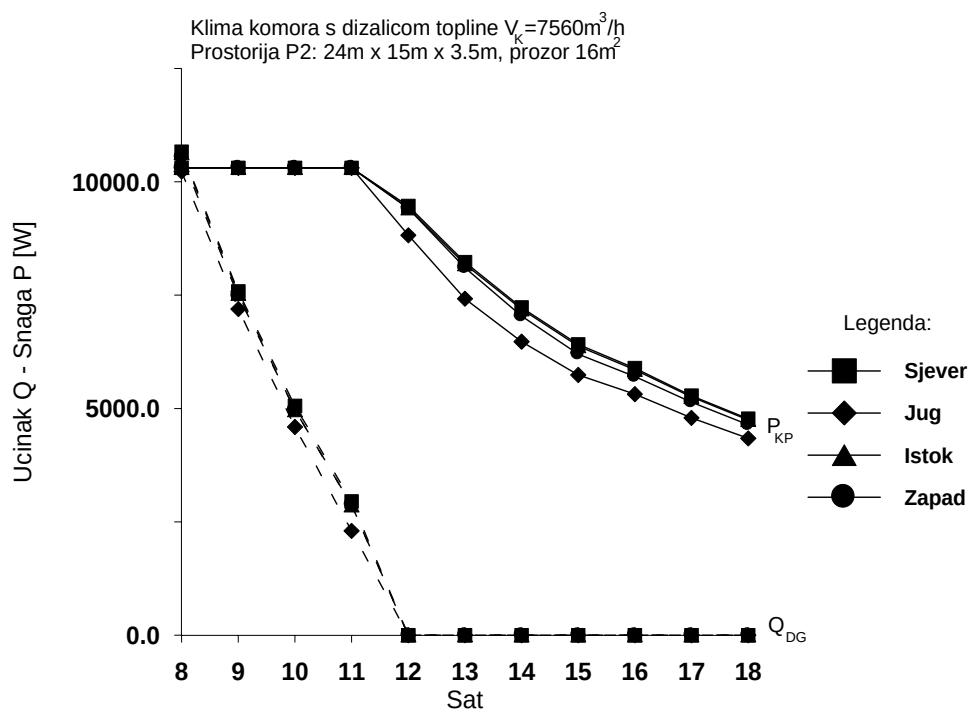
Za razliku od sezone grijanja, gdje točka rosišta stanja zraka u prostoriji na neki način ograničava rad klima komore s dizalicom topline i povezanim sustavom kružnog toka, u sezoni hlađenja za rad takve klima komore je pogodna visoka potreba prostorije za rashladnim učinkom. Na slici 6.26 se vidi da je ušteda energije kod takve klima komore najveća u satima intenzivnijeg hlađenja zraka. No ukupni pozitivni efekt relativno je mali zbog malog broja sati rada sustava s velikim rashladnim učinkom, male temperaturne razlike između vanjskog zraka i zraka u prostoriji, te zbog dodatne potrošnje električne energije kod ovakvog sustava.

Prostorija P2

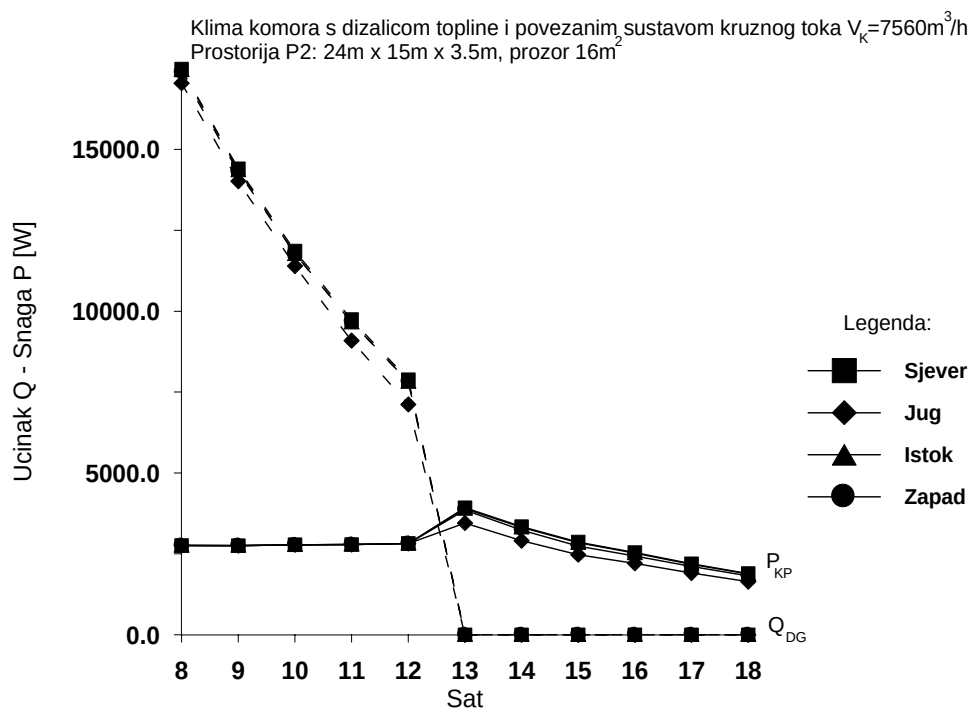
Rezultati simulacije učinka sustava pri radu promatranih tipova klima komore tijekom najhladnijeg dana, za prostoriju P2 dimenzija prema tablici 6.1, za različite orijentacije vanjskog zida, prikazuju se dijagramima na slikama 6.27 do 6.30.



Slika 6.27 Utrošak energije za grijanje zraka tijekom najhladnijeg dana IRG
Klasicna klima komora: $Q = Q_{PG} + Q_{DG}$

