



УНИВЕРЗИТЕТ У КРАГУЈЕВЦУ
ФАКУЛТЕТ ИНЖЕЊЕРСКИХ НАУКА

Драган З. Цветковић

**УНАПРЕЂЕЊЕ ЕНЕРГЕТСКО-ЕКСПЕРГЕТСКЕ
ЕФИКАСНОСТИ ПРИМЕНОМ ПАНЕЛНИХ
СИСТЕМА ЗА ГРЕЈАЊЕ КУЋА СА НЕТО-НУЛТОМ
ПОТРОШЊОМ ЕНЕРГИЈЕ**

Докторска дисертација

Крагујевац, 2015.

ИДЕНТИФИКАЦИОНА СТРАНИЦА ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ

<i>I. Аутор</i>	
Име и презиме: Драган Цветковић	
Датум и место рођења: 04.07.1983. Смедерево	
Садашње запослење: Истраживач-сарадник на Факултету инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу	
<i>II. Докторска дисертација</i>	
Наслов: Унапређење енергетско-ексергетске ефикасности применом панелних система за грејање кућа са нето-нултом потрошњом енергије	
Број страница: 129	
Број слика: 96	
Број библиографских података: 59	
Установа и место где је рад израђен: Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу, Крагујевац	
Научна област (УДК): 621.8.036	
Ментор: Др Милорад Бојић, ред. проф., Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу	
<i>III. Оцена и одбрана</i>	
Датум пријаве теме: 11.04.2012.	
Број одлуке и датум прихватања докторске дисертације: 01-1/2269-8, 20.09.2012.	
Комисија за оцену подобности теме и кандидата: 1. Др Милорад Бојић, ред. проф., Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу 2. Др Небојша Лукић, ред. проф., Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу 3. Др Небојша Јовичић, ред. проф., Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу 4. Др Милан Деспотовић, ред. проф., Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу 5. Др Јован Петровић, ванр. проф., Факултет техничких наука, Универзитета у Новом Саду	
Комисија за оцену докторске дисертације: 1. Др Милорад Бојић, ред. проф., Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу 2. Др Небојша Лукић, ред. проф., Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу 3. Др Небојша Јовичић, ред. проф., Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу 4. Др Милан Деспотовић, ред. проф., Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу 5. Др Јован Петровић, ванр. проф., Факултет техничких наука, Универзитета у Новом Саду	
Комисија за одбрану докторске дисертације: 1. Др Милорад Бојић, ред. проф., Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу 2. Др Небојша Лукић, ред. проф., Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу 3. Др Небојша Јовичић, ред. проф., Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу 4. Др Милан Деспотовић, ред. проф., Факултет инжењерских наука Универзитета у Крагујевцу 5. Др Јован Петровић, ванр. проф., Факултет техничких наука, Универзитета у Новом Саду	
Датум одбране дисертације: 2015. година	

*Душану,
Милицу,
Родитељима...*

ЗАХВАЛНОСТ

Ова докторска дисертација је настала као резултат истраживања на пројекту Министарства просвете, науке и технолошког развоја Републике Србије “Истраживања и развој Српске нето–нулте енергетске куће“, под руководством проф. др Милорада Бојића. Желим да се захвалим Министарству које је финансијском подршком помогло ова истраживања.

Неизмерну захвалност дугујем ментору проф. др Милораду Бојићу на несебичној помоћи и подршци у дефинисању и реализацији ове дисертације, као и на саветима током свих година докторских студија.

Захваљујем се и људима који су, свако на свој начин, помогли реализацију експерименталног дела дисертације: проф. др Драгану Тарановићу, проф. др Јасни Радуловић и Дамњану Рачићу.

Захваљујем се својим родитељима што су ме усмерили на прави пут. На крају бих желео да се захвалим својој супрузи Милицы и сину Душану на стрпљењу и разумевању током израде докторске дисертације.

*Децембар, 2014
Красујевац*

Драган Цветковић

РЕЗИМЕ

УНАПРЕЂЕЊЕ ЕНЕРГЕТСКО-ЕКСЕРГЕТСКЕ ЕФИКАСНОСТИ ПРИМЕНОМ ПАНЕЛНИХ СИСТЕМА ЗА ГРЕЈАЊЕ КУЋА СА НЕТО-НУЛТОМ ПОТРОШЊОМ ЕНЕРГИЈЕ

Панелни системи грејања у Србији су релативно познат концепт. Међутим, као последица недостатака информација као и инжењерских предрасуда, на њихову праву примену се и даље чека. Познато је да панелни системи грејања, због свог механизма одавања топлоте, пружају најбоље услове термичке угодности. Међутим, у научним круговима постоје бројне полемике који панелни систем има најбоље карактеристике.

Циљ ове дисертације је био да научним приступом, међусобно упореди све постојеће панелне системе и да сагледавањем како њихових врлина тако и недостатака, унапреди исте са енергетског и ексергетског аспекта. Први циљ дисертације је био да упореди познате панелне системе грејања и успостави њихове међусобне релације. Релације су успостављене низом нумеричких истраживања, које су довеле до развоја једног новог панелног система грејања назван „подно-плафонско“ грејање. Нумеричка истраживања су установила да „подно-плафонски“ систем грејања, у случају уобичајене градње кућа, троши мање за око 27%, 10% и 22%, у односу плафонско, зидно и подно грејање, респективно. Оптимизацијом дебљина термоизолације самих панела, а и кућа које користе панелне системе закључено је да у случају коришћења оптимално добијених дебљина термоизолације уштеда применом панелних система грејања је порасла на око 40%. Такође, дошло се до граничних вредности фактора трансформације примарне енергије, испод које панелни системи повезани на геотермалне топлотне пумпе троше мање примарне енергије него панелни системи повезани на котлове на природни гас. У циљу верификације нумеричких истраживања, спроведено је и експериментално истраживање на тест моделу у лабораторијским условима. Експериментална истраживања су потврдила нумерички добијене резултате. Такође, у оквиру ове дисертације формиран је и математички модел „подно-плафонског“ грејања и испитан у случају експерименталног тест модела. На основу спроведених нумеричких и експерименталних истраживања дефинисани су начини за унапређење енергетско-ексергетских карактеристика панелних система, направљено је јасно поређење међу постојећим панелним системима, а такође је и закључено да постоји оправданост употребе концепта „подно-плафонско“ грејања.

Кључне речи: панелно грејање, подно-плафонско грејање, енергија, ексергија, EnergyPlus, експеримент.

ABSTRACT

IMPROVEMENT OF ENERGY-EXERGY EFFICIENCY BY APPLYING THE PANEL SYSTEMS FOR HEATING THE NET-ZERO ENERGY HOUSE

In Serbia, the panel heating systems are relatively well-known concept. However, as a result of lack of information as well as engineering prejudice the panel heating system to their right application is still waiting. It is known that panel heating systems, due to its mechanism of heat transfer, providing the best thermal comfort. However, in the scientific community there is much controversy which the panel system has the best characteristics.

The aim of this thesis was to utilize the scientific approach, compared to each other all the existing panel systems and reviewing how their virtues and flaws improve the same, both energy and exergy aspect. The first aim of the thesis was to compare the known panel heating systems and establish their common relations. The relations were established using the series of numerical investigations that led to the development of a new panel heating system called "floor-ceiling" heating. Numerical studies have found that the "floor-ceiling" used in the houses with comonly construcion type, heating system consumes less about 27%, 10% and 22%, compared to ceiling, wall and floor heating, respectively. The houses with optimal optimum thickness of thermal insulation the energy savings by using the floor-ceiling panel heating panels was increased to around 40%. By optimizing the thickness of the thermal insulation of the heating panels and houses that use panel heating systems, it was concluded that in the case of using the optimal thickness of the thermal insulation savings obtained by using panel heating systems has increased to around 40%. Moreover, it was obtained the limit values of factors transformation of primary energy, under which panel systems connected to geothermal heat pumps consume less primary energy than panel systems connected to the natural gas boilers. In order to verify the numerical investigation and the experimental research was conducted on the test model under laboratory conditions. Experimental studies have confirmed the obtained numerical results. Also, the mathematical model of "floor-ceiling" heating was formed and tested in the case of txe experimental test model. Based on the conducted numerical and experimental studies it was defined the ways to improve the energy-exergetic characteristics of the panel system, it was created clearly comparison between the existing panel systems, and is also it was concluded that there is justification for the use of the new concept called the "floor-ceiling" heating.

Key words: panel heating, floor-ceiling heating, energy, exergy, EnergyPlus, experimental.

САДРЖАЈ

1.	УВОД	1
2.	ПРЕГЛЕД ЛИТЕРАТУРЕ	3
3.	АЛАТИ НУМЕРИЧКЕ АНАЛИЗЕ	7
3.1	Коришћени програми.....	7
3.1.1	Програм за моделирање и динамичку симулацију енергетског понашања зграда – EnergyPlus	7
3.1.2	GenOpt.....	9
3.1.3	GoogleSketchUp.....	10
4.	РАЗВИЈЕНИ МАТЕМАТИЧКИ МОДЕЛ ПАНЕЛНОГ ГРЕЈАЊА У ПРОГРАМУ <i>ENERGYPLUS</i>	12
4.1	Једнодимензиони пренос топлоте кроз вишеслојну плочу	12
4.2	Функција провођења топлоте CTF (енг. „conduction transfer function“)	13
4.3	Моделовање везе између топлотног биланса и КГХ система.....	15
4.4	Начин управљања панелних система унутар програма EnergyPlus	22
4.5	Преглед контроле симулације	23
5.	МОДЕЛ АНАЛИЗИРАНЕ КУЋЕ И СИСТЕМА ГРЕЈАЊА	25
5.1	Архитектонски концепт.....	25
5.2	Временски подаци и локација.....	28
5.3	Перформансе ниско-температурских панелних система грејања	29
5.3.1	Зрачећи ниско-температурски панели	29
5.3.2	Генератори топлоте	30
5.3.3	Вертикална геотермална сонда.....	32
5.3.4	Уграђена енергија, уграђени CO ₂ и цена уређаја	33
6.	АНАЛИЗИРАНИ ПАРАМЕТРИ ПОРЕЂЕЊА.....	34
6.1	Енергетски аспекти	34
6.2	Ексергетски аспекти.....	35
6.3	Еколошки аспекти	36
6.4	Економски аспекти.....	36
7.	НУМЕРИЧКА ИСТРАЖИВАЊА	38
7.1	Поређење перформанси панелних система	38

7.2	Смањење потрошње енергије и утицаја на животну средину применом различитих извора енергије код панелних система грејања.....	44
7.3	Оптимизација дебљине термоизолације код панелних система грејања.....	51
7.4	Ексергетска ефикасност панелних система грејања при различитим изворима топлоте.....	58
7.5	Закључак нумеричких истраживања.....	63
8.	ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ИСТРАЖИВАЊА.....	66
8.1	Експериментална инсталација и мерна опрема.....	66
8.2	Потрошња енергије и оперативна температура код панелног грејања.....	78
8.3	Мерење топлотног флукса.....	96
8.4	Закључак експерименталних истраживања.....	103
9.	ВЕРИФИКАЦИЈА ЕКСПЕРИМЕНТАЛНОГ МОДЕЛА ПОМОЋУ ПРОГРАМА <i>ENERGYPLUS</i>	104
10.	МАТЕМАТИЧКИ МОДЕЛ ЕКСПЕРИМЕНТАЛНОГ ПОДНО-ПЛАФОНСКОГ ПАНЕЛА.....	108
10.1	Основни принципи преноса топлоте.....	108
	Провођење топлоте (кондукција).....	108
	Преношење топлоте (конвекција).....	109
	Пренос топлоте зрачењем (радијација).....	110
10.2	Пренос топлоте код експерименталног модела подно-плафонског панела.....	112
11.	ЗАКЉУЧАК.....	120
12.	ЛИТЕРАТУРА.....	124
13.	ПРИЛОГ.....	128
13.1	Коришћени „def“ фајл за генерисање временских фајлова.....	128
13.2	Simulink шема решавања система једначина стања фајлова.....	129

СПИСАК КОРИШЋЕНИХ ОЗНАКА

A	површина, m^2
α	топлотна дифузивност слоја материјала, m^2/s
C_{eq}	цена система/компоненте изражена за једну сезону, $\text{€}/m^2$
c_p	специфична топлота, $J/(Kg K)$
C_{sys}	трошкови грејања, $\text{€}/m^2$
C_{tot}	тотални трошкови грејања, $\text{€}/m^2$
D	унутрашњи пречник цеви, m
E_{emb}	уграђена енергија, J
E_{pri}	примарна енергија, J
E_{sys}	финална енергија, J
E_{TOT}	тотална енергија, J
$E_{x_{cons}}$	утрошена ексергија, J
$E_{x_{sup}}$	ослобођена ексергија, J
$E_{x_{dest}}$	уништена ексергија, J
f_{ng}	специфична цена природног гаса, $\text{€}/m^2$
f_{el}	специфична цена електричне енергије, $\text{€}/m^2$
g_{ng}	специфична емисија угљен диоксида за природни гас, $kgCO_2/GJ$
g_{el}	специфична емисија угљен диоксида за електричну енергију, $kgCO_2/GJ$
k	кофицијент корекције количине природног гаса, -
L	укупна дужина цеви, m
\dot{m}_1	масени проток у петљи, kg/s
\dot{m}_{sys}	масени проток система, kg/s
\dot{m}_r	масени проток рецикулације, kg/s
\dot{m}_f	удео масеног протока, kg/s
m_1	кофицијент трошкова читавања природног гаса, -
NTU	број трансфер јединица, -
N_{uD}	Нуселтов број, -
Pr	Prandtl-ов број, -
R	кофицијент трансформације примарне енергије, -
Re_D	Reynolds-ов број, -
S_{emb}	уграђена емисија угљен диоксида од система/компоненте грејања, $kgCO_2/год$
S_{sys}	емисија угљендиоксида система за грејање, $kgCO_2/год$
S_{TOT}	тотална емисија угљендиоксида система за грејање, $kgCO_2/год$
T	температура, K
t_0	температура чвора 0, $^{\circ}C$
t_1	температура чвора 1, $^{\circ}C$
t_2	температура чвора 2, $^{\circ}C$
t_3	температура чвора 3, $^{\circ}C$
t_4	температура чвора 4, $^{\circ}C$
t_5	температура чвора 5, $^{\circ}C$
t_n	температура чвора n , $^{\circ}C$

t_g	оперативна температура горње коморе, °C
t_d	оперативна температура доње коморе, °C
$t_{w,g}$	унутрашња температура ваздуха унутар горње коморе, °C
$t_{w,d}$	унутрашња температура ваздуха унутар доње коморе, °C
t_{izv}	температура топлотног извора, °C
τ	време, s
T_{in_i}	улазна температуре у грејно тело, K
T_{ret_i}	излазна температура из грејног тела, K
T_o	температура околине, K
T_s	температура на месту извора, K
$T_{o,p}$	температура спољне површине, K
$T_{i,p}$	температура унутрашње површине, K
T_l	температура петље, K
T_v	температура воде, K
$T_{v,i}$	температура улазне воде, K
$T_{v,o}$	температура излазне воде, K
UA	коефицијент преноса топлоте, W/K
Q_{pump}	топлота пумпе, W
q''	топлотни флуks, W/(m ² K)
q_g	топлотни флуks са горње стране панела, W/(m ² K)
q_d	топлотни флуks са доње стране панела, W/(m ² K)
q_{izv}	топлотни флуks топлотног извора, W/(m ² K)
x	положај, m

грчка слова

μ	динамички вискозитет, Pa s
η_R	ексергетска ефикасност, %
α	коефицијент конвекције, W/mK
λ	топлотна проводљивост, W/(mK)
ρ	густина, kg/m ³
ε	ефикасност измењивача топлоте, -

скраћенице

ng	природни гас,
el	електрична енергија,
env	омотач,
v	ваздух,
GSHP	геотермална топлотна пумпа типа вода-вода,
PV	фотонапонски панели.

СПИСАК СЛИКА

- Слика 3.1** Радно окружење програма *EnergyPlus*
- Слика 3.2** Организациона структура програма *EnergyPlus*
- Слика 3.3** Структура интегрисаног менаџера програма *EnergyPlus*[25]
- Слика 3.4** Приказ тока оптимизације у *GenOpt* платформи
- Слика 3.5** Радно окружење програма *GoogleSketchUp*
- Слика 4.1** Једнослојни елемент зграде
- Слика 4.2** Вишеслојни елемент зграде
- Слика 4.3** Пример двослојног зида
(а) без топлотног извора и (б) са топлотним извором
- Слика 4.4** Пример једнослојног зида са топлотним извором
- Слика 4.5** Шема петље панела
- Слика 4.6** Принцип регулисања температуре код панела
- Слика 5.1** Анализирана кућа
где је: DS – дневна соба, HOD – ходник, KUP – купатило, SS1 – спаваћа соба, SS2 – спаваћа соба, SS3 – спаваћа соба.
- Слика 5.2** Распоред присуства људи, коришћења осветљења и електричне опреме.
- Слика 5.3** Детаљи конструкције панела
- Слика 5.4** Системи генерисања топлоте
- Слика 5.5** Шема повезивања панелног система грејања са гасним котлом топлотном пумпом у програму *EnergyPlus*
- Слика 5.6** Шема повезивања панелног система грејања са геотермалном топлотном пумпом у програму *EnergyPlus*
- Слика 7.1** Потрошња примарне енергије система за грејање у току грејне сезоне
- Слика 7.2** Тотални оперативни трошкови система за грејање у току грејне сезоне
- Слика 7.3** Номинална снага котла система за грејање у току грејне сезоне
- Слика 7.4** Утрошена ексергија (од панела) и уништена ексергија (у котлу) израчуната за Јануар. Ослобођена ексергија је сума утрошене и уништене ексергије.
- Слика 7.5** Ексергетска ефикасност панелних система за Јануар.
- Слика 7.6** Средња оперативна температура просторија за месец Јануар.
- Слика 7.7а** Средње температуре унутрашњих површина спољних зидова за месец Јануар. (*zI* – зид источно орјентисан, *zZ* – зид западно орјентисан, *zJ* – зид јужно орјентисан, *zS* – зид северно орјентисан)
- Слика 7.7б** Средње температуре унутрашњих површина подова и плафона за месец Јануар. (*SS3* под је подељен на неколико површина: *A* – изнад зоне *SS2*, *B* – изнад зоне *KUP*, *Ц* – изнад зоне *DS*, *Д* – изнад зоне *HOD*, *Е* – изнад зоне *SS1*)

- Слика 7.8** Потрошња финалне и примарне енергије панелних система грејања повезаних на различите изворе топлоте
- Слика 7.9** Потрошња тоталне енергије панелних система грејања повезаних на различите изворе топлоте
- Слика 7.10** Емисија CO₂ панелних система грејања повезаних на различите изворе топлоте.
- Слика 7.11** Тотална емисија CO₂ панелних система грејања повезаних на различите изворе топлоте
- Слика 7.12** Трошкови грејања код панелних система грејања повезаних на различите изворе топлоте
- Слика 7.13** Тотални трошкови грејања код панелних система грејања повезаних на различите изворе топлоте
- Слика 7.14** Однос између потрошње тоталне енергије GSHP система и коефицијента трансформације примарне енергије R .
- Слика 7.15** Оптималне дебљине термоизолације
- Слика 7.16** Потрошња енергије за грејање куће са оптималним дебљинама термоизолације
- Слика 7.17** Уштеда енергије за грејање куће са оптималним дебљинама термоизолације у односу на кућу са дебљинама термоизолације према новом правилник у енергетској ефикасности
- Слика 7.18** Уштеда енергије за грејање куће са оптималним дебљинама термоизолације у односу на кућу без термоизолације
- Слика 7.19** Уштеда енергије за грејање куће са оптималним дебљинама термоизолације у односу на кућу са уобичајеним дебљинама термоизолације
- Слика 7.20** Енергетски однос куће са оптималним дебљинама термоизолације у односу на кућу без термоизолације (WO TI), у односу на кућу са уобичајеним дебљинама термоизолације (W-C TI), на кућу са дебљинама термоизолације према новом правилник у енергетској ефикасности (W-EER TI)
- Слика 7.21** Енергетски период повраћаја куће са оптималним дебљинама термоизолације у односу на кућу без термоизолације (WO TI), у односу на кућу са уобичајеним дебљинама термоизолације (W-C TI), на кућу са дебљинама термоизолације према новом правилник у енергетској ефикасности (W-EER TI)
- Слика 7.22** Потрошња финалне енергије
- Слика 7.23** Потрошња примарне енергије
- Слика 7.24** Потрошња ексергије
- Слика 7.25** Уништена ексергија
а) Уништена ексергија у котлу, б) уништена ексергија у топлотној пумпи
- Слика 7.26** Ексергетска ефикасност
а) систем са котлом, б) систем са топлотном пумпом