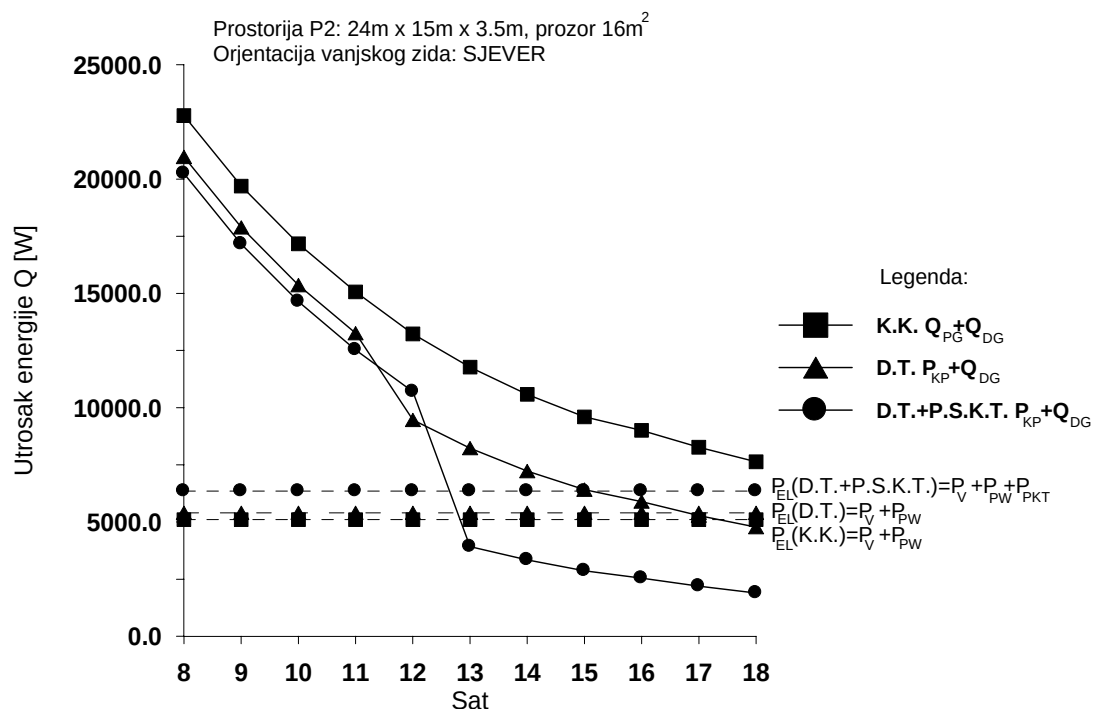


Slika 6.28 Utrošak energije za grijanje zraka tijekom najhladnijeg dana IRG
 Klima komora s dizalicom topline

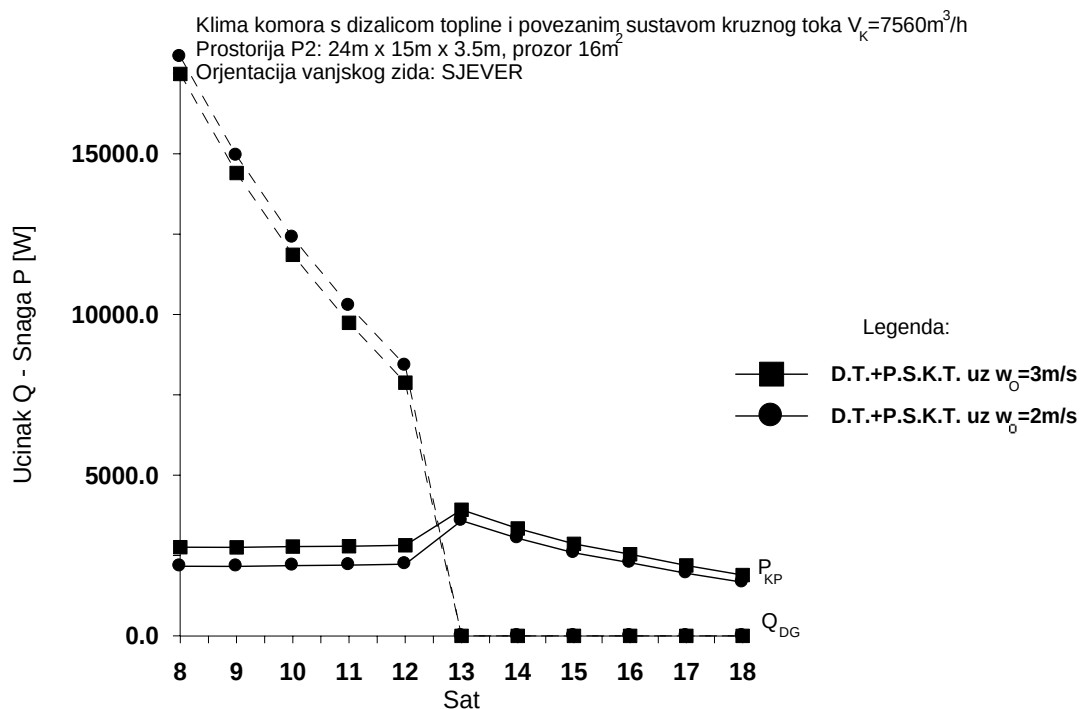


Slika 6.29 Utrošak energije za grijanje zraka tijekom najhladnijeg dana IRG
 Klima komora s dizalicom topline i p.s.k.t.

Slijedi usporedbeni prikaz u zajedničkom dijagramu za sjevernu orijentaciju vanjskog zida.



Slika 6.30 Usporedba utroška energije za tri tipa klima komore tijekom najhladnijeg dana IRG
Orijentacija vanjskog zida: sjever

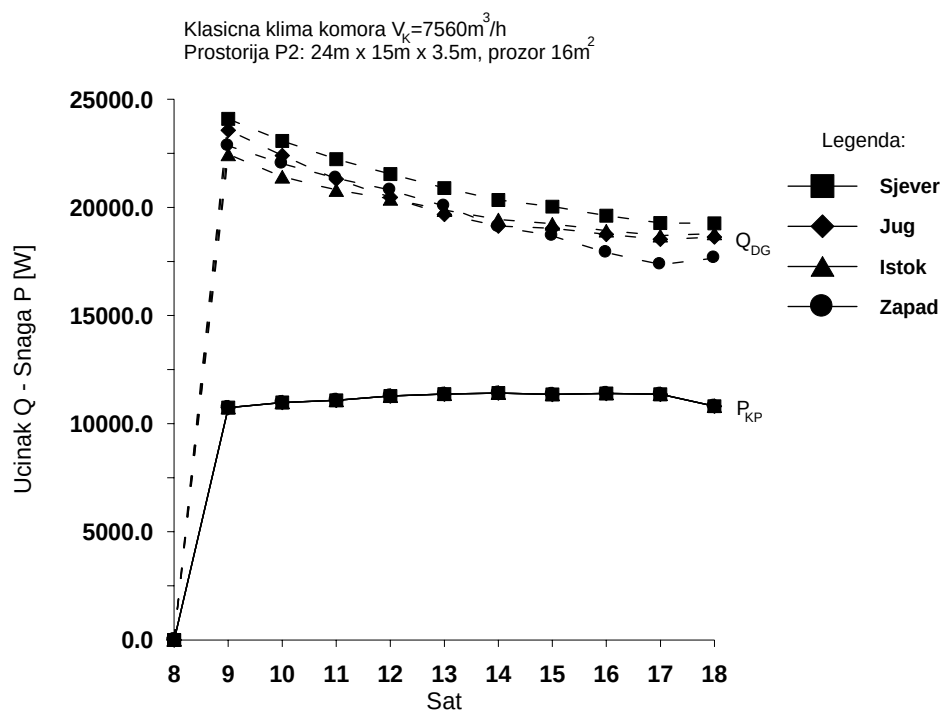


Slika 6.31 Usporedba utroška energije za različite brzine strujanja zraka kroz klima komoru
tijekom najhladnijeg dana IRG
Klima komora s dizalicom topline i p.s.k.t., orijentacija vanjskog zida: sjever

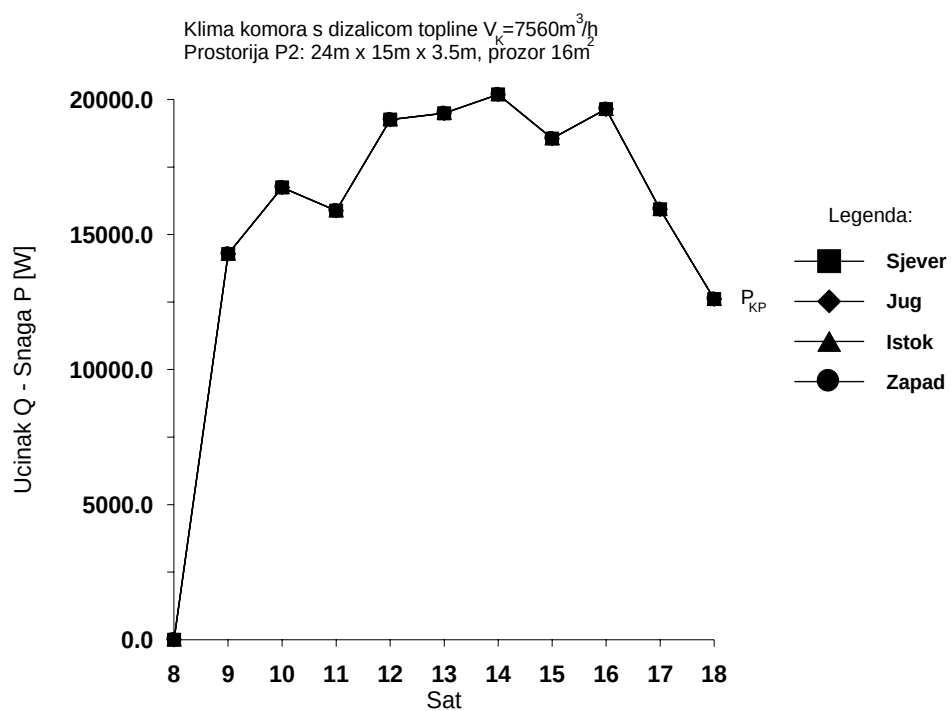
U usporedbi s dijagramom na slici 6.22 za prostoriju P1, dijagram na slici 6.30 ukazuje na povećan utjecaj unutarnjih izvora topline i sunčevog zračenja u prostoriji P2 na ukupni utrošak energije, što se očituje u ranijem isključenju grijača kod klima komore s dizalicom topline i klima komore s dizalicom topline i povezanim sustavom kružnog toka. Vidi se da, nakon isključenja grijača, dakle prestankom potrebe za maksimalnim učinkom kondenzatora dizalice topline, povezani sustav kružnog toka više doprinosi uštedi energije.

Stupanj iskorištenja povezanog sustava kružnog toka približno je konstantan tijekom dana i odgovara srednjoj vrijednosti za mjesec u sezoni grijanja (slika 6.17). Smanjenje brzine strujanja zraka kroz klima komoru sa 3m/s na 2m/s rezultira povećanjem stupnja iskorištenja povezanog sustava kružnog toka za oko 5%, ali je ukupan efekt u pogledu uštede energije malen (slika 6.31).

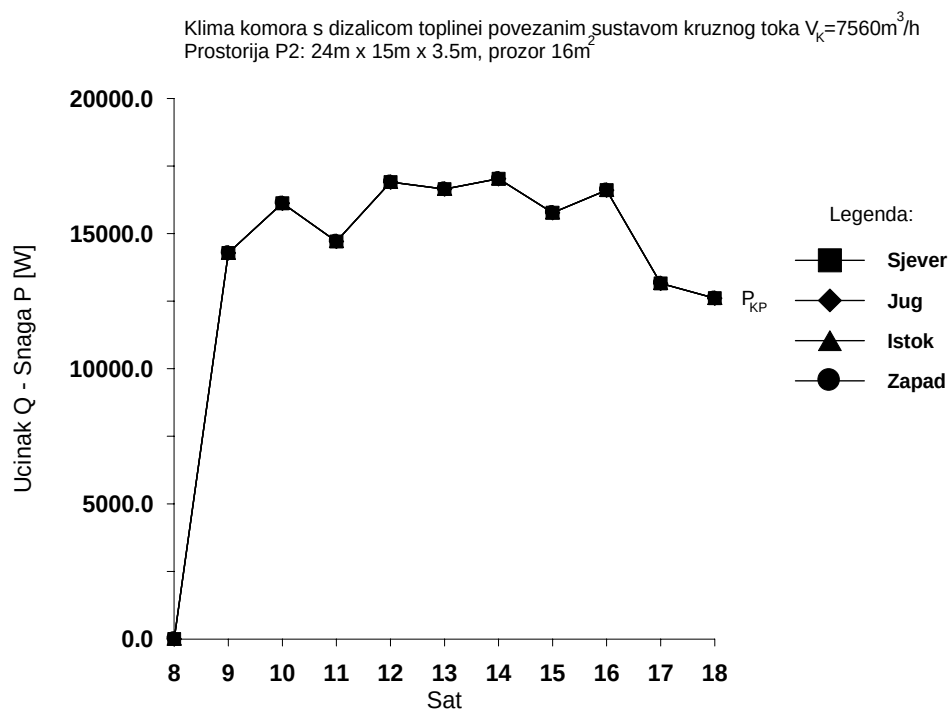
Slijedi prikaz rezultata simulacije učinka sustava pri radu promatranih tipova klima komore tijekom najtoplijeg dana za različite orijentacije vanjskog zida.



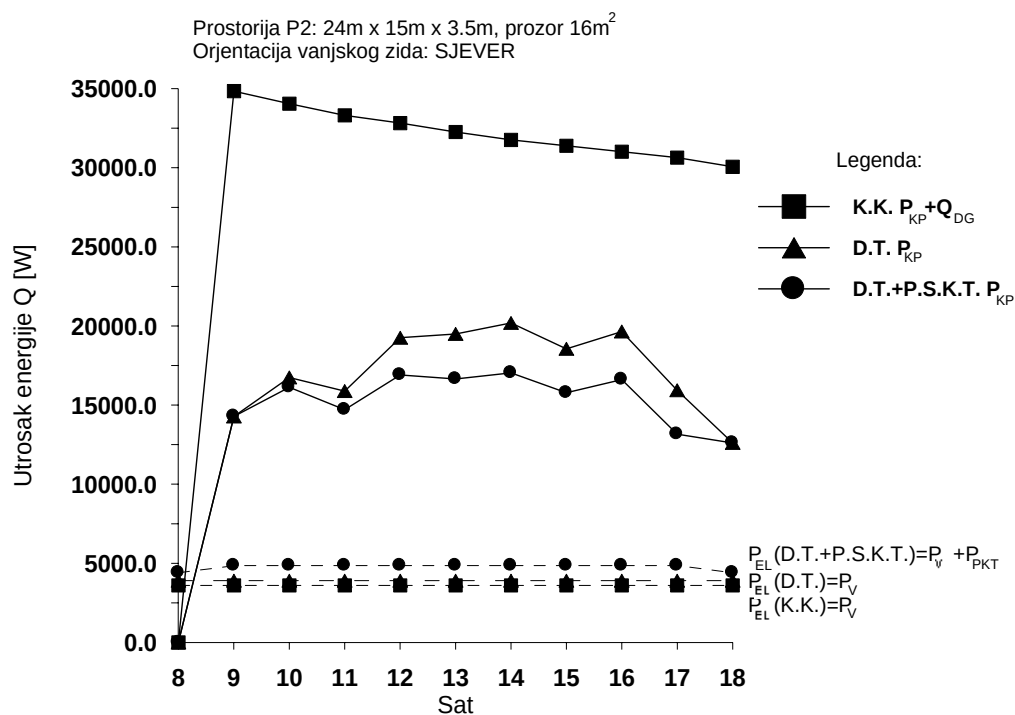
Slika 6.32 Utrošak energije za hlađenje i odvlaživanje zraka tijekom najtoplijeg dana IRG
Klasična klima komora