- Слика 8.1** Сензор за одржавање температуре унутар тест коморе [44]
- Слика 8.2** Сензор за аквизицију влажности и температуре унутар тест коморе [45]
- Слика 8.3** Тест комора
- Слика 8.4** Унутрашњост тест коморе – приказ испаривача
- Слика 8.5** Анализирани системи панелних грејања
- Слика 8.6** Унутрашњост просторије тест кућице – приказ положаја сонде ПТ100
- Слика 8.7** Детаљ конструкције панела
Плоча од иверице; (2) PVC мрежица; (3) електрични грејни кабл; (4) цементни малтер; (5) стиропор
- Слика 8.8** Детаљ монтаже грејног кабла
- Слика 8.9** Конструкција електричног грејног кабла [47]
Проводних топлоте; (2) Пробојна изолација на бази флорполимера; (3) Керамичка трака; (4) Никлована бакарна облога; (5) Спољни омотач од флорполимера
- Слика 8.10** Термовизијска камера “Flir i7”
- Слика 8.11** Аутотрансформатор “ISKRA TRN 110”
- Слика 8.12** Уређај за мерење топлотног флукса “Hukseflux TRSYS01-F”
- Слика 8.13** Уређај за регулацију температуре “XMTF-308”
- Слика 8.14** Тест мерење подног панела
- Слика 8.15** Тест мерење зидног-1 панела
- Слика 8.16** Тест мерење зидног-2 панела
- Слика 8.17** Тест мерење подно-плафонског панела
- Слика 8.18** Поређење потрошње енергије за грејање панелних система (зидно, подно, плафонско и подно-плафонско грејање)
- Слика 8.19** Поређење потрошње енергије за грејање код подно-плафонских система у зависности од места регулисања
- Слика 8.20** Поређење потрошње енергије за грејање панелних система (зидно, подно, плафонско, подно-плафонско са доњом регулацијом и подно-плафонско грејање са горњом регулацијом)
- Слика 8.21** Унутрашња температура спратова тест кућице за случај зидног грејања ($t_s = -5^{\circ}\text{C}$)
горњи спрат (слика горе), доњи спрат (слика доле)
- Слика 8.22** Унутрашња температура спратова тест кућице за случај зидног грејања ($t_s = 0^{\circ}\text{C}$)
горњи спрат (слика горе), доњи спрат (слика доле)
- Слика 8.23** Унутрашња температура спратова тест кућице за случај зидног грејања ($t_s = 4.5^{\circ}\text{C}$)
горњи спрат (слика горе), доњи спрат (слика доле)
- Слика 8.24** Унутрашња температура спратова тест кућице за случај подног грејања ($t_s = -5^{\circ}\text{C}$)
горњи спрат (слика горе), доњи спрат (слика доле)

- Слика 8.25** Унутрашња температура спратова тест кућице за случај подног грејања ($t_s=0^{\circ}\text{C}$) горњи спрат (слика горе), доњи спрат (слика доле)
- Слика 8.26** Унутрашња температура спратова тест кућице за случај подног грејања ($t_s=4.5^{\circ}\text{C}$) горњи спрат (слика горе), доњи спрат (слика доле)
- Слика 8.27** Унутрашња температура спратова тест кућице за случај плафонског грејања ($t_s=-5^{\circ}\text{C}$) горњи спрат (слика горе), доњи спрат (слика доле)
- Слика 8.28** Унутрашња температура спратова тест кућице за случај плафонског грејања ($t_s=0^{\circ}\text{C}$) горњи спрат (слика горе), доњи спрат (слика доле)
- Слика 8.29** Унутрашња температура спратова тест кућице за случај плафонског грејања ($t_s=4.5^{\circ}\text{C}$) горњи спрат (слика горе), доњи спрат (слика доле)
- Слика 8.30** Унутрашња температура спратова тест кућице за случај подно-плафонског грејања са доњом регулацијом ($t_s=-5^{\circ}\text{C}$) горњи спрат (слика горе), доњи спрат (слика доле)
- Слика 8.31** Унутрашња температура спратова тест кућице за случај подно-плафонског грејања са доњом регулацијом ($t_s=0^{\circ}\text{C}$) горњи спрат (слика горе), доњи спрат (слика доле)
- Слика 8.32** Унутрашња температура спратова тест кућице за случај подно-плафонског грејања са доњом регулацијом ($t_s=4.5^{\circ}\text{C}$) горњи спрат (слика горе), доњи спрат (слика доле)
- Слика 8.33** Унутрашња температура спратова тест кућице за случај подно-плафонског грејања са горњом регулацијом ($t_s=-5^{\circ}\text{C}$) горњи спрат (слика горе), доњи спрат (слика доле)
- Слика 8.34** Унутрашња температура спратова тест кућице за случај подно-плафонског грејања са горњом регулацијом ($t_s=0^{\circ}\text{C}$) горњи спрат (слика горе), доњи спрат (слика доле)
- Слика 8.35** Унутрашња температура спратова тест кућице за случај подно-плафонског грејања са горњом регулацијом ($t_s=4.5^{\circ}\text{C}$) горњи спрат (слика горе), доњи спрат (слика доле)
- Слика 8.36** Мерна инсталација за мерење топлотног флукса
- Слика 8.37** Тест модел са повезаним мерним елементима за мерење топлотног флукса
- Слика 8.38** Тест модел са повезаним мерним елементима за мерење топлотног флукса
- Слика 8.39** Приказ радног окружења софтвера за прикупљање података
- Слика 8.40** Приказ температура и топлотног флукса зидног панела са унутрашње стране (слика горе), са спољашње стране (слика доле).
- Слика 8.41** Приказ температура и топлотног флукса плафонског панела са унутрашње стране (слика горе), са спољашње стране (слика доле).

-
- Слика 8.42** Приказ температура и топлотног флуksа подно-плафонског панела са доње стране (слика горе), са горње стране (слика доле).
- Слика 9.1** Приказ тест модела у програму *GoogleSketchUp*
- Слика 9.2** Унос структуре панела у програму *EnergyPlus*
- Слика 9.3** Дефинисање подно-плафонског панела у програму *EnergyPlus*
- Слика 9.4** Поређење потрошње енергије за грејање панелних система експерименталног тест модела симулираног у програму *EnergyPlus* (зидно, подно, плафонско и подно-плафонско грејање)
- Слика 10.1** RC шема преноса топлоте у случају експерименталног подно-плафонског модела
- Слика 10.2** RC шема преноса топлоте у случају експерименталног подно-плафонског модела са узетом спољном температуром у разматрање
- Слика 10.3** Оперативне температуре унутар спратова тест модела
- Слика 10.4** Температуре у чворовима подно-плафонског панела
- Слика 10.5** Топлотни флуks са доње стране панела
- Слика 10.6** Топлотни флуks са горње стране панела

СПИСАК ТАБЕЛА

Табела 5.1 Састав конструкције спољног зида

Табела 5.2 Састав међуспратне конструкције

Табела 5.3 Састав конструкције пода

Табела 5.4 Климатски подаци за Крагујевац [29]

Табела 5.5 Карактеристике топлотне пумпе и котла на природни гас

Табела 5.6 Параметри вертикалне геотермалне сонде [31, 32]

Табела 5.7 Карактеристике генератора топлоте [33, 34]

Табела 6.1 Цене енергената у Србији, Мај 2011 [35, 36]

Табела 8.1 Карактеристике термовизијске камере [48]

Табела 8.2 Карактеристике аутотрансформатора

Табела 8.3 Карактеристике уређаја за мерење топлотног флукса [49]

Табела 8.4 Карактеристике регулатора температуре [45]

Табела 10.1 Карактеристике материјала тест кућице [56]

1. УВОД

Високе цене енергије и глобалне климатске промене усмеравају данашње друштво на промену својих енергетских потрошачких навика. Такође, неефикасна потрошња енергије има за последицу већу производњу исте, а тиме и непотребно већи негативни утицај на животну средину.

Потрошња електричне енергије у домаћинству током последњих деценија расте, а у индустрији опада. По глави становника потрошња електричне енергије је у периоду од 1990. године до 2000. године порасла за 44%. У протеклих десет година расположивост постојећих електрана је смањена на 77 одсто због слабог одржавања. Смањени су производни капацитети јер се Косово и Метохија налази ван система ЕПС-а, а у току читаве деценије није изграђена ниједна нова електрана. Податак да Србија, енергетски највише зависи од увоза нафте и природног гаса, указује на потребу хитне рационализације потрошње енергије, повећањем енергетске ефикасности и истраживањем могућности коришћења локалних обновљивих извора енергије. Потреба за коришћењем већег удела обновљивих извора енергије је кулминирала „гасном кризом“ из 2009. године, насталом обустављањем испоруке гаса Украјини од стране Русије.

Са друге стране, нагли развој стамбеног сектора шездесетих година прошлог века довео је до изградње великог броја стамбених објеката који данас представљају велике потрошаче енергије, јер су се градили у време када нису постојали прописи о енергетској ефикасности зграда. Зграде се могу препознати као релативно велики потрошачи енергије. Највећи удео у потрошњи финалне енергије у Србији отпада на домаћинства и то око 32.5%. Смањење потрошње енергије је могуће грађењем нових енергетски ефикасних зграда али и енергетским санацијама постојећих зграда. Циљеви енергетске ефикасности могу помоћи да се смањи потреба за енергијом подстицањем иновација као што су куће нето-нулте енергије (КННЕ). КННЕ у основи јесте кућа која производи финалну енергију из обновљивих енергетских извора којом задовољава све своје потребе за енергијом и која је повезана са енергетском мрежом.

Захваљујући горе наведеним енергетским променама дошло је и до развоја КГХ (климатизација, грејање и хлађење) система. Пре само двадесетак година централно грејање је било незамисливо без примене масивних ливених радијатора. Иако се тада доста знало о панелним системима грејања, иновације су тада ишле у правцу конструктивног развоја радијатора. Са друге стране, првобитни системи централног грејања су топлоту генерисали сагоревањем угља. Овакав један систем је био праћен великом енергетском и ексергетском неефикасношћу, углавном због немогућности регулације самог система, а поготову код малих система. Нешто касније долази масовније употребе природног гаса у системима грејања што је довело и до промене правца развоја грејних тела. Сада је већ било могуће прећи са режима грејног флуида 90/70°C на ниже режиме грејног флуида. Нижи режими грејног флуида утичу на повећавање површине радијатора. Све је ово полако водило ка примени површинских система грејања, који су стрпљиво чекали своју шансу. Њихова шанса се огледала

управо у могућности рада са нижим режимима грејног флуида, као и у равномернијој расподели температуре услед веће површине за одавање топлоте.

Данас у Србији, у стамбеном сектору се све више користе ниско-температурски панелни системи грејања. Разлог томе је што су цене инсталација панелног грејања у опадању. Међутим, цена ниско-температурских генератора топлоте је и даље висока. Из овог разлога, у Србији се данас све више одлучују на повезивање ниско-температурских панелних система са котловима на гас или електро енергију што за последицу има низак степен ексергетске ефикасности. Са друге стране, различити типови панелног грејања се данас примењују, подно и зидно у највећој мери док се плафонско грејање користи веома ретко. Постоје бројне полемике како у научним круговима тако и на комерцијалном нивоу, која врста система је најповољнија. Данас је у Србији најзаступљеније подно грејање, вероватно јер се са овом врстом панелног грејања најраније почело са применом. Међутим, као последица ниске вредности топлотног флукса, подно грејање захтева добру изолованост објекта (врло често са потрошњом испод 40 W/m^2). Такође, превисоке температуре површине пода утичу на осећај угодности, а мора се водити рачуна и о заузетости површине пода која садржи подне панеле. Сви ови недостаци покушавани су да се реше зидним грејањем. Односно, зидно грејање може имати већу температуру површине јер није у директном контакту са човеком, што омогућава већи топлотни флуks. Са друге стране поставља се питање ефикасности јер је температура спољне средине знатно веће него код подних панела. Трећи подсистем панелног грејања, плафонско грејање, се веома ретко користи. Његова примена је обично у просторијама где је велика заузетост површине пода и где се користи површинско хлађење. Суштински гледано сваки од поменутих панелних система има своје предности и мане. Већина етикета ових система су практични инжењерски закључци који су се утемељили без детаљних научних студија.

Циљ ове дисертације је да научним приступом међусобно упореди све постојеће панелне системе и да сагледавањем њихових како врлина тако и недостатака унапреди исте, како са енергетског тако и ексергетског аспекта. Енергетски аспект је добро познат и он се заснива да се са што мање уложене енергије добију жељени термички услови. Међутим, код сагледавања енергетског аспекта јако је важно где се постављају границе система. Односно, потрошња енергије панелних система се мора посматрати како са аспекта финалне енергије, тако и са аспекта примарне енергије. Такође, у оквиру ове дисертације разматра се и термин тотална енергија која узима у обзир и уграђену енергију (енг. *embodied energy*) која представља количину утрошене енергије за производњу неког елемента или подсистема у систему панелног грејања. Ексергетска анализа је такође важна анализа која омогућава да се утврди како се може пројектовати термички ефикасан систем или другим речима, она може да открије неизбежну топлотну неефикасност система. Поред енергетског и ексергетског аспекта вођено је рачуна и о еколошком и економском аспекту. Односно, урађена је и анализа емисије угљендиоксида панелних система као и цена уградње панелних система.

2. ПРЕГЛЕД ЛИТЕРАТУРЕ

Човек је изложен непрестаној размени топлоте са околином. Човек унутар свог тела ствара топлоту, а зрачењем и испаравањем одаје исту. Одавање топлоте је веће са већом температурском разликом између површине тела и околине. Добра уједначеност температуре у просторијама условљава да је ово одавање топлоте веома умерено. То се боље постиже уколико су грејне површине веће и добро распоређене.

Панелно (површинско) грејање, спада у групу ниско-температурских грејања, које највећи део своје топлоте одаје зрачењем. Панелно грејање се углавном дели према месту уградње на: подно, зидно и плафонско грејање. Главна карактеристика панелног грејања је што све околне површине имају вишу температуру од околног ваздуха, па нема појаве хладних површина које значајно утичу на термичку удобност. Са аспекта преноса топлоте, ниско-температурски панелни системи су веома комплексни, јер они укључују различите механизме преноса топлоте: провођење топлоте кроз зид, конвекцију топлоте са зида на околину и зрачење топлоте између панела и околних површина.

Велики број студија је посвећен развоју нових модела за прорачун преноса топлоте код панелних система. Постоји неколико аналитичких студија топлотних карактеристика панелних система. Најранији модел који су развили *Kollmar* и *Liese* [1] је показао да је највеће одавање топлоте код подних панела са горње површине. *Zhang* и *Pate* [2] су развили дво-димензионални метод коначних елемената код плафонског панела у систему ниско-температурског грејања. *Kilkis* и сарадници [3] су развили такозвани стационарни композитни модел за моделовање панелног система за грејање и хлађење. *Maloney* и сарадници [4] су развили модел панелних система, који је интегрисан у програм *BLAST* (енг. *Building Loads Analysis and System Thermodynamics*). *Strand* и *Pedersen* [5] су користили модел преноса топлоте кондукцијом и развили модел за панелно грејање и хлађење унутар програма *EnergyPlus*. *Mirieli* и сарадници [6] су користили програм *TRNSYS* (енг. *Transient System Simulation Tool*) за моделовање плафонског грејања и хлађења. *Laouadi* [7] је развио дво-димензионални модел за предикцију панелних система који је намењен за интеграцију у софтвер за енергетске симулације, а коришћењем приступа нумеричког моделирања извршена је валидација модела. У поређењу са претходним истраживањима, заснованим на једно-димензионим нумеричким моделима, овај рад пружа боље предвиђање температуре између малтера и цеви, што доводи до прецизнијег израчунавања осталих потребних параметара (термичку удобност, капацитет котла, контролу грејања, минималну и максималну температуру површине пода). *Koschenz* и *Lehmann* [8] су представили аналитичко решење панела са уграђеном цевном змијом. *Lu* и *Tervola* [9] су дали нови аналитички приступ провођењу топлоте кроз композитну плочу подложну периодичним температурским променама. *Weber* и *Johannesson* [10] су користили поједностављену звезда и троугао мрежу за описивање преноса топлоте унутар термички активних грађевинских конструкција. *Tye-Gingras* и *Gosselin* [11] су развили нови нумерички метод за процену потрошње енергије и термичке удобности плафонског и зидног грејања. Користећи дво-димензионални CFD модел и парето методу, они су доказали

важност контроле улазне температуре флуида у панел и за термичку угодност и за потрошњу енергије. *Olesen* [12, 13] је истраживао могућности и ограничења применом подног грејања и размену топлоте подног грејања са амбијенталним ваздухом и омотачем.

Неке студије су посвећене истраживањима карактеристика панелних система унутар зграда односно унутар система КГХ. *Kilkis* [14] је показао да се оптималним радом панелних система повезаних са геотермалном топлотном пумпом побољшава ексергетска ефикасност и однос примарне енергије. *Kosir* и сарадници [15] су применили ниско-температурске панелне системе у комбинацији са локалном аутоматизованом вентилацијом у Љубљанском музеју у Словенији. Коришћење овог решења заједно са системом управљања зграда, енергетска потражња за грејање и хлађење се смањила за 60.5%. *Mazo* и сарадници [16] су представили модел подног панела који садржи РСМ (енг. *phase-change material*) материјал. Систем подног грејања је радио са топлотном пумпом, а валидација модела је извршена коришћењем програма *EnergyPlus*. *Seo* и сарадници [17] су испитивали утицај дрвене облоге у систему подног грејања. Закључили су да пливајући подови имају лошије термичке перформансе у односу на подове који су лепљени. Такође, латентна топлота је већа код дрвених облога него код облога на бази ПВЦ-а. *Fontana* [18] је спровео експериментално испитивање термичких перформанси подног грејања у опремљеним затвореним просторијама. Показано је да присуство намештаја утиче на термичке карактеристике подног грејања. *Yost* и сарадници [19] и *Stetiu* [20] су пронашли да је потрошња оперативне енергије од стране панела за 30% мања него код класичних система за грејање. *Dovjak* и сарадници [21] су показали да је измерена енергија за грејање и хлађење применом панелних система за 11-27% нижа од комбинације конвенционалних система (електричне грејалице и собни климатизери). *Berglund* и *Gagge* [22] су спровели серију експеримента користећи класичну канцеларијску структуру, која је опремљена са четири различита система грејања: панелно грејање, ваздушно грејање, радијаторско грејање и подно грејање. Температура је контролисана преко оперативне температуре. Резултати су показали да је плафонско грејање најефикасније, али најмање пожељно са аспекта топлотне угодности. Подно грејање троши више енергије, али је боље оцењено са аспекта топлотне угодности. Такође, треба имати у виду да је плафонско грејање било боље изоловано него други анализирани системи. *Miriel* и сарадници [23] су помоћу експерименталне и симулационе студије на згради у Француској доказали да се добро изоловани плафонски панели могу користити и за грејање зими и за хлађење лети. Међутим, њихова снага је ограничена и мора се водити рачуна да топлотно оптерећење зграда буде ниско. *Hasan* и сарадници [24] су истраживали могућност примене подног грејања у комбинацији са радијаторима.