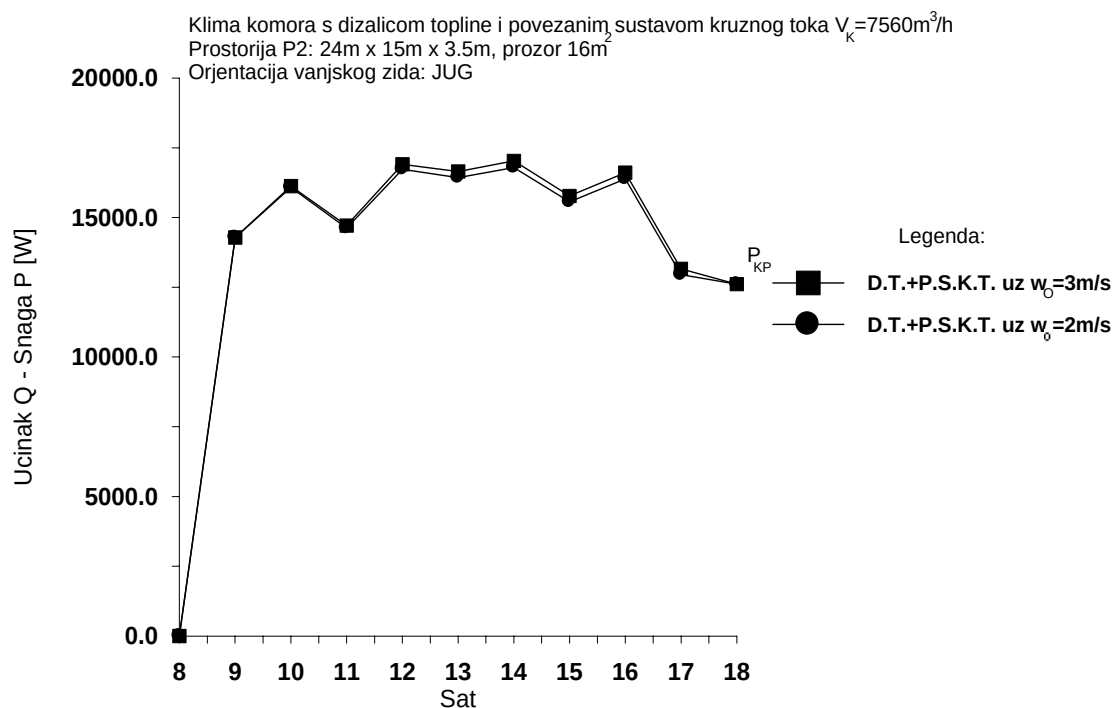
Slika 6.33 Utrošak energije za hlađenje i odvlaživanje zraka tijekom najtoplijeg dana IRG
 Klima komora s dizalicom topline



Slika 6.34 Utrošak energije za hlađenje i odvlaživanje zraka tijekom najtoplijeg dana IRG
 Klima komora s dizalicom topline i p.s.k.t.



Slika 6.35 Usporedba utroška energije za tri tipa klima komore tijekom najtoplijeg dana IRG
Orijentacija vanjskog zida: sjever



Slika 6.36 Usporedba utroška energije za različite brzine strujanja zraka kroz klima komoru
tijekom najtoplijeg dana IRG
Klima komora s dizalicom topline i p.s.k.t., orijentacija vanjskog zida: jug

Usporedba utroška energije za tri analizirana tipa klima komore prikazana na slici 6.35 pokazuje da, u satima povećane potrebe za rashladnim učinkom tijekom dana, upotreba povezanog sustava kružnog toka može dovesti do veće uštede energije u usporedbi s ostalim sustavima. To je nešto više izraženo u rezultatima za prostoriju P2, jer je potrebna količina energije za hlađenje veće prostorije također povećana. Međutim, broj sati rada s velikim rashladnim učinkom sustava relativno je mali u čitavoj godini, te je stoga ukupna ušteda energije za hlađenje i odvlaživanje zraka tijekom godine mala u usporedbi sa klima komorom koja ima samo dizalicu topline, a ako se u obzir uzme dodatni utrošak električne energije za pogon ventilatora i crpki tada je situacija još nepovoljnija.

Stupanj iskorištenja povezanog sustava kružnog toka približno je konstantan tijekom dana i odgovara srednjoj vrijednosti za mjesec u sezoni hlađenja (slika 6.17). Smanjenje brzine strujanja zraka kroz klima komoru sa 3m/s na 2m/s (slika 6.36) rezultira povećanjem stupnja iskorištenja povezanog sustava kružnog toka za oko 5%, ali je ukupan efekt u pogledu uštede energije, kao i za slučaj grijanja, malen.

6.3.3 Komentar rezultata za klima komore

Toplinsko opterećenje prostorije, odnosno utrošak energije sustava klimatizacije je funkcija vanjskih klimatskih uvjeta izraženih preko meteoroloških podataka stanja vanjskog okoliša, te karakteristika prostorije (dimenzije, orijentacija, namjena, karakteristike elemenata građevinske konstrukcije, karakteristike prozora, unutarnji toplinski izvori i t.d.) Komentar rezultata odnosi se na simulaciju rada klima komora za analizirane prostorije P1 i P2, no prikazani rezultati ipak ukazuju na neke opće zakonitosti.

Na dijagramima na slikama 6.6 do 6.8 jasno je vidljiv utjecaj vanjskih meteoroloških uvjeta na utrošak toplinske i rashladne energije tijekom godine. Navedeni dijagrami pokazuju da se u mjesecu svibnju skoro kompletno toplinsko opterećenje prostorije može pokriti ventilacijom, odnosno promjenom odnosa miješanja svježeg i recirkulacijskog zraka. Potreba za rashladnim učinkom u prostoriji raste s povećanjem vanjske temperature i dostiže najvišu vrijednost u mjesecu srpnju, nakon čega se smanjuje sve do rujna. Nakon toga započinje potreba za toplinskim učinkom u prostoriji, koja raste sa smanjenjem vanjske temperature i dostiže najveću vrijednost u mjesecu siječnju i zatim slijedi smanjenje sve do travnja.

Također je vidljiv utjecaj orijentacije prostorije na utrošak energije, jer o orijentaciji prostorije ovise dobici topline od sunčevog zračenja. Sjeverna orijentacija, obzirom na najmanje dobitke topline od sunčevog zračenja tijekom cijele godine, ima najveći utrošak energije u sezoni grijanja, dok je južna orijentacija u tom periodu najmanje toplinski opterećena. S druge strane, u sezoni hlađenja najveći utrošak energije za hlađenje i odvlaživanje zraka ima zapadno orijentirana prostorija zbog najvećih dobitaka topline od sučevog zračenja ljeti. U tom je periodu sjeverna orijentacija najmanje toplinski opterećena. Mada razlike u utrošku energije između strana svijeta za pojedine mjesecе mogu biti i do 20% (npr. razlika između zapadne i sjeverne orijentacije ljeti), nakon cjelogodišnjeg zbroja se smanjuju na oko 5% ili manje. Najveći cjelogodišnji utrošak energije dobiven je za zapadno orijentiranu prostoriju, a najmanji za južno orijentiranu prostoriju.

Razlike u utrošku energije za tri analizirana tipa klima komore (slika 6.12) najizraženije su za klasičnu klima komoru u usporedbi s ostala dva tipa. Razlika između utroška energije za grijanje, hlađenje i odvlaživanje zraka za klima komoru s dizalicom topline i klima komoru s dizalicom topline + povezani sustav kružnog toka nešto su veće u sezoni grijanja i iznose oko 15%, ovisno o orijentaciji prostorije, dok su u sezoni hlađenja znatno manje, oko 5%. Međutim, obzirom na dodatni utrošak električne energije za pogon ventilatora i crpki kod klima komore s povezanim sustavom kružnog toka od oko 25%, ukupna bilanca nije povoljna. Time se pokazuje da je primjena povezanog sustava kružnog toka zajedno s dizalicom topline u sustavima klimatizacije pogodna za prostore koji zahtijevaju cjelogodišnje grijanje i odvlaživanje zraka, npr. prostor zatvorenog plivačkog bazena, dok je u slučaju hlađenja zraka isplativiji sustav klimatizacije koji ima samo dizalicu topline. Razlika u cjelogodišnjem utrošku energije za grijanje, hlađenje i odvlaživanje između klasične klima komore i klima komore s dizalicom topline veća je od 30%, a ako se tome doda i utrošak električne energije za pogon ventilatora i crpki, ukupna razlika se kreće oko 18%. Za prostoriju P2 opisane zakonitosti također vrijede, što je ovdje utrošak energije za hlađenje i odvlaživanje zraka u najtoplijem mjesecu (srpnju) zbog velikih unutarnjih toplinskih izvora veći nego utrošak energije za grijanje zraka u najhladnijem mjesecu (siječnju). Zbog toga su i razlike usljed različitih orijentacija prostorije znatno manje (ispod 10%).

Smanjenje brzine strujanja zraka kroz klima komoru povoljno utječe na stupanj iskorištenja povezanog sustava kružnog toka, no ukupan utjecaj na utrošak energije u klima komori nije značajan. Dakle, u promatranom slučaju stupanj iskorištenja povezanog sustava kružnog toka nije odgovarajući pokazatelj valjanosti čitavog sustava klimatizacije. Pri tom treba istaknuti da stupanj iskorištenja zimi i ljeti ima približno stalnu vrijednost, koja se, pri promjeni režima rada s grijanjem zraka u režim rada s hlađenjem zraka, promjeni samo za oko 1% (slika 6.17).

Dijagrami sa satnim podacima utroška energije za grijanje zraka prostorije P1 (slike 6.19 do 6.21) omogućuju detaljniju energetska analizu. U njima je vidljivo da se maksimalni toplinski učinak zahtjeva na početku rada sustava, jer se vanjska temperatura noću smanjuje, a i sustav je preko noći isključen. Međutim, kako vrijeme prolazi prema kraju dana potrebni toplinski učinak se smanjuje usljed akumulacije topline u zidove prostorije i dobitaka topline od sunčevog zračenja i unutarnjih izvora. Rad kompresora dizalice topline ograničen je temperaturom rosišta istrošenog zraka, te dodatno radom povezanog sustava kružnog toka za klima komoru u koju je takav sustav ugrađen. Tako povezani sustav kružnog toka posredno smanjuje učinak kondenzatora dizalice topline, što nije problem ukoliko sustav radi u djelomičnom opterećenju, no ukoliko se prijeđe određena granica, tada se nedostatak učinka, koji nastaje na opisani način, mora nadoknaditi pojačanim učinkom dogrijača (slika 6.21). Usporedba (slika 6.22) pokazuje da je klasična klima komora energetski nepovoljnija u odnosu na ostale. Međutim, razlika je manja no što se možda očekivalo. Ako se pogleda usporedbeni dijagram za veću prostoriju P2 na slici 6.30, vidi se da razlika između klasične klima komore i ostalih raste sa smanjenjem toplinskog opterećenja prostorije. Obzirom da sustav većinu radnih sati radi u djelomičnom opterećenju, iz toga slijedi povećanje ukupnog utroška toplinske energije za klima komoru s dizalicom topline + povezani sustav kružnog toka u odnosu na ostale klima komore.

Satni podaci utroška energije za hlađenje i odvlaživanje zraka prostorije P1 (slike 6.23 do 6.25) pokazuju da se ventilacijom prostora sa svježim vanjskim zrakom, koji ljeti u ranijim satima ima pogodnu temperaturu, može izbjeći hlađenje zraka odmah na početku rada sustava. Intenzitet hlađenja i odvlaživanja zraka kasnije uveliko ovisi toplinskim dobitcima i latentnim toplinskim izvorima prostorije. Ovdje bi veća potreba za rashladnom energijom bila pogodna za korištenje povezanog sustava kružnog toka, jer u sezoni hlađenja povezani sustav kružnog toka ne ograničava rad dizalice topline, sve dok je temperatura istrošenog zraka niža od temperature kondezacije rashladnog sredstva. Usporedba utroška energije za hlađenje i odvlaživanje zraka za tri analizirana tipa klima komore tijekom dana (slika 6.26) pokazuje razlike koje su opet izraženije za klasičnu klima komoru u odnosu na ostale, nego za preostale dvije klima komore međusobno. Vidi se također da razlika utroška energije između klima komore s dizalicom topline i klima komore s dizalicom topline + povezani sustav kružnog toka nije mala kada se poveća rashladni učinak sustava, no broj radnih sati s većim intenzitetom hlađenja zraka nije velik, pa stoga prednosti povezanog sustava kružnog toka ne mogu u potpunosti doći do izražaja.

7. ZAKLJUČAK

U radu je provedena analiza valjanosti sustava povrata toplinske energije iz istrošenog zraka u ovisnosti o promjeni stanja vanjskog okoliša i promjeni parametara strujanja fluida kroz sustav (brzine strujanja, volumenskog protoka, vodene vrijednosti toplinskog kapaciteta). Eksperimentalna analiza povezanog sustava kružnog toka, kao vrste rekuperativnog sustava povrata toplinske energije, poslužila je kao osnova za razvoj originalnog matematičkog modela za simulaciju rada toga sustava, čime je omogućeno njegovo povezivanje u složeni sustav klimatizacije, zajedno s dizalicom topline. Za potrebe simulacije rada klima komore razrađen je vrlo složen matematički model temeljen na metodi toplinske ravnoteže (*engl. HBM*), kojim je obuhvaćen proces nestacionarne izmjene topline na plohama prostorije u ovisnosti o promjeni stanja vanjskog okoliša. Analizirane su tri klima komore s ugrađenim različitim aparatima za pripremu zraka, te je izvršena njihova međusobna usporedba za identične pogonske uvjete, kako bi se dobila detaljna informacija o učinkovitosti analiziranog sustava povrata toplinske energije za slučaj ugradnje u klima komoru zajedno s dizalicom topline.