Из претходно наведене литературе може се закључити да се панелни системи грејања, због свог механизма преноса топлоте, могу сврстати међу најефикасније уређаја за одавање топлоте. Такође, термичка угодност коју они обезбеђују је и више него задовољавајућа. Међутим, поставља се питање који панелни системи су најефикаснији, како са аспекта енергије и ексергије тако и са аспекта екологије и

економије примене. Такође, у наставку дисертације увешће се и један нови панелни систем назван „подно-плафонско“ грејање. То је систем који ће се понашати као плафонско грејање за доњу етажу и истовремено као подно грејање за горњу етажу. Први део дисертације је посвећен нумеричким истраживањима и суштина дисертације се заснива на њима. У наставку је дата експериментална анализа панелних система у циљу верификације претходно спроведених нумеричких истраживања.

У поглављу 1 (*Увод*) су приказана уводна разматрања проблема панелних система грејања.

Поглавље 2 (*Преглед литературе*) садржи преглед релевантних научних радова. Анализирани су теоријски и експериментални резултати досадашњих истраживања.

У трећем поглављу (*Алати нумеричке анализе*) извршен је кратак преглед програма коришћених у оквиру нумеричких истраживања. Коришћени су програми *EnergyPlus*, *GoogleSketchUp*, *OpenStudio* и *GentOpt*. Нумеричка истраживања су спроведена уз помоћ програма *EnergyPlus* који је проверен (валидиран) и као такав добро познат научној јавности. Креирање модела је урађено у оквиру програма *GoogleSketchUp*, а повезивање креираног модела у програму *EnergyPlus* је урађено коришћењем програма *OpenStudio*. Део нумеричких истраживања се заснивало на оптимизацији, која је урађена коришћењем методе *HukeandJeeves*, а помоћу програма *GentOpt*.

У четвртном поглављу (*Развијени математички модел панелног грејања у програму EnergyPlus*) приказан је развијени математички модел панелног грејања који се користио у нумеричким истраживањима, а кроз програм *EnergyPlus*. Математички модел је приказан у циљу разумевања спроведене нумеричке анализе и принципа термичког понашања панелних система у оквиру програма *EnergyPlus*.

У петом поглављу (*Модел анализираних куће и система грејања*) приказани су архитектонски параметри анализираних куће. Такође, приказани су и коришћени системи грејања, коришћени панелни системи и системи генерисања топлоте.

У шестом поглављу (*Анализирани параметри поређења*) приказани су анализирани параметри поређења, односно параметри за оцену система у енергетском, ексергетском, еколошком и економском смислу.

У седмом поглављу (*Нумеричка истраживања*) приказана су спроведена нумеричка истраживања, односно извршено је поређење кроз аспекте наведене у шестом поглављу. Прво спроведено истраживање на тему поређења карактеристика панелних система приказано је у поглављу 7.1. Ово истраживање је дефинисало нови концепт панелног грејања назван „подно-плафонско“ грејање и утемељило пут дисертације. У поглављу 7.2 извршена је анализа генератора топлоте код панелних система грејања. Спроведена анализа је довела и до одређивања граничних вредности коефицијената трансформације примарне енергије након којих геотермалне топлотне пумпе постају ефикасније са аспекта потрошње примарне енергије. У поглављу 7.3 спроведено је истраживање на тему оптимизације дебљина термизолација и код самих панела и на грађевинским склоповима код кућа које користе панелне системе грејања. У поглављу 7.4 приказана је анализа ексергије и то на нивоу утрошене и уништене ексергије и ексергетске ефикасности.

У осмом поглављу (*Експериментална истраживања*) приказана је спроведена експериментална процедура. Спроведена је са намером верификације нумеричких истраживања. Такође, спроведена је и анализа топлотног флукса кроз панелне системе грејања.

У деветом поглављу (*Верификација експерименталног модела помоћу програма EnergyPlus*) извршена је верификација експерименталног истраживања кроз програм EnergyPlus. Односно, експериментални модел је симулиран кроз програм *EnergyPlus* и резултати су упоређени са експериментално добијеним.

У десетом поглављу (*Математички модел експерименталног подно-плафонског панела*) приказан је математички модел подно-плафонског панела, који је развијен у оквиру ове дисертације.

У једанаестом поглављу (*Закључак*) приказана су закључна разматрања.

У дванаестом поглављу (*Литература*) дат је приказ библиографских података коришћених у овом раду.

У последњим поглављу (*Додатак*) дат је код за креирање временског фајла као и шема математичког модела у *Simulink*-у.

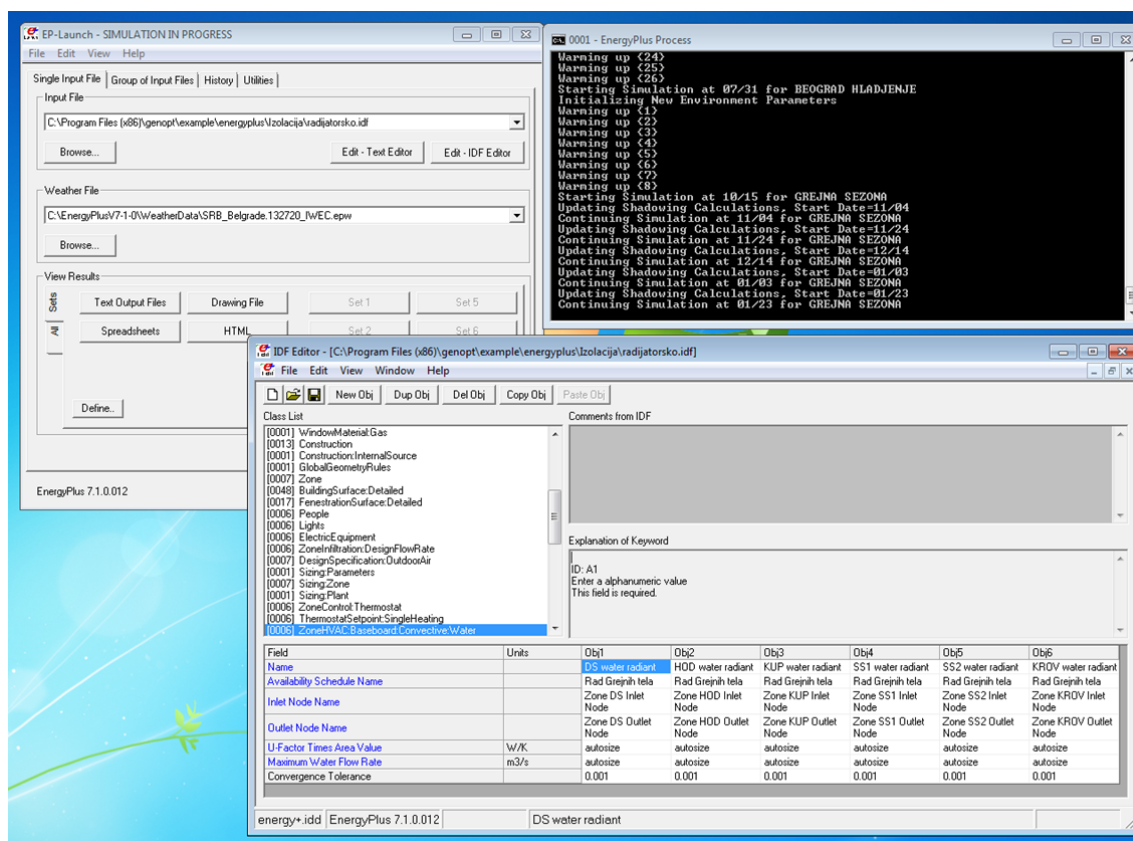
3. АЛАТИ НУМЕРИЧКЕ АНАЛИЗЕ

3.1 Коришћени програми

3.1.1 Програм за моделирање и динамичку симулацију енергетског понашања зграда – *EnergyPlus*

EnergyPlus има корене у претходно развијаним програмима *BLAST* и *DOE-2*. *BLAST* и *DOE-2* су развијани седамдесетих и осамдесетих година као алати за симулацију енергетског понашања зграда.

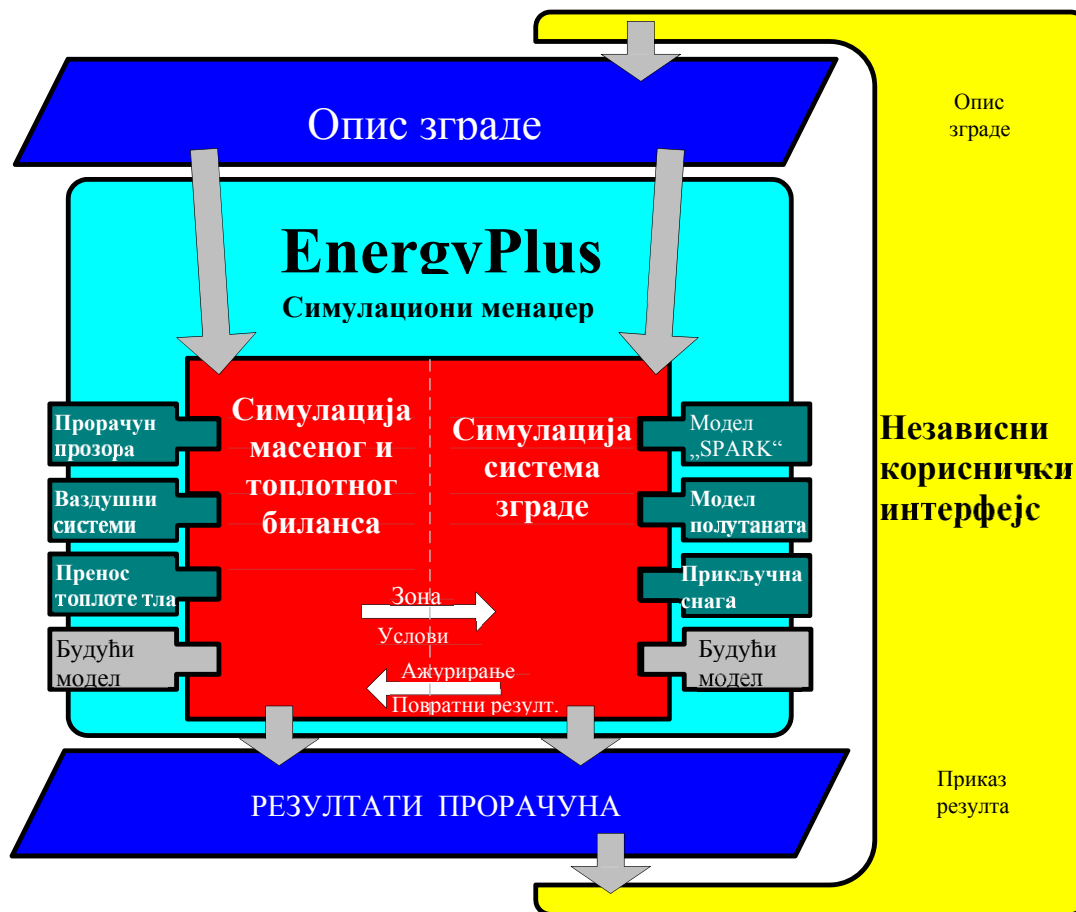
Као и његови претходни програми, *EnergyPlus* је програм помоћу кога се могу обављати енергетске анализе и симулације топлотног оптерећења. *EnergyPlus* је потпуно нов програм који се састоји из низа модуларних кодова записаних у Фортрану 90. То је пре свега симулациони програм са могућношћу динамичке симулације енергетско-еколошког понашања зграда. На слици 3.1 приказано је радно окружење програма *EnergyPlus*.



Слика 3.1 Радно окружење програма *EnergyPlus*

На слици 3.2 приказана је организациона структура програма *EnergyPlus*. *EnergyPlus* се састоји од три основне компоненте: симулациони менаџер, симулациони модул топлотног и масеног биланса и симулациони модул система зграде. Симулациони менаџер контролише цео симулациони процес. Прорачун топлотног

биланса се заснива на „IBLAST“ („BLAST“ верзија са интегрисаним КГХ системима и симулацијом оптерећења зграде). *EnergyPlus* управља комуникацијом између генератора топлотног биланса и различитих петљи КГХ система и модула као што су: котлови, чилери, пумпе вентилатори и остала опрема и компоненте.

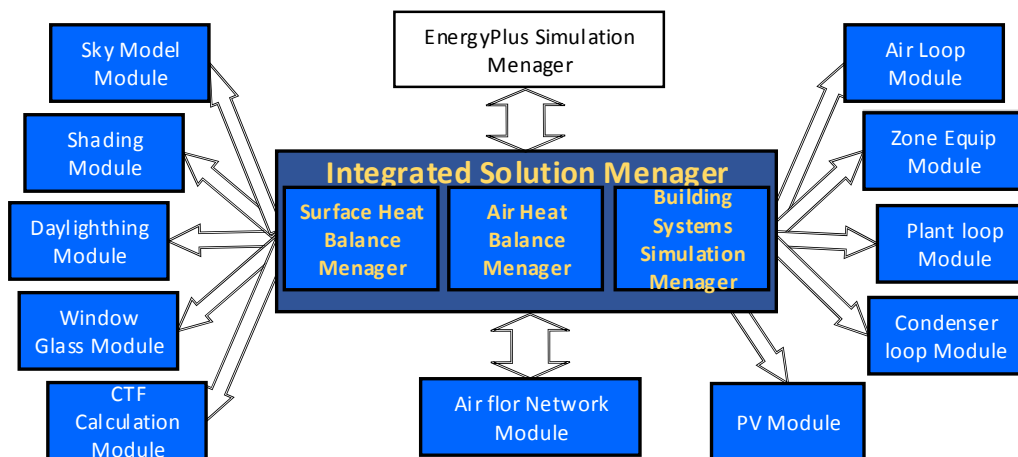


Слика 3.2 Организациона структура програма *EnergyPlus*

Слика 3.3 приказује структуру интегрисаног менаџера програма *EnergyPlus*, који управља топлотним билансом површина и топлотним билансом ваздуха и делује као посредник између топлотног биланса и симулационог менаџера система зграде. Модул топлотног биланса површине симулира: унутрашњи и спољашњи топлотни биланс, међусобну повезаност топлотних биланса и граничних услова и кондукцију, конвекцију, зрачење и ефекат масеног протока (водене паре). Модул за масени биланс ваздуха ради са различитим масеним токовима попут вентилационог ваздуха, отпадног ваздуха, инфилтрације и чини топлотну масу ваздуха унутар зона и процењује директне конвективне добитке топлоте.

Поред основних модула топлотног и масеног биланса, који се налазе унутар „IBLAST“ модула, унутар *EnergyPlus*-а креирана су три додатна модула: дневно осветљење, модул транспарентних површина (prozora) и модул утицаја неба. Модул дневног светла рачуна унутрашње дневно осветљење, одсјај од прозора, контролу нивоа осветљености као и редуцију осветљености. Модул транспарентних површина

укључује могућност угаоне зависности преноса и апсорпције сунчевог зрачења и температурске зависности од коефицијента пролаза топлоте. Корисници могу унети слој по слој прозора или изабрати типски прозор из библиотеке података. Модул неба укључује неизентропно зрачење и дистрибуцију осветљења засновану на емпиријским моделима и функцији положаја сунца и ниво облачности.



Слика 3.3 Структура интегрисаног менаџера програма *EnergyPlus*[25]

Након што менаџер биланса топлоте заврши симулацију за задати временски корак, она позива симулациони менаџер система зграда који контролише симулацију КГХ, електричних система, опреме и уређаја и ажурира радне услове у зони.

Критички део развоја *EnergyPlus*-а је било континуирано тестирање помоћу неколико истовремених путева. Примарни нагласак је био на упоредном и аналитичком тестирању. Упоредно тестирање алгоритама основних оптерећења је урађен коришћењем серије тестова заснованих на *ASHRAE* стандардима. Досадашња тестирања су показала да *EnergyPlus* даје резултате у доброј сагласности са осталим симулационим програмима [25]. Тестирање је наравно настављено током развоја *EnergyPlus*-а, а резултати и методологија су доступни корисницима као део документације сваке од верзија програма *EnergyPlus*.

Такође, *EnergyPlus* користи временске податке за дефинисану локацију. Подаци о времену су доступни за више од 2.000 локација у формату који може читати *EnergyPlus* [26]. *EnergyPlus* користи податке о времену за симулације и анализе коришћења енергије у згради.

3.1.2 *GenOpt*

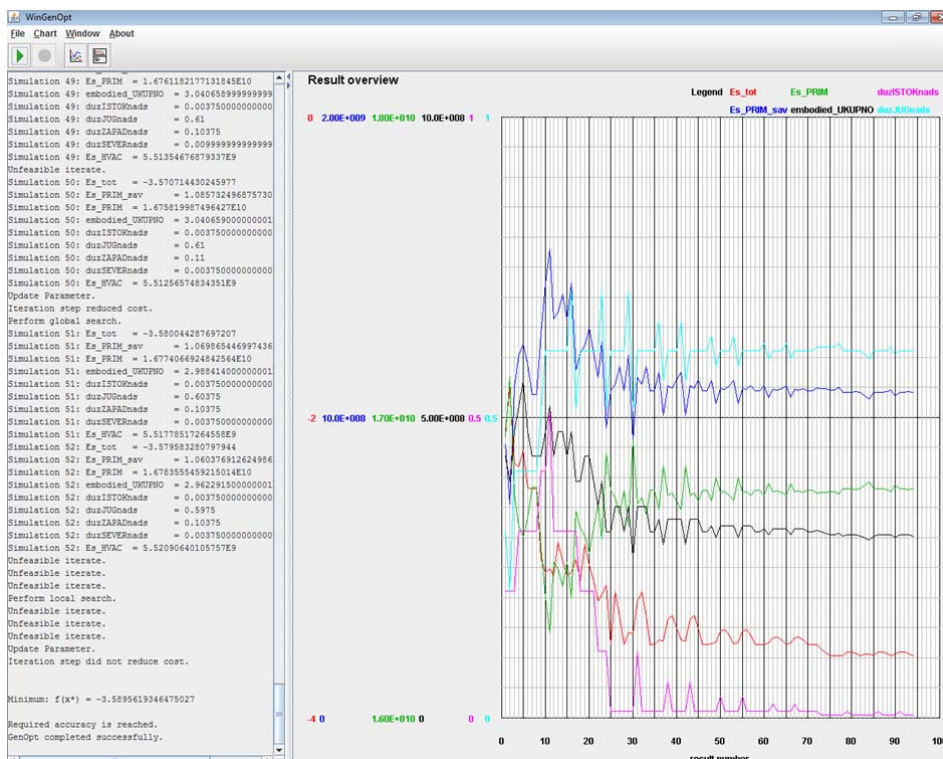
GenOpt је оптимизациони софтвер који се користи за минимизацију функције трошкова, која је креирана од стране неког симулационог софтвера. *GenOpt* је развијен за оптимизационе проблеме где је рачунање функције трошкова комплексно и њени излази нису доступни или чак и не постоје. *GenOpt* може бити повезан са симулационим програмом који чита улазе из текстуалних записа и записује излазе такође као текстуални фајл. Независне променљиве могу да буду непрекидне

променљиве (између доње и горње границе), дискретне променљиве или обоје. Ограничења на зависне променљиве може се реализовати помоћу граничне функције. Такође, *GenOpt* користи паралелно процесирање.

GenOpt има библиотеку са локалним и глобалним једно-димензионим и више-димензионим оптимизационим алгоритмима. Алгоритамски интерфејс омогућава додавање нових минимизационих алгоритама без познавања детаља о структури софтвера.

GenOpt је написан у програму *Java*, тако да је платформа независна. Независност платформе и општи интерфејс чине *GenOpt* применљивим за широк опсег оптимизационих проблема.

GenOpt није дизајниран за линеарне проблеме програмирања, квадратне проблеме програмирања и проблеме у којима је градијент функције трошкова доступан. За такве проблеме, као и за друге проблеме, постоје посебно прилагођени софтвери који су ефикаснији. На слици 3.4 приказано је радно окружење програма *GenOpt*.