Mjerenje na povezanom sustavu kružnog toka provedeno je na klima komori s ugrađenim grijačem za simulaciju stvarnog toplinskog opterećenja, za volumenske protoke zraka od oko 4500 m³/h do 12000 m³/h (brzine strujanja zraka od 1.5 m/s do 4 m/s), te za temperature zraka od 10°C do 70°C, sve za dva tipa orebrenja. Rezultati mjerenja su, između ostalog, pokazali ovisnost valjanosti sustava o promjeni protočnog volumena i brzine strujanja zraka i vode, te o promjeni temperature zraka, izraženu preko bezdimenzijske značajke - stupnja iskorištenja sustava. Pri tom treba obratiti pažnju na činjenicu da se na sustavu izmjenjeni toplinski tok povećava s povećanjem protoka zraka, bez obzira na smanjenje temperaturne razlike za struju zraka ispred i iza izmjenjivača povezanog sustava kružnog toka usljed čega dolazi do smanjenja stupnja iskorištenja sustava. To znači da povećanje količine zraka ima veći utjecaj na učinak sustava povrata topline od smanjenja promjene temperature zraka pri prolasku kroz izmjenjivač, koje je posljedica povećanja brzine strujanja. Time se pokazuje da povećanje toplinskog ili rashladnog učinka sustava povrata topline ne podrazumijeva samo po sebi i povećanje učinkovitosti sustava, što je značajno za nastavak istraživanja. Sljedeća pojava uočena tijekom mjerenja je različita vrijednost stupnja iskorištenja za hlađenje i grijanje zraka, bez obzira na pokazanu zanemarivu ovisnost stupnja iskorištenja o promjeni temperature zraka. Naime, pokazalo se da je stupanj iskorištenja sustava za hlađenje zraka viši za nekoliko postotaka usljed većeg intenziteta izmjene topline pri višim temperaturama zraka. No, ukupan utjecaj te pojave na učinkovitost sustava u smislu izmjene topline nije značajna.

Sintezom eksperimentalnih iskustava sa iskustvima svjetskih autora, razvijen je računarski program za simulaciju rada povezanog sustava kružnog toka s nezasićenim vlažnim zrakom, koji je dao rezultate bliske rezultatima mjerenja. To je ujedno bila i potvrda pouzdanosti razvijenog matematičkog modela. Pokazalo se da su svi opći trendovi promjene stupnja iskorištenja sustava s promjenom različitih parametara, koji su se pokazali tijekom simulacije, potvrđeni mjerenjima.

Negativan utjecaj na stupanj iskorištenja povezanog sustava kružnog toka imaju:

- smanjenje volumenskog protoka zraka uz konstantnu brzinu strujanja zraka, odnosno povećanje brzine strujanja zraka uz konstantan volumenski protok zraka kroz klima komoru,
- promjena odnosa vodenih vrijednosti toplinskih kapaciteta struja zraka i vode na vrijednosti znatno manje ili veće od $C_o/C_w=1$.

Pri tome treba istaknuti i velik utjecaj geometrije izmjenjivača na rezultate.

U okviru ovog rada također je provedena satna simulacija cjelogodišnjeg rada tri klima komore koje pokrivaju toplinsko opterećenje iste prostorije, za četiri orijentacije (strane svijeta), sve za dvije veličine prostorije. Razrađeni simulacijski model je primjenjiv za različite zemljopisne lokacije, različite karakteristike i način korištenja prostorije, te različite režime rada klima komore. Uz male modifikacije model se može prilagoditi različitim sustavima klimatizacije. Simulacija rada triju promatranih tipova klima komore (klasična, s dizalicom topline, s dizalicom topline i povezanim sustavom kružnog toka) omogućuje ocjenu utjecaja pojedinih parametara na rad sustava, te ocjenu valjanosti različitih rješenja sa stajališta utroška energije i tvari, odnosno omogućuje detaljnu analizu složenog sustava grijanja, ventilacije i klimatizacije. Iako je simulacijski model općenit, za simulaciju rada sustava na određenom zemljopisnom području treba poznavati odgovarajuće satne meteorološke podatke.

Usporedba različitih rješenja sustava klimatizacije u ovom radu se temelji na određivanju i usporedbi utroška energije i tvari sekundarnih uređaja od kojih su sastavljene klima komore, tijekom jedne godine. Potpunija informacija bi se dobila usporedbom ukupnih troškova u vijeku trajanja proizvoda, gdje bi se u međusobni odnos doveli investicijski troškovi, troškovi energije i troškovi održavanja. Razvijeni složeni simulacijski model pruža mogućnost prikupljanja ulaznih podataka za takvu sveobuhvatnu analizu, no takvo istaživanje bi trebalo provesti u vremenskom trajanju znatno duljem od jedne godine, a za potrebe gospodarske analize količinu podataka bi trebalo proširiti nizom podataka koji izlaze izvan okvira energetske analize (cijena uređaja, cijena primarnih energenata, intervali održavanja, cijena održavanja i t.d.) Pri tom se ne treba zanemariti niti ekološki aspekt, odnosno utjecaj potrošnje različitih energenata na okoliš.

Rezultati simulacije rada klima komora pokazuju, kao što se i očekivalo, da je utrošak energije kod klasične klima komore znatno veći u usporedbi sa klima komorom s dizalicom topline i klima komorom s dizalicom topline + povezanim sustavom kružnog toka, što opravdava ugradnju sustava povrata toplinske energije u sustave klimatizacije. Cjelogodišnja ušteda energije za grijanje, hlađenje i odvlaživanje zraka u analiziranim prostorijama, za klima komoru s dizalicom topline, iznosi 25-30% (ovisno o orijentaciji) u odnosu na klasičnu klima komoru, uz približno isti utrošak električne energije za pogon ventilatora i crpke ovlaživača. Međutim, ugradnja povezanog sustava kružnog toka u klima komoru zajedno s dizalicom topline nije se pokazala energetski učinkovitom. Naime, povećani utrošak električne energije za pogon ventilatora i crpki poništio je povoljan energetski učinak povezanog sustava kružnog toka na utrošak energije za pripremu zraka, tako da ukupni efekt na kraju nije pozitivan. Poboljšanje stupnja iskorištenja povezanog sustava kružnog toka, postignuto smanjenjem brzine strujanja zraka kroz klima komoru, nije imalo značajniji učinak na ukupni utrošak energije zbog ranije opisanog utjecaja sustava na rad dizalice topline u sezoni grijanja, te zbog male temperaturne razlike između vanjskog zraka i zraka u prostoriji u sezoni hlađenja. Serijska veza povezanog sustava kružnog toka i dizalice topline omogućuje uporabu znatno slabijeg kompresora dizalice topline, međutim s druge strane treba dimenzionirati jači dogrijač. Iz navedenog proizlazi zaključak da stupanj iskorištenja ne može biti jedini kriterij za ocjenu valjanosti sustava povrata toplinske energije niti složenog sustava klimatizacije, jer je promjena temperature zraka samo jedan od niza utjecajnih faktora na složeni proces pripreme zraka za klimatizaciju.

Rezultati također pokazuju da utjecaj dobitaka topline od sunčevog zračenja na utrošak energije za grijanje, hlađenje i odvlaživanje zraka, obzirom na orijentaciju prostorije, te dimenzije i položaj prozora na vanjskom zidu, nije zanemariv. Simulacijski proračuni su pokazali razlike utroška energije za neke mjesece u godini između različitih orijentacija i do 20%.

Međutim, dok je, primjerice, zbog najmanjih dobitaka topline od sunčevog zračenja, sjeverna orijentacija najnepovoljnija za utrošak energije u sezoni grijanja, u sezoni hlađenja ona time postaje najpovoljnija. Uz to, najveći dobici topline od sunčevog zračenja zimi su za južnu orijentaciju prostorije, u proljeće za istočnu orijentaciju prostorije, a ljeti za zapadnu orijentaciju prostorije. Navedena promjena pozicije sunca tijekom godine i promjene načina vrednovanja dobitaka topline od sunčevog zračenja, gdje se dobitak u sezoni grijanja tretira kao energetski povoljan, a u sezoni hlađenja kao nepovoljan, dovode do približavanja razlika cjelogodišnjeg utroška energije za pripremu zraka za različite orijentacije unutar 10%.

Činjenica da većinu pogonskih radnih sati sustav klimatizacije radi u djelomičnom opterećenju ima različit utjecaj na učinkovitost klima komore s dizalicom topline i povezanim sustavom kružnog toka u sezoni grijanja i sezoni hlađenja. U sezoni grijanja režim rada u djelomičnom opterećenju ima povoljan utjecaj na rad takve klima komore, jer se toplinski kapacitet struje istrošenog zraka može povoljnije rasporediti na izmjenjivač povezanog sustava kružnog toka i isparivač dizalice topline. U sezoni hlađenja za male temperaturne razlike između vanjskog zraka i zraka u prostoriji povezani sustav kružnog toka ima premalen učinak, pa stoga ne doprinosi značajno uštedi toplinske, odnosno rashladne energije. Iz toga se može zaključiti da je serijsko povezivanje dizalice topline i povezanog sustava kružnog toka povoljnije sa energetskog stajališta u sezoni grijanja. Zbog toga je ugradnja takvih sustava klimatizacije opravdana u slučajevima cjelogodišnje potrebe za grijanjem zraka, a dodatni pozitivni utjecaj na učinkovitost sustava ostvaruje se ako istovremeno postoji i potreba za odvlaživanjem zraka. Kao primjer takvog režima rada sustava klimatizacije može se navesti ventilacija prostora zatvorenog plivačkog bazena.

Dobiveni rezultati pokazuju da razvijeni simulacijski model može poslužiti za analizu rada složenih termotehničkih sustava klimatizacije za stručne i znanstvene potrebe, praćenjem utjecaja promjene niza parametara na iskoristivost sustava.

Bez obzira na to što se većina sustava klimatizacije dimenzionira u projektantskoj praksi na temelju pojednostavljenih proračuna, predviđa se da bi udio modela energetske analize u modelima dimenzioniranja sustava klimatizacije mogao rasti u vremenu koje slijedi. Energetska analiza daje puno detaljniju informaciju o ponašanju sustava klimatizacije u pogonskim uvjetima i time pruža mogućnost optimalnijeg dimenzioniranja sustava. Međutim, visoka razina složenosti je nedostatak usljed kojeg modeli energetske analize nisu ušli u masovnu primjenu. Pretpostavlja se da će razvoj elektroničkih računala stvoriti preduvjete za jednostavni pristup i korištenje tih modela.

U daljnjim istraživanjima treba nastaviti analizu složenih sustava klimatizacije za niz različitih sustava povrata toplinske energije, te izvršiti usporedbu cjelogodišnjeg utroška toplinske energije za odabrane jedinstvene pogonske uvjete. Pri tom treba provesti analizu i za neke posebne primjene sustava klimatizacije, gdje uvjeti, koji se postavljaju na rad sustava, izlaze izvan okvira stambenog ili uredskog prostora.

8. LITERATURA

- [1] ASHRAE, *Handbook of Fundamentals 1997*, ASHRAE, Atlanta, 1997.
- [2] ASHRAE, *Handbook of HVAC Applications 1995*, ASHRAE, Atlanta, 1995.
- [3] ASHRAE, *Handbook of HVAC Systems and Equipment 1992*, ASHRAE, Atlanta, 1992.
- [4] ASHRAE, *Procedure for Determining Heating and Cooling Loads for Computerizing Energy Calculations – Algorithms for Building Heat Transfer Subroutines*, ASHRAE, Atlanta, 1976.
- [5] ASHRAE, *Standard 84-1991: Method of Testing Air-to-Air Heat Exchangers*, ASHRAE, Atlanta, 1992.
- [6] ASHVE, *Heating, Ventilating and Air Conditioning Guide Chapter 15: Cooling Load*, ASHVE, New York, 1947.
- [7] Bourdouxhe, J.P., Groudent, M., Lebrun, J. *Reference Guide for Dynamic Models of HVAC Equipment*, ASHRAE, Atlanta, 1998.
- [8] Buhl, W.F., Erdem, A.E., Nataf, J.M., Winkelmann, F.C., Moshier, M.A., Sowell, E.F. *The US EKS: Advances in the SPANK-based Energy Kernel System*, 3rd International Conference on System Simulation in Buildings, 1990.
- [9] Chung, T.M., Loveday, D.L. *Numerical Modeling of Lightning/HVAC Interaction in Enclosures Part I: Light and Heat Transfer in Room*, HVAC&R Research, Vol. 4, No. 1 January, ASHRAE, 1998.
- [10] Chung, T.M., Loveday, D.L. *Numerical Modeling of Lightning/HVAC Interaction in Enclosures Part II: Effect of Including a Fluorescent Lamp Positive Column Model*, HVAC&R Research, Vol. 4, No. 1 January, ASHRAE, 1998.
- [11] Cieplinski, L.D., Besant, R.W., Simonson, C.J. *Some Recommendations for Improvements to ASHRAE Standard 84-1991*, ASHRAE Transactions 98, ASHRAE, 1998.
- [12] DeJong, N.C., Gentry, M.C., Jacobi, A.M. *An Entropy-Based, Air-Side Heat Exchanger Performance Evaluation Method: Application to a Condenser*, HVAC&R Research, Vol. 3, No. 3 July, ASHRAE, 1997.
- [13] Donjerković, P. *Osnove i regulacija sustava grijanja, ventilacije i klimatizacije II. dio*, Alfa, Zagreb, 1996.
- [14] Donjerković, P., Balen, I. *Energy Recovery Using a Heat Pump in Heating and Air Conditioning Systems*, Proceedings of the second SITHOK-2 International Congress, Maribor, 1997.