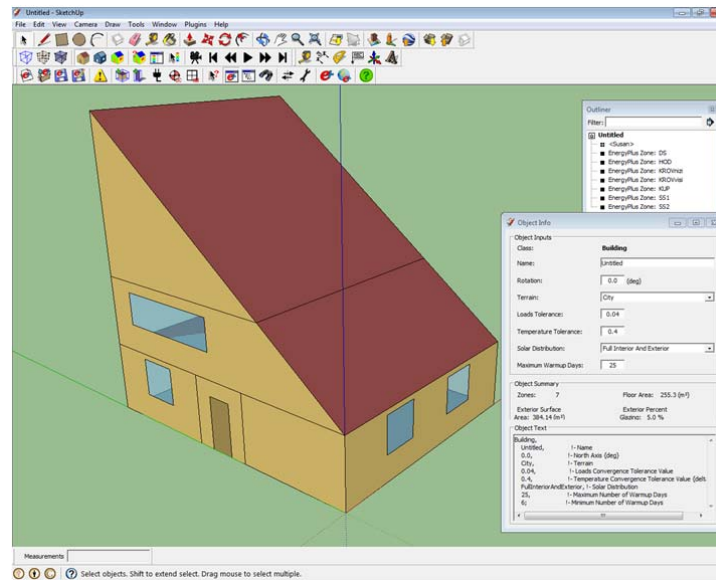


Слика 3.4 Приказ тока оптимизације у *GenOpt* платформи

3.1.3 *GoogleSketchUp*

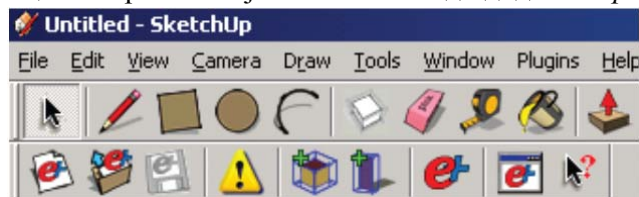
GoogleSketchUp је програм за 3Д моделирање који је намењен у области архитектуре, дизајна ентеријера, грађевинског инжењерства, машинског инжењерства, филма и дизајна видео игрица. Развијен је од стране компаније „*Last Software Boulder, Colorado*“. Појавио се у августу 2000. године. Програм је једноставан за коришћење. Доступан је као „open-source“ (отворен-код). Програм обухвата цртање функционалних

распореда, омогућава површински приказ у различитим стиливима, подржава корисничке програмске додатке као и постављање модела у *GoogleEarth* апликацији.



Слика 3.5 Радно окружење програма *GoogleSketchUp*

Такође, уз програм *GoogleSketchUp* инсталира се додатак *OpenStudio* који омогућава повезивање са програмом *EnergyPlus*. Односно, *OpenStudio* омогућава 3Д дизајнирање зграда унутар *GoogleSketchUp*-а које се могу снимити као улазни фајл *EnergyPlus*-а. На слици 3.6 приказана је палета команди додатка *OpenStudio*.



Слика 3.6 Палета команди додатка *OpenStudio*

4. РАЗВИЈЕНИ МАТЕМАТИЧКИ МОДЕЛ ПАНЕЛНОГ ГРЕЈАЊА У ПРОГРАМУ *ENERGYPLUS*

У овом поглављу ће бити приказан математички модел панелног грејања који користи програм *EnergyPlus*. Математички модел који се користи у програму *EnergyPlus* је развијан дуги низ година и верзија која је уграђена у сам програм је развијена у дисертацији *Strand-a* [27].

4.1 Једнодимензиони пренос топлоте кроз вишеслојну плочу

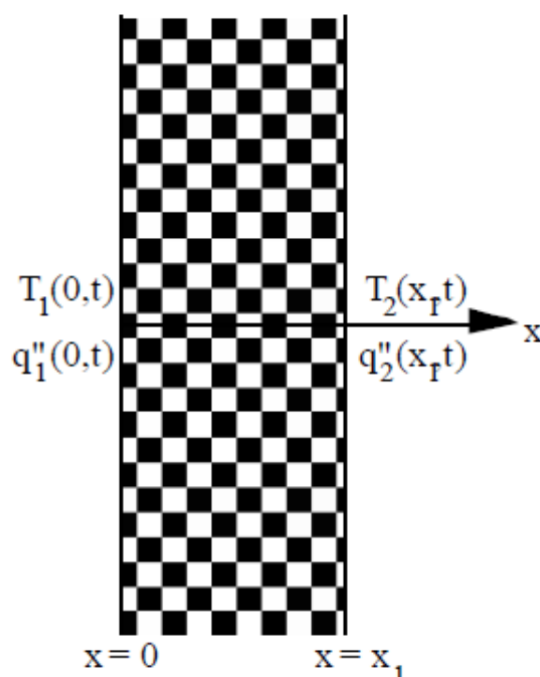
Један од најважнијих облика преноса топлоте је провођење кондукцијом кроз елемент зграде као што је под, зид, плафон и кров. Једнодимензионо провођење топлоте кроз хомогени слој са константним термичким особинама као што је приказано на слици 4.1 дефинише се следећом једначином:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (4.1)$$

где је T температура као функција положаја и времена, x положај, t време, α топлотна дифузивност слоја материјала $\alpha = \lambda / (\rho c_p)$, λ топлотна проводљивост, ρ густина, c_p специфична топлота.

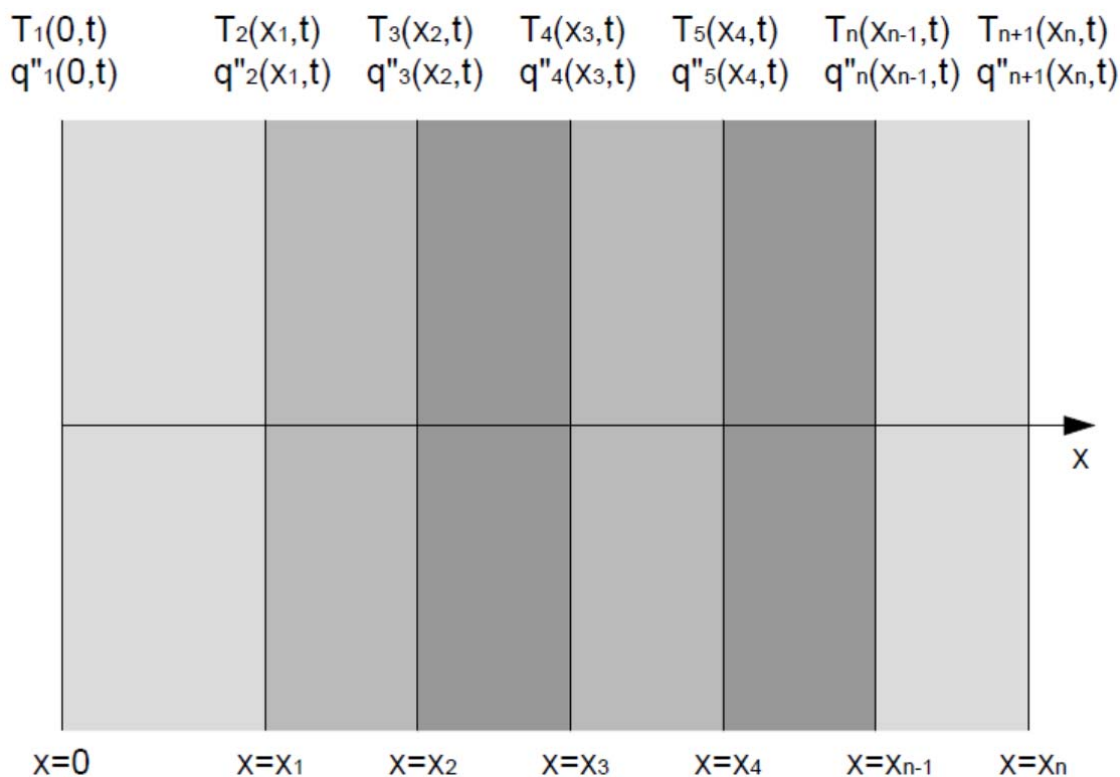
Ова једначина је обично у комбинацији са Фуријеовим законом провођења који се односи на топлотни флукс у било којој позицији и времену и температуре:

$$q''(x, t) = -\lambda \frac{\partial T(x, t)}{\partial x} \quad (4.2)$$



Слика 4.1 Једнослојни елемент зграде

Док аналитичка решења постоје за један хомогени слој на слици 4.1, решење постаје исувише сложено за вишеслојну плочу приказану на слици 4.2.



Слика 4.2 Вишеслојни елемент зграде

4.2 Функција провођења топлоте CTF (енг. „conduction transfer function“)

Једначине (4.1) и (4.2) се могу решити нумерички на више начина. Један од начина је коришћење метода коначних елемената и коначних разлика. Међутим, свака од ових метода има недостатака, који их чине неприкладним за употребу у оквиру програма за анализу енергије који захтевају и прецизност и ефикасност симулације.

Други могући метод моделовања је решење временских серија (енг. “time series solution”). Неколико програма за детаљну енергетску анализу као што су BLAST и IBLAST такође користе серијска решења током времена за одређивање провођења топлоте. Најосновнија једначина за серијско решавање у времену која повезује топлотни флуks на једној површини елемента са бесконачним низом историја температура на обе стране је:

$$q''_{i,t} = \sum_{m=1}^{\infty} X_m T_{i,t-m+1} - \sum_{m=1}^{\infty} Y_m T_{o,t-m+1} \quad (4.3)$$

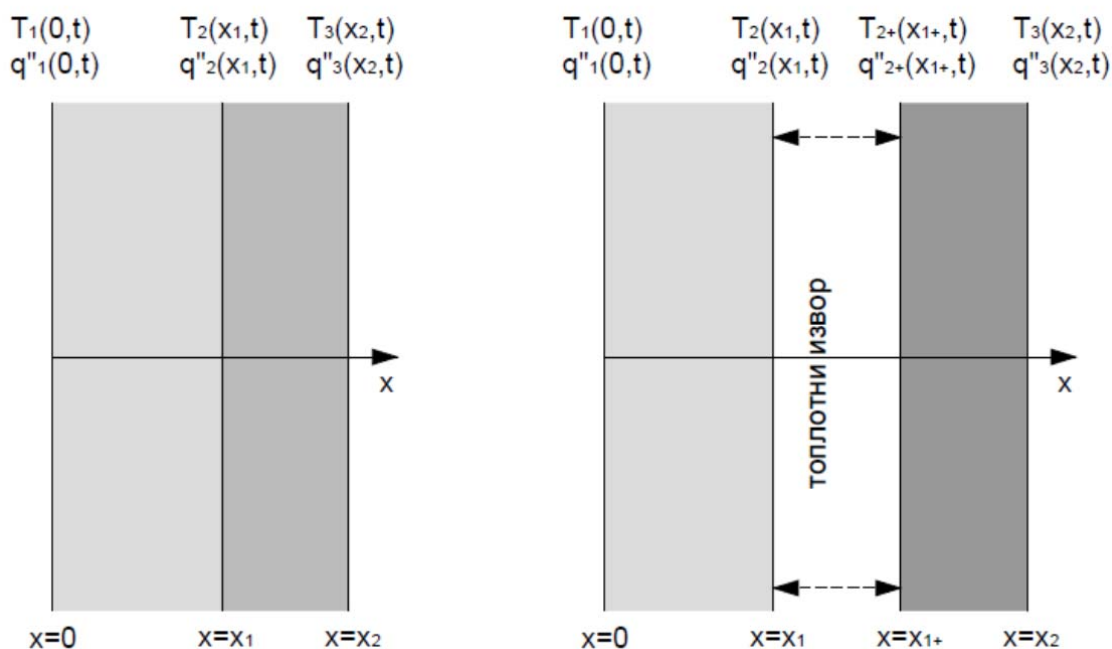
где је q'' топлотни флуks, T је температура, i означава унутрашњост елемента зграде, o означава спољашњост елемента зграде, и t представља текући временски корак.

Основни облик решења функције провођења топлоте је приказан испод:

$$q''_{i,t} = \sum_{m=1}^M X_m T_{i,t-m+1} - \sum_{m=1}^M Y_m T_{o,t-m+1} + \sum_{m=1}^k F_m q''_{i,t-m} \quad (4.4)$$

где је k редослед функције провођења топлоте, M коначан број дефинисан редоследом функције провођења и X, Y, F су функције провођења. Ова једначина показује да је топлотни флуks на унутрашњој површини било ког елемента зграде за који важи претпоставка о једнодимензионом провођењу топлоте линеарно повезан са тренутном или неком од претходних температура, како на унутрашњој тако и на спољашњој површини, као и да је повезана са неким од претходних топлотних флуksева на унутрашњој површини. Слична једначина важи и за топлотни флуks на спољашњој површини. Коначно, предност STF-а је у томе што се помоћу једне релативно просте једначине провођење топлоте кроз било који елемент може израчунати. Такође, коефицијенти у једначини су константе које се требају решити само једанпут. Формулација важи за сваку врсту површине.

Израчунавање једначина провођења топлоте STF је могуће на два начина: методом Лапласове трансформације и метода простора стања (енг. „*State Space Methods*“). Помоћу ове две методе дефинисане су једначина за провођење топлоте кроз било који елемент конструкције и записане у матричном облику [27]. Међутим, функција преноса топлоте провођењем у горе наведеној анализи није укључивала топлотни извор унутар конструкције.



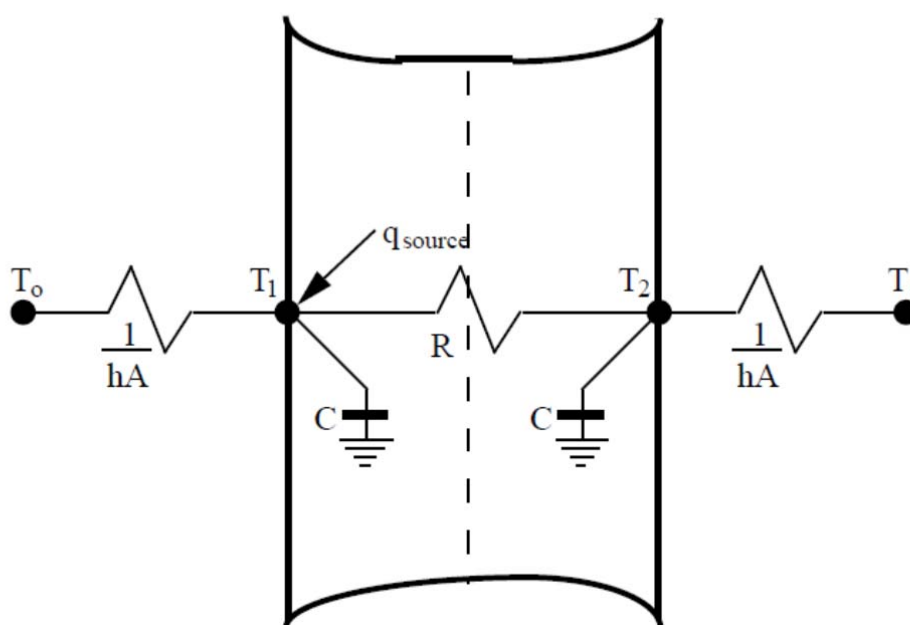
Слика 4.3 Пример двослојног зида
(а) без топлотног извора и (б) са топлотним извором

Тако да се укључивањем извора топлоте, добија СТФ у матричном облику:

$$\begin{bmatrix} q_1(s) \\ q_{n+1}(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{D(s)}{B(s)} & \frac{-1}{B(s)} \\ \frac{1}{B(s)} & \frac{-A(s)}{B(s)} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_1(s) \\ T_{n+1}(s) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{\bar{b}(s)}{B(s)} \\ \frac{b(s)}{B(s)} \end{bmatrix} [q_{izv}(s)] \quad (4.5)$$

Са друге стране, на основу слике 4.4, методом простора стања се може поставити иста релација и то у облику:

$$\begin{bmatrix} \ddot{q}_i \\ \ddot{q}_o \end{bmatrix} = [C] \begin{bmatrix} T_1 \\ \vdots \\ T_n \end{bmatrix} + [D] \begin{bmatrix} T_{o,p} \\ T_{i,p} \\ q_{izv} \end{bmatrix} \quad (4.6)$$



Слика 4.4 Пример једнослојног зида са топлотним извором

4.3 *Моделовање везе између топлотног биланса и КГХ система.*

Панелни систем је сам по себи размењивач топлоте са стационарним флуидом, са претпоставком да је једна температура на једној страни, а температуре воде на другој страни. Страна стационарног флуида се односи на однос топлотног биланса и мора бити интегрисана са топлотним билансом површина. Страна воденог круга је део симулације примарног постројења. Формулација измењивача топлоте спаја две стране као што ће у наставку бити наведено.

Као што је претходно показано, формулација стандардне функције преноса топлоте провођењем кроз површину може се прилагодити укључивањем ефекта унутрашњег топлотног извора/понора. Ово доводи до следеће једначине која је коришћена за биланс топлоте унутрашњих површина:

$$q_{i,t}'' = \sum_{m=1}^M X_m T_{i,t-m+1} - \sum_{m=1}^M Y_m T_{o,t-m+1} + \sum_{m=1}^k F_m q_{i,t-m}'' + \sum_{m=1}^M W_m q_{izv,t-m+1} \quad (4.7)$$

Слична једначина може бити успостављена за биланс топлоте спољних површина:

$$q_{o,t}'' = \sum_{m=1}^M Y_m T_{i,t-m+1} - \sum_{m=1}^M Z_m T_{o,t-m+1} + \sum_{m=1}^k F_m q_{o,t-m}'' + \sum_{m=1}^M V_m q_{izv,t-m+1} \quad (4.8)$$

Поред тога сличном једначином може се дефинисати температура на месту извора/понора:

$$T_{s,t} = \sum_{m=1}^M x_m T_{i,t-m+1} - \sum_{m=1}^M y_m T_{o,t-m+1} + \sum_{m=1}^k f_m T_{s,t-m} + \sum_{m=1}^M w_m q_{izv,t-m+1} \quad (4.9)$$

У овом низу једначина X , x , Y , y , Z , z , F и f су коефицијенти функције провођења кондукцијом (CTF) који су израчунати на почетку симулације за сваку јединствену површину конструкције. Величине V , W , и w означавају коефицијенте функције преноса топлотног извора, који омогућавају процену одзива елемента зграде на уграђени топлотни извор или понор. Коефицијенти, температуре и протоци у времену “ t ” су за садашње временске тренутке, док чланови при осталим временима су прошли чланови, односно вредности из претходних временских корака који су познати као резултати симулације.

Једначине (4.7) до (4.9) служе као полазна тачка за решавање стварног топлотног биланса. Међутим, само ове једначине не пружају довољне информације за дефинисање шта се дешава у панелним системима у датом временском тренутку.

Термин топлотног извора/понора није директно познат за панелни извор, јер се претходно односи на улазну температуру воде, проток воде и температуру површине панела. Стварна пренесена топлота између елемента зграде и воденог круга је зависила од температуре елемента зграде на месту извора као и од улазне и излазне температуре воде. У моделу је претпостављено да је улазна температура у панел (дефинисана од стране корисничких „распореда“ и/или од регулације и симулације примарне опреме) и масеног протока (дефинисаног контролним алгоритмом и/или корисничким улазима) су познати, а преостали параметри морају бити израчунати. Међутим, једначине топлотног биланса захтевају познавање пренесене топлоте са воденог круга на елемент зграде у циљу израчунавања пренесене топлоте са елемента зграде на окружење зграде.

Иако се системи дефинисани овим моделом донекле разликују, постоји иста карактеристична веза између променљивих у систему. За сврху моделирања, цео систем вода/плоча може да се посматра као топлотни размењивач. Као методологија за прорачун измењивача топлоте користиће се метода броја трансфер јединица NTU -ефективност (енг. *Number Transfer Units*).

Неколико претпоставки ће бити укључене у анализу измењивача топлоте. Претпоставља се да грађевински елемент који садржи водени круг је стационаран и да је његова температура дуж цеви константна. Други део ове претпоставке произилази из претпоставке направљене у оба извођења код једно и више димензионе функције преноса топлоте. У сваком случају, извор је додат једном чвору који је карактерисан једном температуром. Ради доследности, ова се претпоставка мора поново бити у анализи измењивача топлоте. Друга претпоставка модела је да је флуид у цеви вода. Поред тога, претпостављено је да термичка својства воде дуж цеви не варирају значајно. Коначно, температура на унутрашњој површини цеви се претпоставља да је иста као и температура на месту извора. Другим речима, претпоставља се да сама водена цев нема значајнијих утицаја на процес преноса топлоте који је моделован.

Користећи ове претпоставке и алгоритам за NTU -ефективност измењивача топлоте, могу се дефинисати неколико једначина које успостављају односе између извора топлоте и температура воде.

Прво, топлотни биланс воденог круга је:

$$q = (\dot{m}c_p)_v (T_{v,i} - T_{v,o}) \quad (4.10)$$

где је: q енергија пренесена између воденог круга и елемента зграде, \dot{m} масени проток воде, c_p специфична топлота воде, $T_{v,i}$ улазна температура воде и $T_{v,o}$ излазна температура воде.

Максимална могућа количина пренесене топлоте према Другом закону термодинамике гласи:

$$q_{max} = (\dot{m}c_p)_v (T_{v,i} - T_s) \quad (4.11)$$

где је q_{max} максимална могућа количина пренесене енергије и T_s температура на месту извора.

Ефикасност измењивача топлоте ε , је дефинисан као однос стварно пренесене енергије и максимално могуће:

$$\varepsilon \equiv \frac{q}{q_{max}} \quad (4.12)$$

За измењивач топлоте где је један флуид стационаран, ефикасност се може повезати са NTU (броја трансфер јединица) помоћу следеће једначине:

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU} \quad (4.13)$$

где је NTU дефинисан помоћу:

$$NTU \equiv \frac{UA}{(\dot{m}c_p)_v} \quad (4.14)$$

Пошто је претпостављено да водене цеви немају утицај на процес преноса топлоте, једини појам присутан у укупном коефицијенту преноса топлоте UA је појам конвекције. Тако да је једначина за UA :

$$UA = \alpha(\pi DL) \quad (4.15)$$

где је α коефицијент конвекције, D унутрашњи пречник цеви и L укупна дужина цеви.

Коефицијент конвекције се може добити из корелација унутрашњег протока који се односи на *Nusselt*-ов бездимензиони број према други својствима флуида. За ламинарни проток у цеви са константном температуром површине, Нуселтов број се може дефинисати помоћу:

$$Nu_D = \frac{\alpha D}{\lambda} \quad (4.16)$$

где је λ топлотно проводљивост воде.

За турбулентни унутрашњи проток, може се користити Colburn-ова једначина за дефинисање *Nusselt*-овог броја:

$$Nu_D = \frac{\alpha D}{\lambda} = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \quad (4.17)$$

где је Pr *Prandtl*-ов број за воду и Re_D *Reynolds*-ов број који се може дефинисати помоћу:

$$Re_D = \frac{4\dot{m}}{\pi \mu D} \quad (4.18)$$

где је μ је апсолутна вискозност воде. За унутрашњи проток у цеви, претпостављено је да је проток турбулентан $Re_D \geq 2300$.

Познавајући услове протока могуће је решавање једначина (4.12-4.18). Ово фиксира вредност ϵ која се може користити у међусобним релацијама једначина (4.10) и (4.11). Регулација и постројење дефинишу масени проток воде и улазну температуру, остављајући две једначина (4.10) и (4.11) са три непознате. Трећа једначина која се може користити заједно са једначинама (4.10) и (4.11) је једначина (4.9) која је STF/QTF једначина за температуру на месту извора. Међутим, она има две додатне непознате – температуре спољашње и унутрашње површине. То захтева додатну модификацију једначине (4.7) и (4.8) којима се додају још две једначине без увођења даљих непознатих.

Једначина (4.19) је стандардна функција провођења топлоте унутрашње површине елемента зграде са уграђеним топлотним извором/понором. У стварном симулационом програму, површински флуks са леве стране једначине је замењен са топлотним билансом површине:

топлотни биланс површине (4.19)

$$\begin{aligned}
 &= \sum_{m=1}^M X_m T_{i,t-m+1} - \sum_{m=1}^M Y_m T_{o,t-m+1} - \sum_{m=1}^k F_m q_{i,t-m}'' \\
 &+ \sum_{m=1}^M W_m q_{izv,t-m+1}
 \end{aligned}$$

Топлотни биланс површине укључује соларно зрачење, топлотно зрачење од унутрашњих уређаја попут осветљења или електричних уређаја, зрачење између површина и конвекцију на околни ваздух. Слична једначина може бити изведена из једначине (4.8) за топлотни биланс спољне површине и укључује топлотне утицаје као што је соларно зрачење, конвекција на спољни ваздух, размену дуго-таласног зрачења са спољном средином и сл. Треба напоменути да топлотни биланс унутрашњег зрачења зависи од стања других површина унутар простора. Тако, неопходно је обезбедити итеративно понављање петље за прецизнију процену размене зрачења унутар зграде.

Тако су чланови топлотног биланса на левој страни једначине постављени са једном непознатом величином T_i – температуре унутрашње површине за тренутни временски корак. На десној страни једначине (4.19) већина чланова је већ дефинисана, јер они зависе од познатих вредности из претходних временских корака (температура, флукс и историја извора). Једини чланови који нису дефинисани су температура унутрашње површине ($T_{i,p}$), температура спољашње површине ($T_{o,p}$) и унутрашњи топлотни извор/понор (q_{izv}) у тренутном временском кораку. Слични аргументи се могу направити за преформулисање једначине спољног топлотног биланса и основног облика једначине температуре на месту топлотног извора/понора (4.9). Једини недефинисани чланови су температура унутрашње површине ($T_{i,p}$), температура спољашње површине ($T_{o,p}$) и унутрашњи топлотни извор/понор (q_{izv}) у тренутном временском кораку.

Ситуација се може сажети сакривањем неких од сложености ради извођења једначина, а у циљу решавања система једначина. Три основне једначине за температуре унутрашње и спољашње површине као и на месту топлотног извора/понора могу се свести на облик:

$$T_{i,p} = C_a + C_b T_{o,p} + C_c q'' \quad (4.20)$$

$$T_{o,p} = C_d + C_e T_{i,p} + C_f q'' \quad (4.21)$$

$$T_{izv} = C_g + C_h q'' + C_i T_{i,p} + C_j T_{o,p} \quad (4.22)$$

где је $T_{i,p}$ тренутна температура унутрашње површине, $T_{o,p}$ тренутна температура спољашње површине, T_{izv} тренутна температура панелног система на месту топлотног извора/понора, q'' топлотни флукс са воденог круга панелног система, „ C_a “ су чланови унутрашњег топлотног биланса (соларни чланови, чланови размене дуготаласног зрачења, кондукцијски чланови и сл.), „ C_b “ тренутни STF чланови, „ C_c “ је QTF унутрашњи члан за тренутни топлотни извор/понор, „ C_d “ су чланови спољашњег топлотног биланса (соларни чланови, размена дуготаласног зрачења, кондукцијски чланови и сл.), „ C_e “ је тренутни STF члан, „ C_f “ је QTF спољашњи члан

за тренутни топлотни извор/понор, „Cg“ је сума свих температура и историја извора на месту извора/понора, „Ch“ је QTF члан на месту извора/понора за тренутни топлотни извор/понор, „Ci“ је STF унутрашњи члан за тренутну температуру унутрашње површине, „Cj“ је спољни STF члан за тренутну температуру спољашње површине.

Једначине (4.20) и (4.21) свакако се могу решити уклањањем друге површинске температуре. Затим, замењујући ове нове једначине за $T_{i,p}$ и $T_{o,p}$ као функцију C и q'' у новој једначини за $T_{o,p}$ и поједностављивањем се добија следећа једначина:

(4.23)

$$T_{izv} = C_k + C_1 q''$$

$$C_k = C_g + \frac{C_i(C_a + C_b C_d) + C_j(C_d + C_e C_a)}{1 - C_e C_b} \quad (4.24)$$

$$C_1 = C_h + \frac{C_i(C_e + C_b C_f) + C_j(C_f + C_g C_e)}{1 - C_e C_b} \quad (4.25)$$

Комбиновањем претходних једначина са анализом измењивача топлоте као што је претходно приказано, на крају се долази до следеће једначине за повезивање топлотног флукса плоче са унутрашњом температуром воде и масеним протоком:

$$q'' = \frac{T_{v,i} - C_k}{(C_1/A) + (1/\varepsilon(\dot{m}c_p)_v)} \quad (4.26)$$

који укључује све чланове унутрашњег и спољашњег топлотног биланса (сакривених у коефицијентима C_k и C_1). Једном када је флукс плоче познат, преостали чланови од важности (излазна температура воде, температура унутрашње и спољашње површине и сл.) могу се израчунати коришћењем релативно једноставније једначине (4.26).

Претходно приказано извођење важи и за панелне системе са променљивим протоком где је улазна температура позната. Међутим, због стања воденог круга и присуства рецикулације није увек могуће знати улазну температуру без симулације. За случајеве где су температуре главних петљи и протоци одговарајући, може се претпоставити улазна температура, а затим и одредити потребну рецикулацију после тога. Ипак, када проток или температура у главној петљи нису адекватни да се задовоље потребе локалних петљи дефинисаних системом контроле суочени смо са ситуацијом да један мора да зна улазну температуру у циљу решавања излаза система, али једном је потребан излаз система у циљу решавања улазне температуре. Као резултат тога, модел мора или поновити итерацију коришћењем претпоставки за улазну температуру као полазну тачку или обавити вишу математику да би дошао до улазне температуре као функције карактеристике система.

Применом претходно реченог, изабрано је да се избегне понављање итерације за решавање улазне температуре као што је приказано у наставку.

Осим решавања итерационих проблема, мора се такође рачунати на чињеницу да може бити неколико потенцијалних делова посебних локалних петљи као што је приказано на слици 4.5. Сваки од ових индивидуалних површина може имати

различите излазне температуре. Стога, све површине које су део посебне петље морају бити решене у исто време да би се добило како комбинована излазна температура локалне петље тако и улазна температура засновану на количини потребне рецикулације.

Претходна једначина се комбинује са следећом једначином која важи за индивидуалну површину у садашњој локалној петљи панела:

$$q_j = \dot{m}_j c_p (T_v - T_{v,o,j}) \quad (4.27)$$

где је q_j пренесена топлота на “ j ” површину панелног система, \dot{m} масени проток само за ову површину и $T_{v,o,j}$ излазна температура j -те површине. Комбинујући претходне две једначине добија се:

$$T_{v,i} - T_{v,o,j} = \frac{\varepsilon_j (T_{v,i} - C_{k,j})}{1 + ((\varepsilon_j \dot{m}_j c_p C_{l,j})/A)} \quad (4.28)$$

где су $C_{k,j}$ и $C_{l,j}$ процењене за сваку појединачну површину као што је приказано у једначинама (4.21) и (4.22). Ако за сваку површину панелног система дефинише:

$$C_{m,j} = \frac{\varepsilon_j}{1 + ((\varepsilon_j \dot{m}_j c_p C_{l,j})/A)} \quad (4.29)$$

тада претходне једначине постају нешто мање комплексне:

$$T_{v,i} - T_{v,o,j} = C_{m,j} (T_{v,i} - C_{k,j}) \quad (4.30)$$

реорганизовањем се добијају излазне температуре j -те површине:

$$T_{v,o,j} = (1 - C_{m,j}) T_{v,i} + C_{m,j} C_{k,j} \quad (4.31)$$

Укупна излазна температура из панелног система је само просто мешање излазних температура свих површина заснованих на уделу протока и резултира у T_v као што је приказано у:

$$T_v = \sum_i [(m_{f,j}) T_{v,o,j}] \quad (4.32)$$

Енергетски биланс групе мешних вентила-пумпе фигурише у следећој једначини која се односи на улазну температуру панелног система ($T_{v,i}$), на улазну температуру воде у петљи ($T_{1,i}$), излазну температуру из панела ($T_{v,o}$) и додатак топлоте пумпе.

$$T_{v,i} = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_s} T_{1,i} + \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_s} T_{1,o} + \frac{Q_{\text{pump}}}{\dot{m}_s c_p} \quad (4.33)$$

Укључивање у дефиницију параметра $T_{v,o}$ заснованог на симу $T_{v,o,j}$ једначине постају:

$$T_{v,i} = \frac{LT + RT}{TC} \quad (4.34)$$

где је:

$$LT = \frac{\dot{m}_l}{\dot{m}_s} T_{l,i} + \frac{Q_{\text{pump}}}{\dot{m}_s c_p} \quad (4.35)$$

$$RT = \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_s} T_{l,o} \sum_j m_{f,j} T_{v,o,j} \quad (4.36)$$

$$TC = \left(1 - \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}_s}\right) \sum_j [m_{f,j} (1 - C_{m,j})] \quad (4.37)$$

Када је стварна улазна температура воде израчуната помоћу ове једначине, тада је могуће израчунати посебно сваку излазну температуру сваке од површина, укупну излазну температуру и на крају све неопходне протоке и величине петље. Овај поступак избегава итерације, али је донекле сложен за праћење. Међутим, овај други математички процес је једино потребан у одабраном случају променљиве температуре панела у коме улазна температура није изричито позната. Са правилним успостављањем улазних података, такви случајеви се могу избећи.

Поступак развоја показује неколико важних тачака. Прво, могуће је да се модел повеже између топлотног биланса и КГХ делова симулације на фундаментални генерички начин. Друго, могуће је средити ову везу без прибегавања претераних итерација упркос тесној вези између две стране панелног система. У симулационом програму, итерације се одвијају, али модел панелног система као што је описано овде не резултира додатним итерационим круговима који би могли довести до дугог времена извршавања. На крају, примена функционише у оквиру садашње структуре програма што значи да не захтева посебна правила за овај одређени систем и аутоматски има приступ било ком побољшању направљено било од топлотног биланса или КГХ дела симулације.

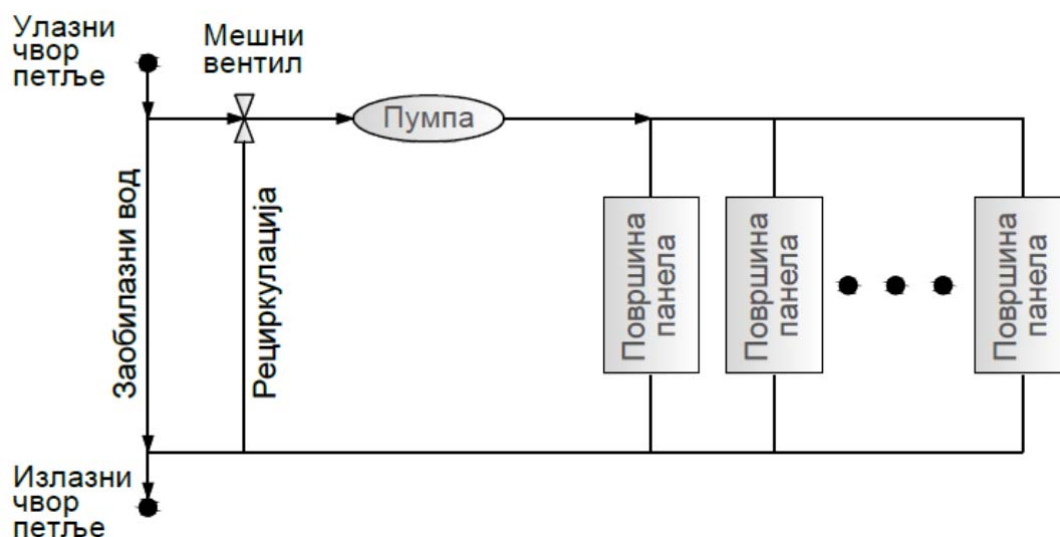
4.4 Начин управљања панелних система унутар програма EnergyPlus

Постоје две главна начина управљања панелним системима: променљиви проток/фиксна температура система и фиксни проток/променљива температура система.

Променљиви проток/фиксна температура система (слика 4.5) има централну петљу и пумпу која снабдева водом одређене температуре све системе повезане на петљу. Вентили контролишу колико воде протиче кроз сваки део система, а на основу услова који владају унутар просторије.

Фиксни проток/променљива температура система има централну петљу и пумпу али такође има и локалне пумпе повезане са сваким делом система. Локалне пумпе одржавају константни проток кроз тај део система док вентили контролишу количину рецикулације унутар локалне петље. Централна пумпа одржава проток тако да има

довољно течности да се убризга у локалну петљу, у циљу одржавања одговарајуће температуре у свакој локалној петљи.



Слика 4.5 Шема петље панела

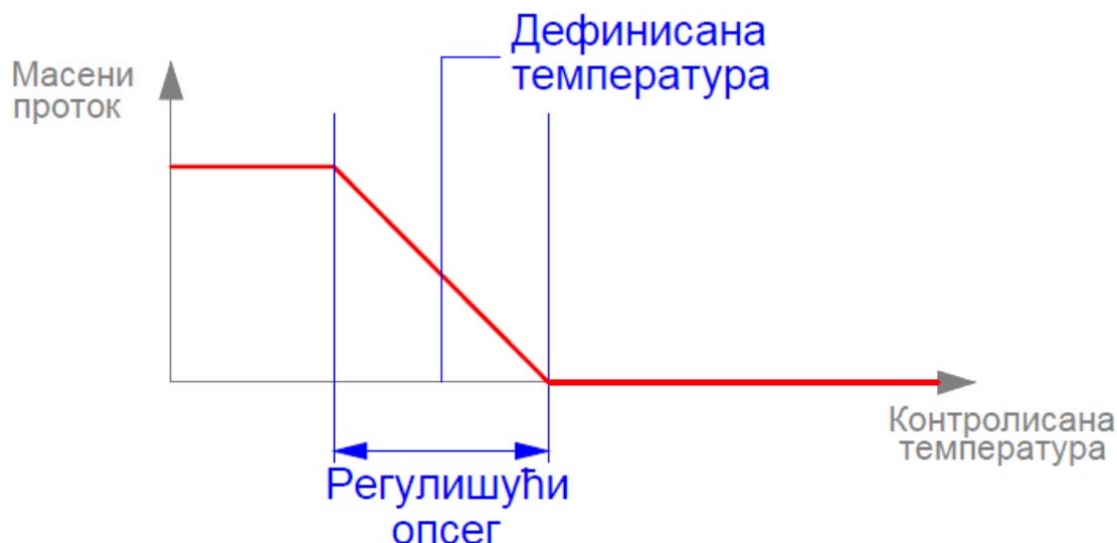
Док неки системи имају неколико локалних петљи или можда користе мале варијације ове главне контролне стратегије, већина система се може сврстати у једну од бих група.

Без обзира који се систем симулира у суштини оба система представљају размењивач топлоте између примарног/секундарног круга опреме и елемента зграде (под, зид, плафон и сл.). Примарна/секундарна страна модела је једноставно течност у петљи која прима обрађену воду у котлу, топлотној пуми, чилеру и сл. а затим враћа назад необрађену воду у примарну опрему. Модел дела грађевинског елемента повезује се топлотним билансом површине преко модификоване формулације функције преноса топлоте кондукцијом (CTF) која прихвата топлотни извор и понор. Ова веза је од кључне важности, јер су две стране панела симулиране у врло различитим областима програмског кода.

4.5 Преглед контроле симулације

Управљање променљивим протоком панелног система унутар симулационог програма је прилично једноставно, иако постоје неке флексибилности кроз употребу распореда (енг. „*schedules*“). Кориснику је дозвољено да дефинише температуру као и да регулише опсег кроз који варира проток воде у систему од нуле до максимално задатог протока. Брзина протока линеарно варира док не достигне 50% од вредности максималног протока када контролисана температура достигне задату вредност. Контролисање температуре може бити преко средње температуре ваздуха, средње зрачеће температуре, оперативне температуре у зони, спољне температуре по сувом термостату или спољне температуре по влажном термостату. Код панелних система са променљивим протоком нема експлицитне контроле улазне температуре воде или мешања у циљу постизања одређене улазне температуре. Међутим, корисник има могућност дефинисања температуре воде која се испоручује панелном систему.

Графички опис управљања код система са променљивим протоком приказан је на слици 4.6.