-
- [15] Franković, B. *Analiza izmjene topline u vlažnom regeneratorsu topline*, disertacija, FSB, Zagreb, 1989.
- [16] Galaso, I. *Prilog analizi potrošnje energije s prijedlogom metode proračuna kod složenih sistema grijanja i klimatizacije*, disertacija, FSB, Zagreb, 1987.
- [17] Galaso, I. *Određivanje toplinskog opterećenja prostorije*, skripta, FSB, Zagreb, 1992.
- [18] Galović, A. *Nauka o toplini II*, skripta-2.izdanje, FSB, Zagreb, 1997.
- [19] GEA-Happel Klimatechnik, *Technische Niederschrift 1155*, GEA-Happel Klimatechnik, Herne, 1998.
- [20] Gheorghe-Gutta, I., Hera, D., Gavriluc, R., Ivan, G. *Solutions for Power Consumption Reduction and Heat Generation by Means of a Compression Heat Pump*, Proceedings of 19th International Congress of Refrigeration, Vol. IIIa, 1995.
- [21] Gollner, W., Mindt, H.W., Megahed, M. *Optimierung der Gebäudeplanung mit Hilfe numerischer Simulationen: Wärmeausnutzung in Atrien*, Luft- und Kältetechnik, 6/98, 1998.
- [22] Granryd, E. *Energy Considerations in Heat Pump Technology*, Proceedings of 19th International Congress of Refrigeration, Vol. IVa, 1995.
- [23] Houghten, F.C., Gutberlet, C., Wahl, A.J. *Cooling Requirements of Single Rooms in a Modern Office Building*, ASHVE Transactions Vol. 41, ASHVE, 1935.
- [24] Incropera, F.P., DeWitt, D.P. *Introduction to Heat Transfer 2nd edition*, John Wiley & Sons, New York, 1990.
- [25] Johnson, A.B., Simonson, C.J., Besant, R.W. *Uncertainty Analysis in the Testing of Air-to-Air Heat/Energy Exchangers Installed in Buildings*, ASHRAE Transactions 98, ASHRAE, 1998.
- [26] Kirn, H., Hadenfeldt, A. *Wärmepumpen Band 2: Anwendung der Elektrowärmepumpe*, 4. Auflage, C.F. Müller Verlag, Karlsruhe, 1980.
- [27] Kreider, J.F. *Mechanical Engineers' Handbook 2nd edition Chapter 49: Solar Energy Applications*, John Wiley & Sons, New York, 1998.
- [28] Kusuda, T. *Thermal Response Factors for Multi-Layer Structures of Various Heat Conduction Systems*, ASHRAE Transactions 75, ASHRAE, 1969.
- [29] Livermore, J.N. *Study of Actual vs. Predicted Cooling Load on an Air-Conditioning System*, ASHVE Transactions Vol. 49, ASHVE, 1943.
- [30] Machin, A.D., Naylor, D., Harrison, S.J., Oosthuizen, P.H. *Experimental Study of Free Convection at an Indoor Glazing Surface with a Venetian Blind*, HVAC&R Research, Vol. 4, No. 2 April, ASHRAE, 1998.

-
- [31] Meredith, D.B. *Fundamentals of Heating and Cooling Loads*, ASHRAE, Atlanta, 1998.
- [32] Mitalas, G.P. *Calculation of Transient Heat Flow Through Walls and Roofs*, ASHRAE Transactions 74, ASHRAE, 1968.
- [33] Mitalas, G.P., Arsenault, J.G. *Fortran IV Program to Calculate z-Transfer Functions for the Calculation of Transient Heat Transfer Through Walls and Roofs*, Proceedings of the conference Use of Computers for Environmental Engineering Related to Buildings, NBS Building Science Series 39, Gaithersburg, 1971.
- [34] Mitalas, G.P., Stephenson, D.G. *Room Thermal Response Factors*, ASHRAE Transactions 73, ASHRAE, 1967.
- [35] Mitchell, J. *Simulation or Experimentation for HVAC Systems?*, HVAC&R Research, Vol. 3, No. 1 January, ASHRAE, 1997.
- [36] NIST, *Technical Note 1297: Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement*, January 1993.
- [37] NIST, *Technical Note 1297: Guidelines for Evaluating and Expressing the Uncertainty of NIST Measurement Results*, September 1994.
- [38] Recknagel, H., Sprenger, E., Schramek, E.R. *Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik*, 68. Auflage, Oldenbourg Verlag, München, 1997.
- [39] Reinmuth, F. *Energieeinsparung in der Gebäudetechnik*, Vogel Verlag, Würzburg, 1994.
- [40] Reinmuth, F. *Raumlufttechnik*, Vogel Verlag, Würzburg, 1996.
- [41] Smith, C.C., Löf, G.O.G., Jones, R.W. *Rates of Evaporation from Swimming Pools in Active Use*, ASHRAE Transactions 98, ASHRAE, 1998.
- [42] Sowell, E.F. *Classification of 200.640 Parametric Zones for Cooling Load Calculations*, ASHRAE Transactions 94, ASHRAE, 1988.
- [43] Stephenson, D.G. *Method of Determining Non-Steady-State Heat Flow Through Walls and Roofs at Buildings*, Journal of the Institution of Heating and Ventilating Engineers 30:5, 1962.
- [44] Stephenson, D.G., Mitalas, G.P. *Calculation of Heat Conduction Transfer Functions for Multi-Layer Slabs*, ASHRAE Transactions 77, ASHRAE, 1971.
- [45] Stewart, J.P. *Solar Heat Gain Through Walls and Roofs for Cooling Load Calculations*, ASHVE Transactions Vol. 54, ASHVE, 1948.
- [46] VDI, *VDI-Wärmeatlas*, VDI Verlag, Düsseldorf, 1995.
- [47] Viličić, I. *Energetska bilanca sunčevog zračenja tijekom referentne godine*, Sunčeva energija, 12 (1991) 2, 1991.

-
- [48] Walton, G.N. *A New Algorithm for Radiant Interchange in Room Loads Calculations*, ASHRAE Transactions 86, ASHRAE, 1980.

9. ŽIVOTOPIS

Igor Balen rođen je 20. veljače 1967. godine u Zagrebu. Osnovnu i srednju školu završio je u Slavonskom Brodu. Studij strojarstva na Fakultetu strojarstva i brodogradnje u Zagrebu završio je 1991. godine, od kada je zaposlen na Fakultetu kao znanstveni novak. Zvanje magistra tehničkih znanosti za područje strojarstvo, smjer energetika, stekao je 1995. godine na Fakultetu strojarstva i brodogradnje u Zagrebu. Do 1996. godine bio je uključen u nastavni program kolegija Nauka o toplini I i II (danas Termodinamika), a od tada sudjeluje u održavanju nastave iz kolegija Grijanje i Klimatizacija. Objavio je niz znanstvenih radova iz područja strojarstva, a kao inženjer je surađivao na više projekata iz strojarskih područja toplinske i procesne tehnike. Vlada engleskim i njemačkim jezikom.