Слика 4.6 Принцип регулисања температуре код панела

Постоје четири могућа услова код система са променљивим протоком. Први, ако петља има одговарајућу температуру и проток да задовоље захтеве система. Тада модел поставља улазну температуру панела и управљање на жељене вредности засноване на управљању и симулацијама. Ово је најбољи случај и количина рецикулације је прилагођена излазној температури панела. Други, ако је температура петље адекватна али проток петље је мањи од протока панела, питање је да ли се може постићи жељена вредност улазне температуре, док се рецикулацијом може спустити температуру испод жељене температуре. У овом другом случају, модел прво симулира панелни систем са жељеним условима и онда ресимулира да би решио за стварну улазну температуру ако не може да постигне жељену температуру. Трећи, ако је проток петље већи од протока панела, али температура петље није адекватна, онда нема количине за мешање која ће решити овај проблем. Сав проток долази од петље и температура петље постаје улазна температура без обзира на управљање. Четврто, ако обоје и температура и проток нису адекватни, помоћу модела се једноставно решава за стварну улазну температуру панела и не покушава да задовољи контроле (само покушава да се што је више могуће приближи датим условима петље).

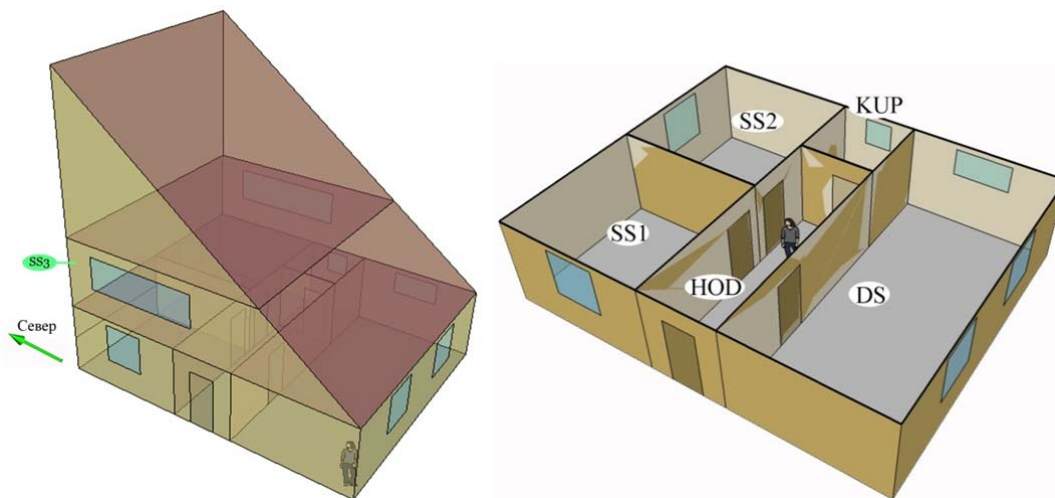
На слици 4.5 приказано је да више површина могу бити придодате локалној петљи. Ова опција је доступна за оба система. Намењена је да реши потенцијалне ситуације где локална петља служи одређену зону која има више активних површина унутар те зоне.

5. МОДЕЛ АНАЛИЗИРАНЕ КУЋЕ И СИСТЕМА ГРЕЈАЊА

5.1 Архитектонски концепт

Анализирана кућа приказана на слици 5.1 представља породичну кућу намењену за становање једног домаћинства. Укупна површина за становање износи око 190 m^2 . Спољни зидови су направљени од (посматрано од унутра ка споља) 0.02 m кречног малтера, 0.19 m шупље опеке и 0.05 m демит фасаде. За спољашњи зид вредност коефицијента пролаза топлоте износи $U=0.57 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$. Унутрашњи зидови су направљени од 0.02 m кречног малтера, 0.19 m шупље опеке и 0.02 m кречног малтера. За спољашњи зид вредност коефицијента пролаза топлоте износи $U=0.57 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$. Плафон испод негрејаног крова је направљен од (посматрано од врха) 0.08 m минералне вуне, 0.04 m цементне кошуљице, 0.16 m монте, и 0.015 m малтера. За плафонску конструкцију вредност коефицијента пролаза топлоте износи $U=0.40 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$. Под на земљи је направљен од (посматрано од врха) 0.015 m керамичких плочица, 0.04 m цементне кошуљице, 0.16 m монте, 0.02 m стиродору, 0.001 m хидоизолације, 0.15 m армираног бетона и 0.1 m набијеног бетона. За подну конструкцију вредност коефицијента пролаза топлоте износи $U=0.297 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$. Прозори су дупло застакљени са вредношћу коефицијента пролаза топлоте $U=0.72 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$. Ови конструкциони детаљи се односе на кућу без примењених панелних система, док је на слици 5.3 приказан је конструкциони састав панелних система.

Укупан однос стаклених површина према спољашњим зидовима износи 7.32% . Уграђени прозори и зидови обезбеђују инфилтрацију од 0.5 измена на час.



Слика 5.1 Анализирана кућа

где је: DS –дневна соба, HOD – ходник, KUP – купатило, SS1 – спаваћа соба, SS2 – спаваћа соба, SS3 – спаваћа соба.

У табелама 5.1-5.3 дат је конструктивни састав спољног омотача куће.

Табела 5.1 Састав конструкције спољног зида

Р.б.	d cm	Опис	ρ kg/m ³	c_p J/kgK	λ w/(mk)	μ
Унутра						
1	2	Кречни малтер	1600	1050	0.81	10
2	25	Пуна опека	1800	920	0.76	12
3	2	Фасадни малтер	1900	1050	0.99	25
4	5	Термоизолација	33	1500	0.04	50
Споља						

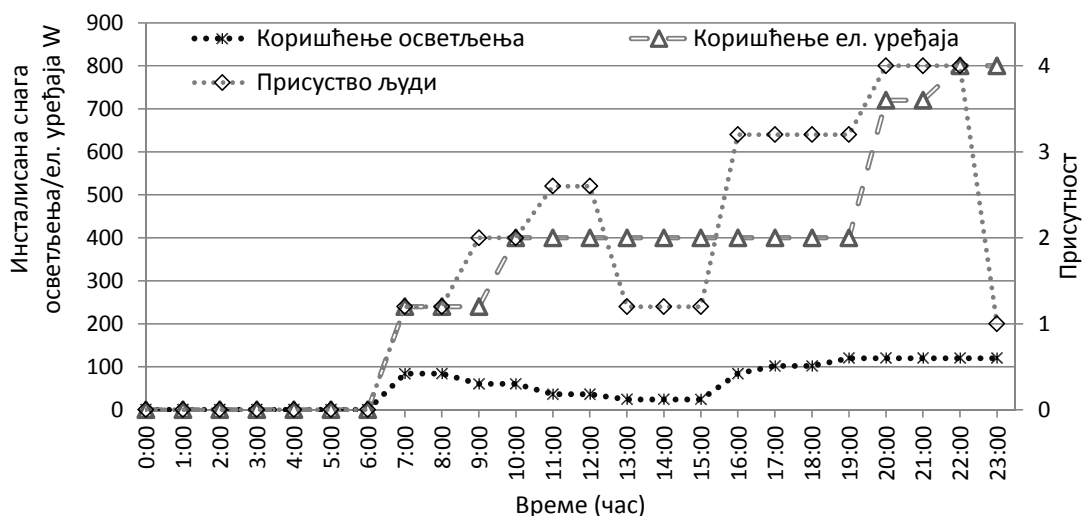
Табела 5.2 Састав међуспратне конструкције ка негрејаном крову

Р.б.	d cm	Опис	ρ kg/m ³	c_p J/kgK	λ w/(mk)	μ
Унутра						
1	1.5	Кречни малтер	1600	1050	0.81	10
2	16	Монта	100	920	0.52	4
4	4	Цементни естрих	2200	1050	1.4	30
5	8	Термоизолација	33	1500	0.04	50
Споља						

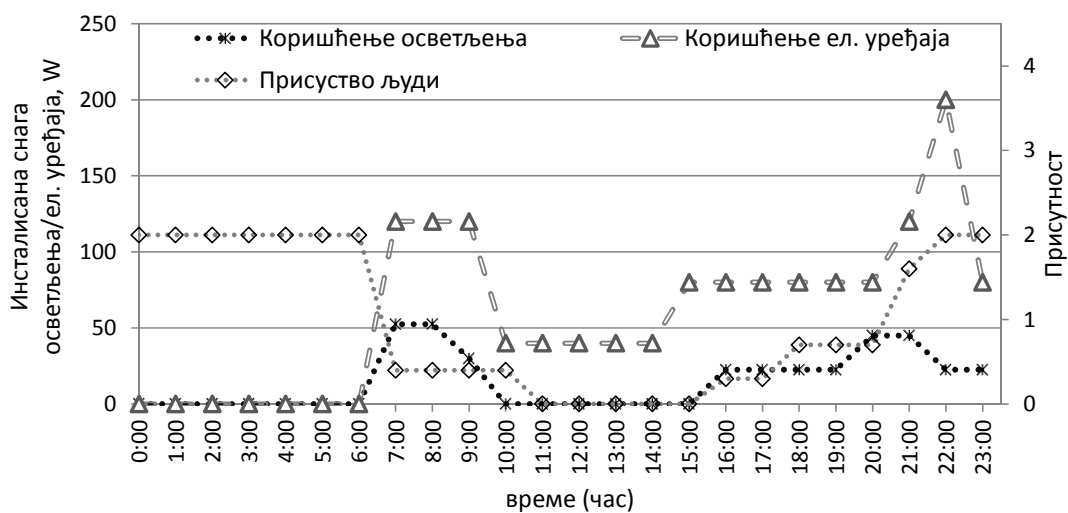
Табела 5.3 Састав конструкције пода

Р.б.	d cm	Опис	ρ kg/m ³	c_p J/kgK	λ w/(mk)	μ
Унутра						
1	1.5	Керамичке плочице	1700	920	0.87	200
2	3	Цементна кошуљица	2200	1050	1.4	30
3	2	Стиродур	140	840	0.035	1.1
4	20	Набијени бетон	2200	960	1.51	30
5	20	Шљунак	1700	840	0.81	1.5

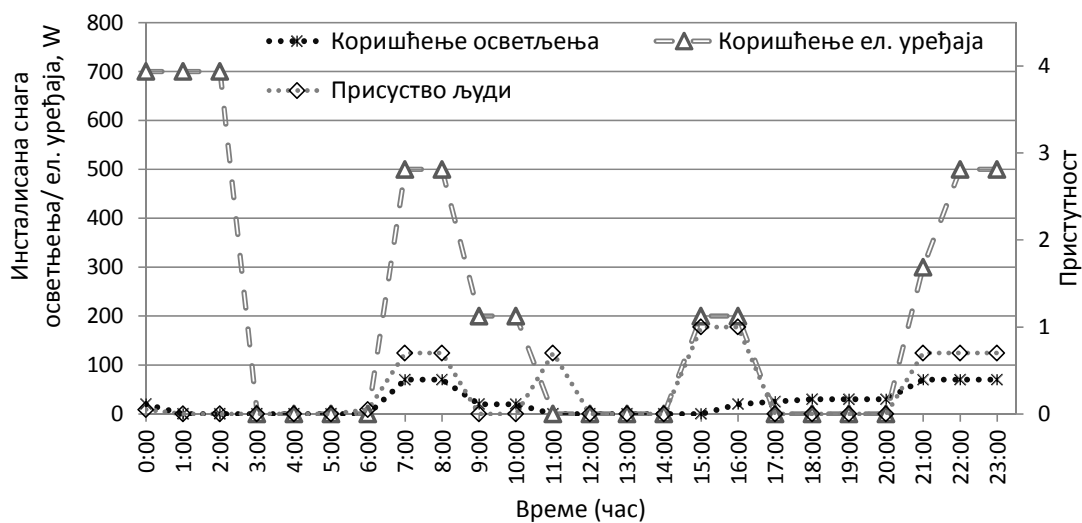
За дневну собу, спаваће собе и купатило начин и распоред коришћења електричне опреме, осветљења као и присуство људи у просторијама приказано је графички на слици 5.2 а-ц



а) зона дневна соба



б) зона спаваћа соба



с) зона купатило

Слика 5.2 Распоред присуства људи, коришћења осветљења и електричне опреме.

5.2 Временски подаци и локација

Анализирана кућа је лоцирана у Крагујевцу. Крагујевац је град у централној Србији припада Шумадијском округу и налази се на 44° северне географске ширине и 20° јужне географске ширине. Град има континенталну клима са четири различита годишња доба. Као део програма *EnergyPlus* коришћен је фајл са временским подацима за град Крагујевац. Временски фајл је генерисан помоћу *Meteonorm*-а [28]. Грејна сезона у Крагујевцу почиње 15. октобра а завршава се 15. априла. У табели 5.4 приказани су климатски подаци за град Крагујевац.

Табела 5.4 Климатски подаци за Крагујевац [29]

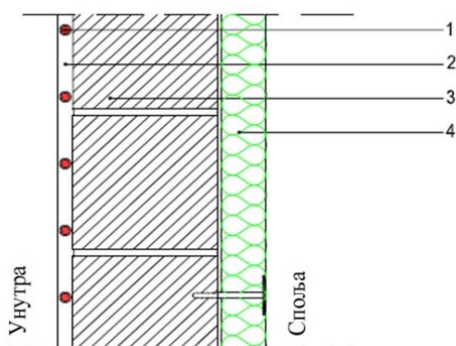
Месец	Средња температура $^{\circ}\text{C}$		Просечне падавине (mm)	Број кишних дана
	Дневни минимум	Дневни максимум		
Јануар	-3.8	3.8	4.1	11.6
Фебруар	-1.7	6.7	3.87	10.4
Март	1.4	11.8	4.44	10.6
Април	5.5	17.3	4.94	12.2
Мај	10.1	22.0	7.38	13.1
Јун	13.0	25.0	8.47	12.9
Јул	14.2	25.0	6.8	9.3
Август	13.7	27.2	5.33	9.3
Септембар	10.7	23.9	4.48	8.1
Октобар	6.3	18.2	3.82	8.6
Новембар	2.4	11.5	4.82	10.3
Децембар	-1.6	5.6	4.76	12.3

5.3 Перформансе ниско-температурских панелних система грејања

5.3.1 Зрачећи ниско-температурски панели

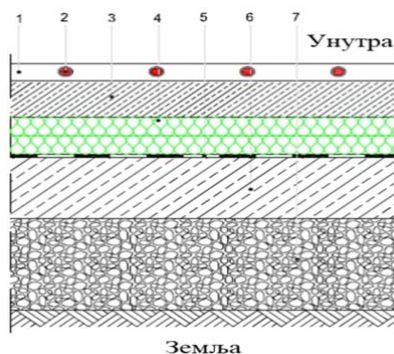
Панелни системи грејања према месту уградње могу се поделити на: подне панеле, зидне панеле и плафонске панеле. Поред ове три врсте у наставку ће бити анализиран и концепт који је развијан у овој дисертацији, такозвани „одно-плафонски“ панели. Принцип рада свих панела се заснива на циркулисању радног флуида кроз цеви које се налазе унутар конструкције. Као радни флуид користи се вода. Погодност панелних система је што раде са ниским температурским извором (35-45°C).

Цевна змија се поставља одмах испод слоја завршне обраде, односно за подне панеле испод слоја керамике, за зидне панеле испод слоја кречног малтера и за плафонске панеле изнад слоја кречног малтера (слика 5.3 а-г). Такође, да би се смањило одавање топлоте ка спољној средини неопходно је панеле топлотно изоловати. Па се тако топлотна изолације ставља на фасаду спољашњег зида, у поду испод цевне змије панела и у плафону изнад цевне змије панела ка горњој етажи. Четврта врста панела је концепт, развијан током ове дисертације, тзв. „одно-плафонски“ панел који представља модификовану врсту плафонског панела, односно плафонски панел без термоизолационог слоја. Тако да се ова врста панела понаша као плафонско грејање за нижу етажу, односно као подно грејање за етажу која се налази изнад (слика 5.3 г).



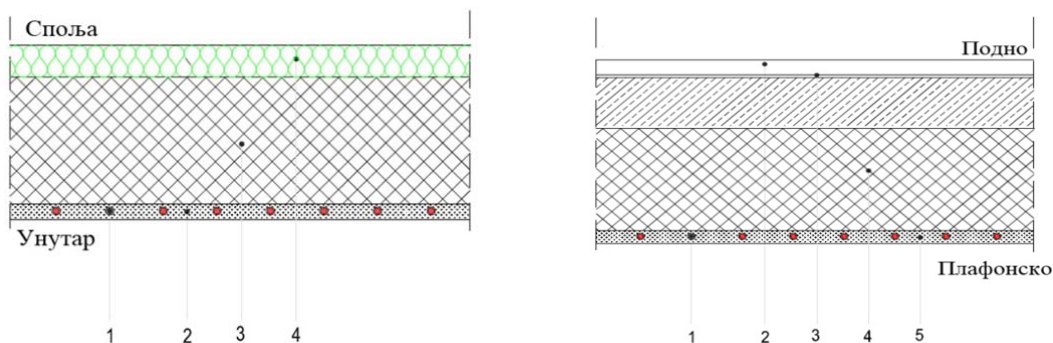
а) Зидни панел

1 – грејна цев, 2 – малтер, 3 – шупља опека, 4 - стиропор



б) Подни панел

1 – керамичке плочице, 2 – грејна цев, 3 – цементна кошуљица, 4 – стиропор, 5 – хидроизолација, 6 – набијени бетон, 7 - шљунак



в) Плафонски панел

1 – грејна цев, 2 – малтер, 3 – армирани бетон, 4 – стиропор

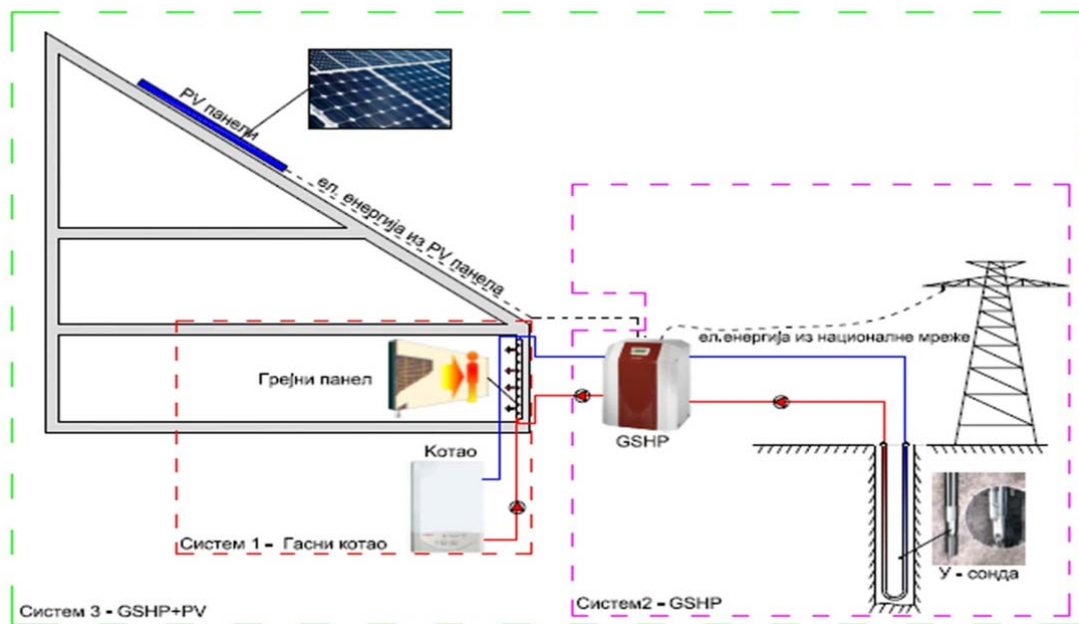
г) Подно-плафонски панел

1 – грејна цев, 2 – керамичке плочице, 3 – цементна кошуљица, 5 – армирани бетон, 6 – малтер

Слика 5.3 Детаљи конструкције панела

5.3.2 Генератори топлоте

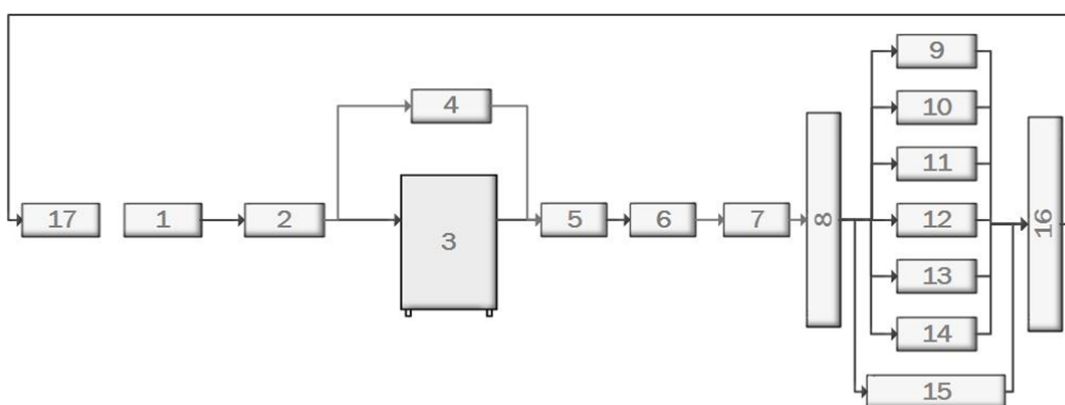
У овом истраживању испитивана су три начина генерисања топлоте (слика 5.4). Први систем је случај када се панелни системи повезани на котлао на природни гас, други случај је када су панелни системи повезани на геотермалну топлотну пумпу типа вода-вода (GSHP) и трећи случај је када су панелни системи повезани на геотермалну топлотну пумпу типа вода-вода која део електричне енергије за погон компресора користи из фотонапонских панела (GSHP+PV). У свим системима грејања постоји циркулациона пумпа која користи електричну енергију за своје функционисање. Такође системи са геотермалном топлотном пумпом имају и циркулационе пумпе на страни испаривача. Потрошња електричне енергије циркулационих пумпи је узета у обзир при израчунавању потрошњи енергија од стране система грејања.



Слика 5.4 Системи генерисања топлоте

На слици 5.4 приказана су три система грејања, који се разликују у зависности од врсте генератора топлоте. У систему 1 топлота се генерише у гасном котлу потрошњом природног гаса. У систему 2 геотермална топлотна пумпа типа вода-вода је повезана са геотермалном сондом која одузима топлоту земљи и предаје је топлотној пумпи. Електрична енергија из националне мреже се користи као погон компресора топлотне пумпе. Систем 3 је идентичан систему 2 осим што се део електричне енергије користи из фотонапонских панела. Односно, сва количина произведена у панелима се користи, разлика се надомешћује из мреже. Укупна површина инсталисаних фотонапонских панела је дефинисана површином крова и она износи око 120 m².

Топлота генерисана у топлотној пумпи/гасном котлу се флуидом помоћу циркулационе пумпе транспортује до грејних панела. Функционална шема повезивања панелних система грејања са котлом на природни гас и топлотном пумпом у програму *EnergyPlus* приказана је на сликама 5.5 и 5.6.



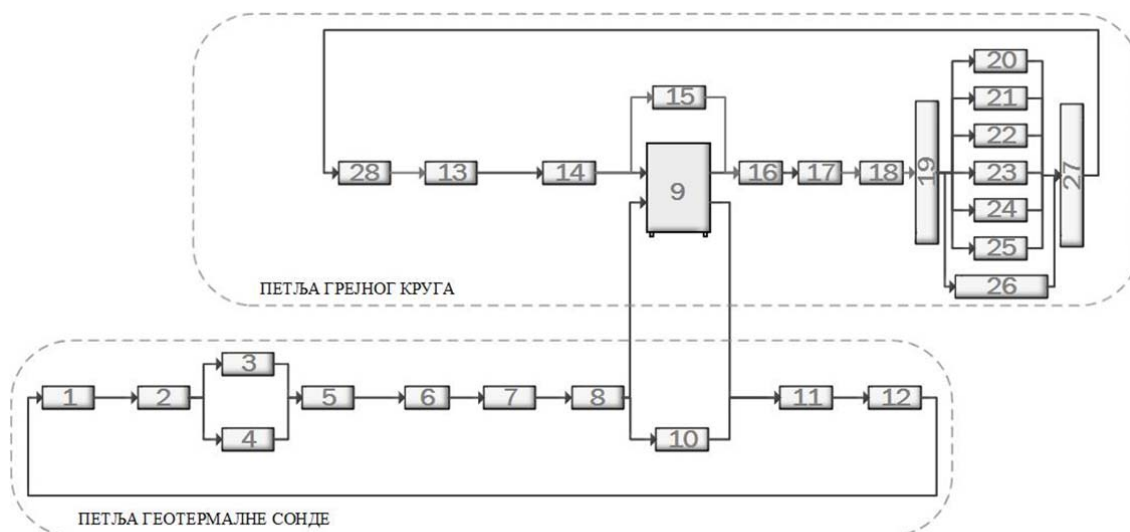
1 – Циркулациона пумпа, 2 – Разделник испред котла, 3 – Гасни котлао, 4 – Заобилазна грана котла, 5 – Сабирник иза котла, 6 - Излазни цевовод из котларнице, 7 – Улазни цевовод испред грејних тела, 8 – Разделник испред грејних тела, 9 – Грејно тело у зони DS, 10 – Грејно тело у зони HOD, 11 – Грејно тело у зони KUP, 12 – Грејно тело у зони SS1, 13 – Грејно тело у зони SS2, 14 – Грејно тело у зони SS3, 15 - Заобилазна грана грејних тела, 16 – Сабирник иза грејних тела, 17 – Излазни цевовод након грејних тела.

Слика 5.5 Шема повезивања панелног система грејања са гасним котлом топлотном пумпом у програму *EnergyPlus*

Карактеристике генератора топлоте дате су у табели 5.5.

Табела 5.5 Карактеристике топлотне пумпе и котла на природни гас

Параметри	Јединица	GSHP	Котлао
Излазна топлотна снага	kW	20	24
COP/Ефикасност	-	5	0.98
Излазна температуре воде	°C	40	40
Повратна температуре воде	°C	30	30
Потрошња електричне енергије	kW	4	0.1
Максимални пад притиска на страни грејања	Pa	15000	15000



ПЕТЉА ГЕОТЕРМАЛНЕ СОНДЕ: 1 – Циркулациона пумпа, 2 – Разделник испред геотермалне сонде, 3 – Геотермална сонда, 4 – Заобилазна грана геотермалне сонде, 5 – Сабирник иза геотермалне сонде, 6 – Излазни цевовод из геотермалне сонде, 7 – Улазни цевовод у топлотну пумпу, 8 – Разделник испред топлотне пумпе, 9 – Топлотна пумпа, 10 – Заобилазна грана топлотне пумпе, 11 – Сабирник после топлотне пумпе, 12 – Излазни цевовод из топлотне пумпе.

ПЕТЉА ГРЕЈНОГ КРУГА: 13 – Циркулациона пумпа, 14 – Разделник испред топлотне пумпе, 15 – Заобилазна грана топлотне пумпе, 16 – Сабирник иза топлотне пумпе, 17 – Излазни цевовод из топлотне пумпе, 18 – Улазни цевовод испред грејних тела, 19 – Разделник испред грејних тела, 20 – Грејно тело у зони DS, 21 – Грејно тело у зони HOD, 22 – Грејно тело у зони KUP, 23 – Грејно тело у зони SS1, 24 – Грејно тело у зони SS2, 25 – Грејно тело у зони SS3, 26 – Заобилазна грана грејних тела, 27 – Сабирник иза грејних тела, 28 – Излазни цевовод након грејних тела.

Слика 5.6 Шема повезивања панелног система грејања са геотермалном топлотном пумпом у програму *EnergyPlus*

5.3.3 Вертикална геотермална сонда

Тачан прорачун и димензионисање геотермалне сонде има велики значај у циљу беспрекорног функционисања топлотне пумпе. У програму *EnergyPlus* је имплементиран модел геотермалних сонди развијених од стране *Yavuzturk* и *Spitler* [30]. Они су развили модел који има могућност да у малим временским интервалима процени карактеристике сонде. Коришћени параметри за дефинисање геотермалне сонде приказани су у табели 5.5.

Табела 5.5 Параметри вертикалне геотермалне сонде [31, 32]

Параметри	Јединица	Вредност
Пречник бушотине	m	0.08
Спољни пречник цеви	m	0.04
Дебљина зида цеви	m	0.0037
Размак „U“ цеви	m	0.0254
Термичка проводљивост земље	W/mK	2.5
Термичка проводљивост испуне	W/mK	2.0
Термичка проводљивост цеви	W/mK	0.391
Температуре земље	°C	14.00
Радни флуид	-	Вода + антифриз

Максимални проток	m ³ /s	0.000835
Топлотни капацитет радног флуида	J/kgK	4066
Проводљивост флуида	W/mK	0.513
Густина флуида	kg/m ³	1016
Максимална температура флуида на улазу у топлотну пумпу	°C	40
Минимална температура флуида на улазу у топлотну пумпу	°C	-5

5.3.4 Уграђена енергија, уграђени CO₂ и цена уређаја

Појам уграђене енергије (енг. *embodied energy*) и уграђеног CO₂ (енг. *embodied CO₂*) је релативно нов и представља енергију која је утрошена да се неки производ направи односно количину CO₂ која се емитује при производњи тог производа. Анализе о вредностима урађене енергије и уграђеног CO₂ још нису урађене за Србију, тако да су резултати преузети из међународне литературе. Међутим, увидом у досадашњи преглед ових вредности које су наведене у научним радовима које се односе на разне локације широм света, може се закључити да не постоје значајније варијације у вредностима истих. Тако да се може очекивати да се ове вредности могу применити и за Србију. У табели 5.6 дате су вредности уграђених енергија и уграђених CO₂ за уређаје који су коришћени у овој дисертацији. Такође, приказана је и јединична цена уређаја у односу на животни век производа.

Табела 5.6 Карактеристике генератора топлоте [33, 34]

	Уграђена енергија, MJ/kg	Уграђени CO ₂ , kg CO ₂ /kg	Цена уређаја, €/m ² год
Котао на природни гас	2450	180	1.85
Геотермална топлотна пумпа (GSHP)	1850	165	4.48
Фотонапонски панели (PV)	4750	242	8.04

6. АНАЛИЗИРАНИ ПАРАМЕТРИ ПОРЕЂЕЊА

Анализа поређења се заснива на анализи енергетски, ексергетских, еколошких и економских токова. Када је реч о поређењу енергије, треба бити веома обазрив. Наиме потрошња енергије се мора посматрати на нивоу домаћинства, на нивоу дистрибутера енергије и на глобалном нивоу. Па тако разликујемо финалну, примарну и тоталну енергију. Термин финалне и примарне енергије је опште познат. Међутим, у овом истраживању разматра се термин тоталне енергије која представља збир примарне енергије и тзв. „уграђене енергије“.

Подаци о количини утрошене финалне енергије се добијају динамичком симулацијом у програму *EnergyPlus*. И овај податак је основа за све остале параметре поређења.

6.1 Енергетски аспекти

- Потрошња примарне енергије

За случај генерисања топлоте котлом на природни гас:

$$E_{\text{pry}} = E_{\text{ng}} + E_{\text{el}}R \quad (6.1)$$

За случај генерисања топлоте помоћу геотермалне топлотне пумпе:

$$E_{\text{pry}} = E_{\text{el}}R \quad (6.2)$$

где је: E_{ng} потрошња природног гаса по грејној сезони, E_{el} потрошња електричне енергије по грејној сезони за рад система за грејање, R коефицијент трансформације примарне енергије. Овај коефицијент је дефинисан као однос укупне улазне енергије из енергетских извора (хидроенергија, угаљ, нафта и природни гас) и коначне произведене електричне енергије. За Србију ова вредност за произведену електричну енергију је $R=3.01$ [35].

- Потрошња тоталне енергије

Тотална енергија представља збир примарних енергија утрошених за рад система за грејање и уграђене енергије у систем грејања. Тотална енергија се израчунава по следећем обрасцу:

$$E_{\text{tot}} = E_{\text{pry}} + E_{\text{emb}} \quad (6.3)$$

где је E_{emb} уграђена енергија система или компоненте грејања.

6.2 Ексергетски аспекти

Код анализе ексергије циљ је био да се анализирани панелни системи упореде са аспекта њихове ексергетске ефикасности. Ексергетска ефикасност се може апроксимирати на однос утрошене и уништене ексергије.

- Утрошена ексергија

Утрошена ексергија представља ексергију која се утроши од стране грејних тела да би се са температуре околине третирана зона довела на жељену температуру. Утрошена ексергија се рачуна по обрасцу:

$$E_{X_{cons}} = \sum_{i=1}^n E_{Xi} = \sum_{i=1}^{n=6} \left(1 - \frac{T_o}{\left(\frac{T_{in_i} + T_{ret_i}}{2} \right)} \right) E_{ni} \quad (6.4)$$

где је E_{ni} утрошена количина енергента за загревање куће, n број зона које се греју, T_o температура околине, T_{in_i} улазна температуре у грејно тело у посматраној просторији, T_{ret_i} излазна температура из грејног тела у посматраној просторији.

- Ослобођена ексергија

Ослобођена ексергија представља количину ексергије која је ослобођена у генератору топлоте. Ослобођена ексергија се рачуна према следећем обрасцу:

$$E_{X_{sup}} = (1 - T_o/T_f) E_{ng} \quad (6.5)$$

где је T_f температура топлотног извора, за природни гас то је температура сагоревања природног гаса $T_f = 2000\text{K}$ [36], за геотермалну топлотну пумпу то је температура земље.

- Уништена ексергија

Уништена ексергија представља ексергију која је неповратно ослобођена односно неискоришћена у систему грејања, нпр. ексергија избачена кроз продукте сагоревања код гасног котла. Утрошена ексергија се рачуна по следећем обрасцу:

$$E_{X_{dest}} = E_{X_{sup}} - E_{X_{cons}} \quad (6.6)$$

- Ексергетска ефикасност

Ексергетска ефикасност представља процентуални однос утрошене и ослобођене ексергије. Ексергетска ефикасност се рачуна по обрасцу:

$$\Psi_R = 100 E_{X_{cons}}/E_{X_{sup}} \quad (6.7)$$

6.3 Еколошки аспекти

- Емисија угљендиоксида

При овом раду примењени систем грејања при генерисању топлоте ослобађа одређену количину угљен диоксида у атмосферу. Емисија угљендиоксида се рачуна према следеће обрасцу:

За случај генерисања топлоте котлом на природни гас

$$S_{\text{sys}} = g_{\text{ng}} E_{\text{ng}} + g_{\text{el}} E_{\text{el}} \quad (6.8)$$

За случај генерисања топлоте помоћу геотермалне топлотне пумпе

$$S_{\text{sys}} = g_{\text{el}} E_{\text{el}} \quad (6.9)$$

где је g_{ng} специфична емисија угљен диоксида за природни гас (kg/GJ), g_{el} специфична емисија угљен диоксида за електричну енергију (kg/GJ). Вредности ових фактора су 56.1 (kg/GJ) за природни гас односно 206.5 (kg/GJ) за електричну енергију [35].

- Тотална емисија угљендиоксида

Тотална емисија угљендиоксида у току грејне сезоне представља збир емисије CO₂ од система грејања и емисије и уграђене емисије CO₂ која се емитовала при производњи посматраног система/компоненте грејања. Тотална емисија угљендиоксида се рачуна по обрасцу:

$$S_{\text{tot}} = S_{\text{sys}} + S_{\text{emb}} \quad (6.10)$$

где је S_{emb} уграђена емисија угљен диоксида од система/компоненте грејања.

6.4 Економски аспекти

- Трошкови грејања

Трошкови грејања током сезоне грејања се заснивају на утрошеној количини енергената за грејање анализираних куће. Трошкови грејања се рачунају према следећем обрасцу:

$$C_{\text{sys}} = f_{\text{ng}} E_{\text{ng}} + k m_1 f_{\text{el}} E_{\text{el}} \quad (6.11)$$

где је f_{ng} специфична цена природног гаса (у €/GJ), f_{el} специфична цена електричне енергије (у €/GJ), k коефицијент корекције количине природног гаса $k=1.068$ и m_1 коефицијент трошкова читавања природног гаса. Код електричне енергије накнада за читавање потрошње није узета у обзир. Вредности цене енергената дате су у табели 6.1.

Табела 6.1 Цене енергената у Србији, Мај 2011 [37, 38]

Финална енергија	Тарифе	Цена
Електрична енергија	f_{el} за зелену тарифу (<350 kWh)	0.059 €/kWh
	f_{el} за плаву тарифу (351-1600 kWh)	0.089 €/kWh
	f_{el} за црвену тарифу (>1601 kWh)	0.177 €/kWh
	f_{ng} за домаћинства	0.45 €/m ³
Природни гас	Трошкови очитавања природног гаса m_1	0.012 €/месецу

- Тотални трошкови грејања

Тотални трошкови грејања представљају збир трошкова грејања по једној сезони и цене система/компоненте изражених за једни сезону. Тотални трошкови грејања се рачунају по следећем обрасцу:

$$C_{tot} = C_{sys} + C_{eq} \quad (6.12)$$

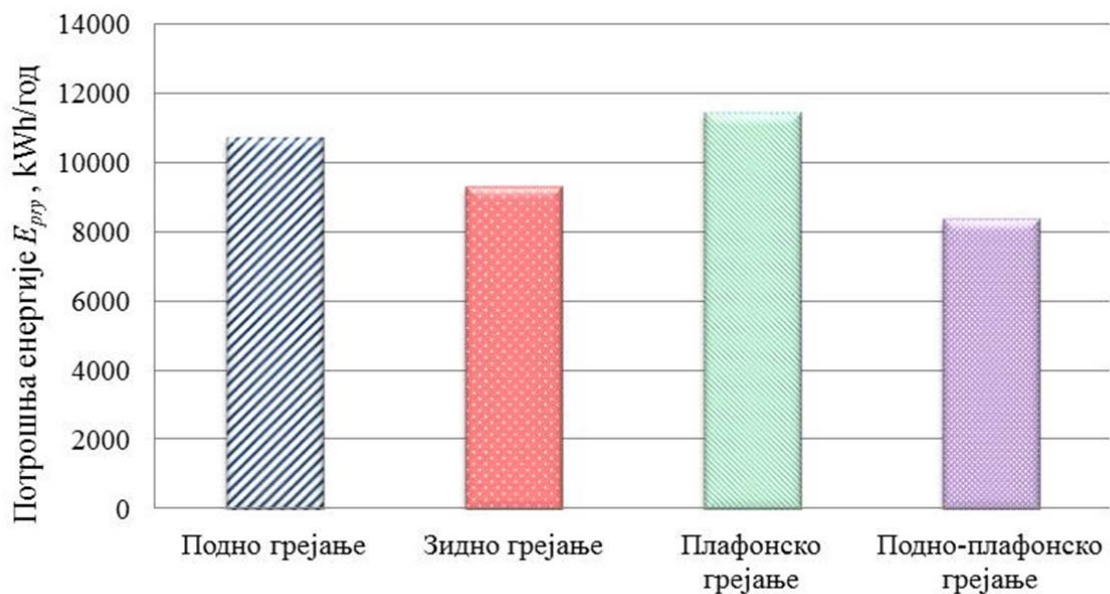
где је C_{eq} цена система/компоненте изражена за једну сезону.

7. НУМЕРИЧКА ИСТРАЖИВАЊА

7.1 Поређење перформанси панелних система

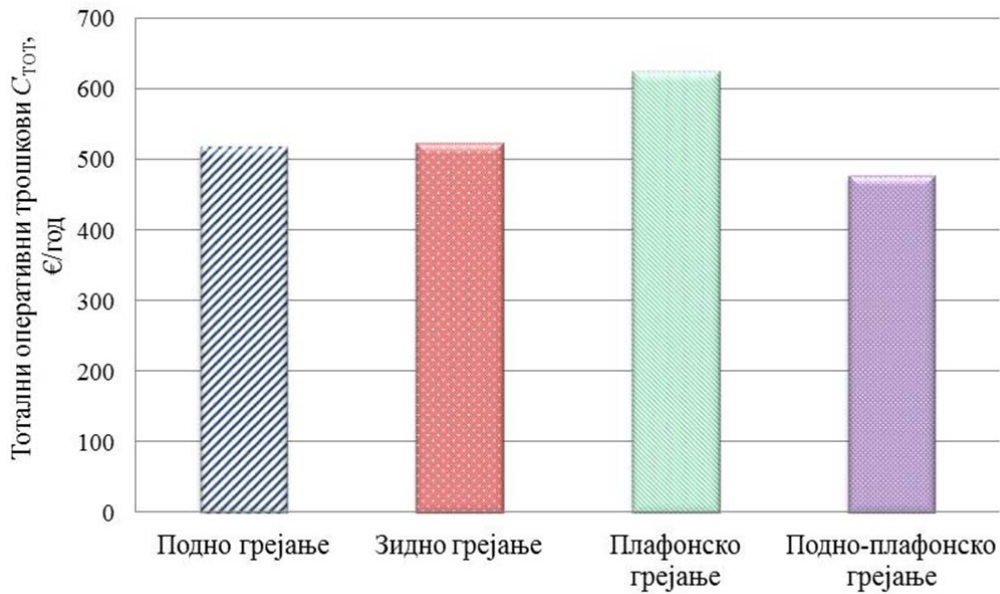
Поређење перформанси панелних система се заснива на поређењу са енергетског, ексергетског, економског и еколошког аспекта. Ово је прва анализа у оквиру овог истраживања и имала је за циљ да укаже на оправданост новоразвијеног концепта „одно-плафонских“ панела [39]. Истраживање се заснива на поређењу аспеката наведених у поглављу 6. и то код подни, зидних, плафонских и одно-плафонских панела. У анализираној кући (видети поглавље 5) извршене су независне симулације за исте временске услове за сваку врсту панела повезаних на гасни котлао. Динамичком симулацијом енергетског понашања анализиране куће, у којој су примењени анализирани панели, добијени су подаци о потрошњи финалне енергије котла на природни гас, о потрошњи финалне енергије за рад циркулационе пумпе у систему грејања, номиналне снаге котла, температурама у просторијама, температурама воде на улазу/излазу из грејног панела и температурама околних површина унутар просторија које се греју.

Потрошња примарне енергије је израчуната према обрасцу 6.11, за анализирани случајеве приказана је на слици 7.1. Треба имати у виду да је ово истраживање спроведено у случају уобичајеног типа градње кућа у Србији (демит фасада 5cm), а такође коришћене су хераклит плоче у случају зидних панела као последица истраживања које је претходило овој дисертацији [40].



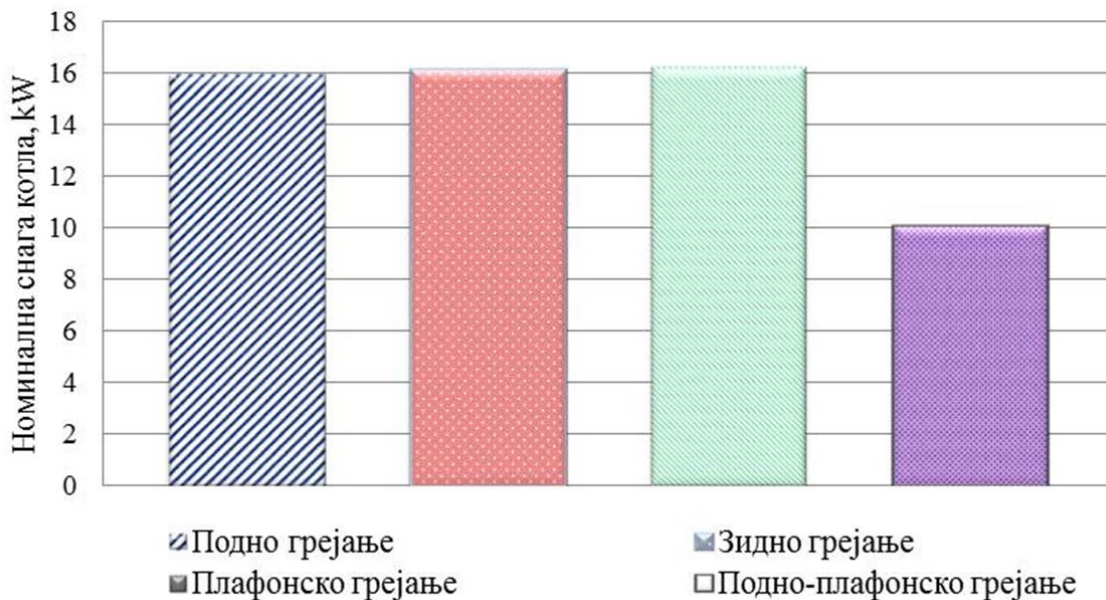
Слика 7.1 Потрошња примарне енергије система за грејање у току грејне сезоне

Тотали оперативни трошкови се израчунавају према обрасцу 6.12. и приказани су на слици 7.2.



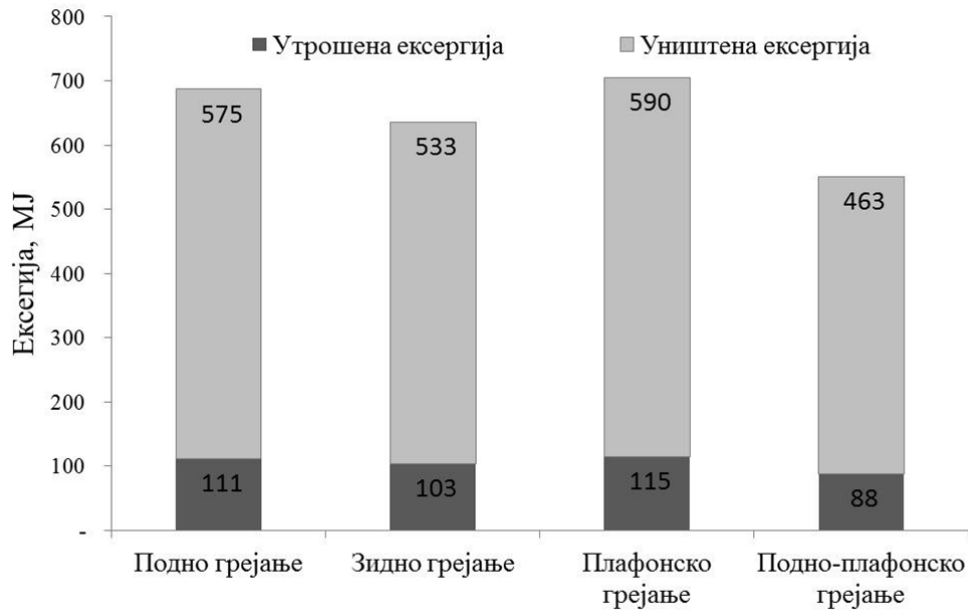
Слика 7.2 Тотални оперативни трошкови система за грејање у току грејне сезоне

Номинална снага котла је податак који се добија динамичком симулацијом енергетског понашања објекта у оквиру програма *EnergyPlus*. Номинална снага котла приказана је на слици 7.3.

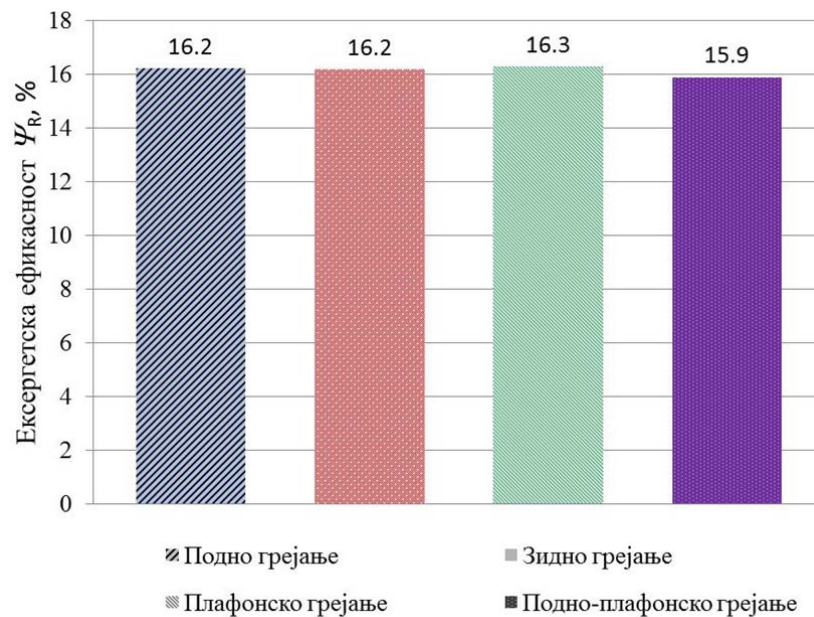


Слика 7.3 Номинална снага котла система за грејање у току грејне сезоне

Утрошена и уништена ексергија као и ексергетска ефикасност се добијају коришћењем једначина 6.4-6.7 и приказане су на сликама 7.4 и 7.5.

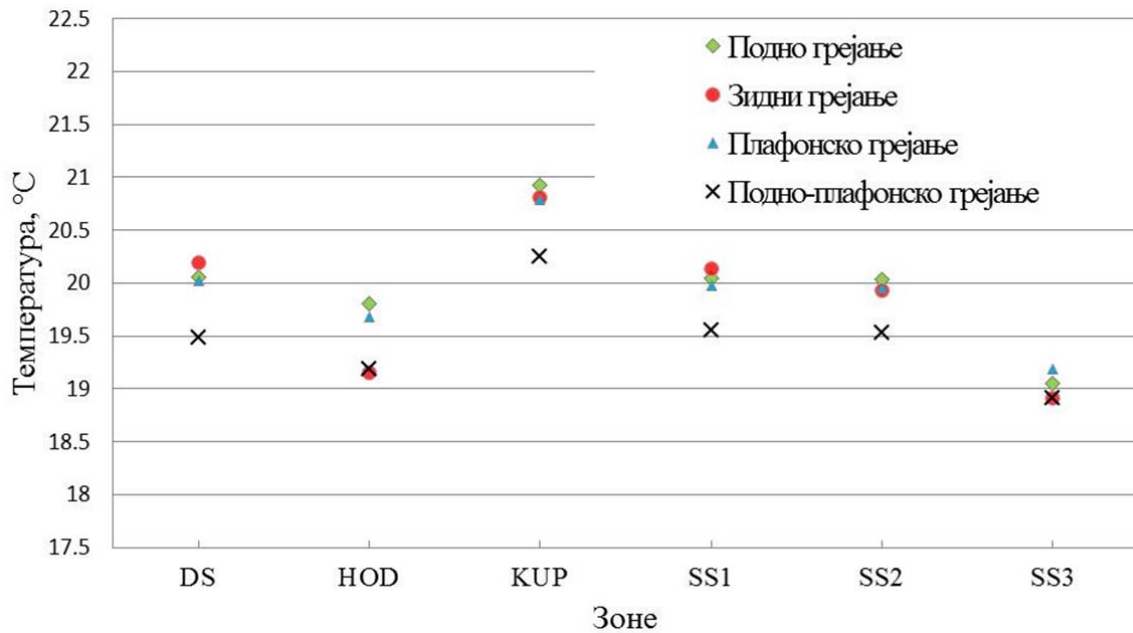


Слика 7.4 Утрошена ексергија (од панела) и уништена ексергија (у котлу) израчуната за месец јануар. Ослобођена ексергија је сума утрошене и уништене ексергије.

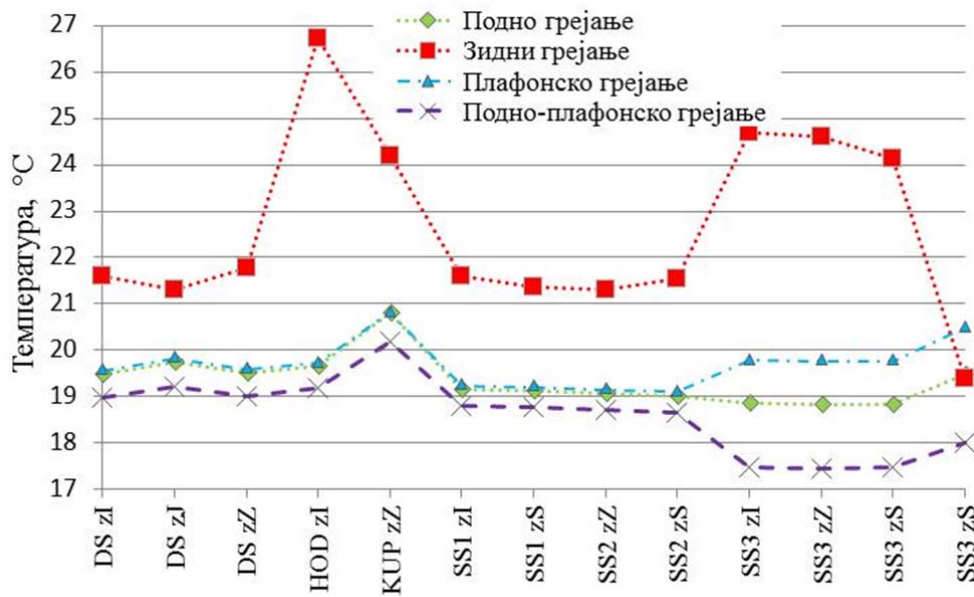


Слика 7.5 Ексергетска ефикасност панелних система за месец јануар.

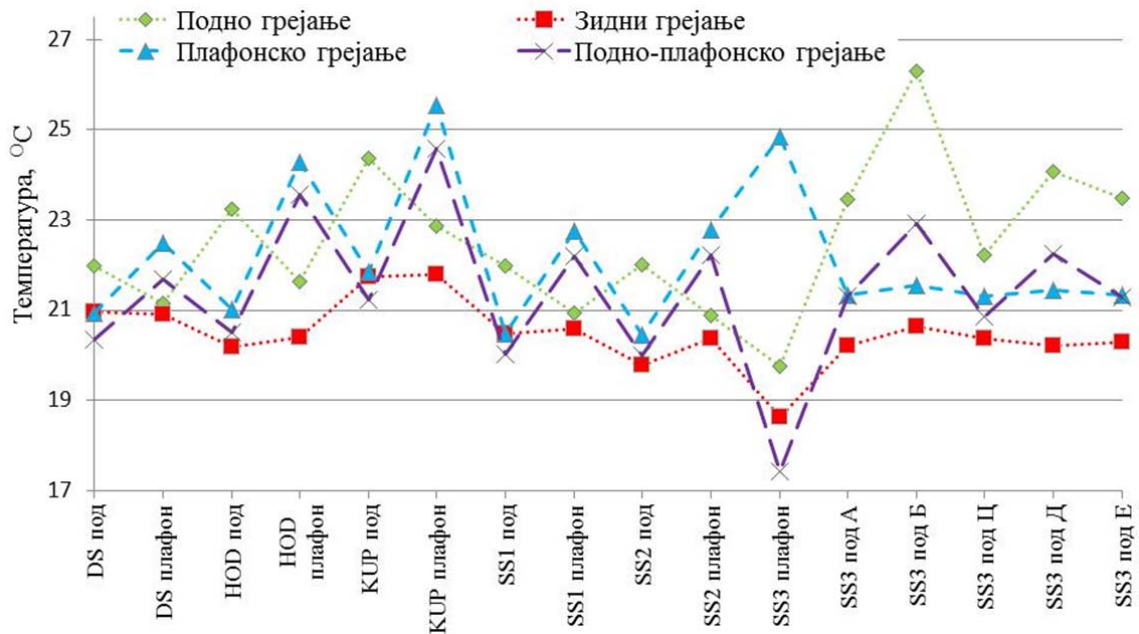
На сликама 7.6, 7.7а и 7.7б приказане су температуре просторија и унутрашњих површина.



Слика 7.6 Средња оперативна температура просторија за месец јануар.



Слика 7.7а Средње температуре унутрашњих површина спољних зидова за месец јануар. (zI – зид источно орјентисан, zZ – зид западно орјентисан, zJ – зид јужно орјентисан, zS – зид северно орјентисан)



Слика 7.76 Средње температуре унутрашњих површина подова и плафона за месец јануар. (SS3 под је подељен на неколико површина: А –изнад зоне SS2, Б – изнад зоне KUP, Ц – изнад зоне DS, Д – изнад зоне HOD, Е – изнад зоне SS1)

Дискусија

Потрошња примарне енергије током грејне сезоне приказана је на слици 7.1. Са дијаграма се може закључити да подно-плафонско грејање има најнижу потрошњу примарне енергије (8 310 kWh/год), а да плафонско грејање има највећу потрошњу примарне енергије (11 420 kWh/год). Разлика у потрошњи енергије између ова два система је око 27%. Односно, подно-плафонско грејање има нижу потрошњу примарне енергије за 10% у односу на зидно грејање и 22% у односу на подно грејање. Обрачун потрошње примарне енергије се заснива на количини гаса која је сагорела у гасном котлу и на количини електричне енергије која је утрошена за рад котла и циркулационе пумпе. Утрошена електрична енергија има јако мали удео у потрошњи примарне енергије. Тако, најнижу потрошњу има подно-плафонско грејање (22.96 kWh/год), а највишу потрошњу има плафонско грејање (37.13 kWh/год).

Слика 7.2 приказује оперативне трошкове за грејање у току једне грејне сезоне, израчунати према важећим тарифама у Србији за 2011 годину. Са слике 7.2 може се закључити да највише трошкова за рад система за грејање има плафонско грејање (624 €), а да најмање трошкова има подно-плафонско грејање (475 €). Коришћењем подно-плафонских панела уместо плафонских панела постигла би се уштеда од 148 € по грејној сезони.

Слика 7.3 приказује номиналне снаге котла код сва четири анализирана система панелних грејања. Најмања номинална снага котла је код система са подно-

плафонским панелима (10.08 kW), а највиша за систем са плафонским панелима (16.25 kW).

Слика 7.4 приказује утрошену ексергију од стране панела и уништenu ексергију од стране гасног котла. Слика 7.5 приказује ексергетску ефикасност топлотног трансфера између котла и грејних панела. Све величине приказане на слици 7.4 и 7.5 су израчунате за месец јануар као најхладнији месец у сезони. Ослобођена ексергија у гасном котлу, утрошена ексергија од стране панела и уништена ексергија су најмање за систем грејања са подно-плафонским панелима (551 MJ, 88 MJ, и 463 MJ, респективно), односно највеће за систем грејања са плафонским панелима (704 MJ, 115 MJ и 590 MJ респективно). Међутим, разлика у ексергетској ефикасности топлотног трансфера између ексергетских најефикаснијег система ($\Psi_R=16.3\%$ за плафонско грејање) и ексергетских најнеефикаснијег система ($\Psi_R=15.9\%$ за подно-плафонско грејање) је јако мала, односно око 0.4%. Разлог томе је у великој неравнотежи између утрошене и уништене ексергије. Такође, може се приметити да сада плафонски систем има најбоље перформансе. Разлог томе лежи у нешто мањој неравнотежи између понуде и потражње.

Слика 7.6 приказује вредности средњих оперативних температура у просторијама које се греју. Слика показује да сва четири система немају знатна одступања у односу на температуре задате термостатом. Највеће одступање је за систем са подно-плафонским панелима и то у просторији означеној као SS3 (око 2°C), тако да је температура у просторији 18.9°C уместо 20°C. Међутим, узимајући у обзир да панелни системи због свог механизма преноса топлоте при температура нижим за 2-3°C обезбеђују исте услове термичког комфора, као ваздушни системи при 20°C, ово одступање се може узети као прихватљиво.

У циљу праћења појаве нежељених прегревања и појаве сувише хладних унутрашњих површина грађевинских склопова на сликама 7.7а и 7.7б приказане су температуре унутрашњих површина током месеца јануара. Све температуре су у распону од 17.5 до 27°C. Нешто виша температура за површину НОД zI (слика 7.7а) је последица односа површине панела и топлотног оптерећења, односно мале површине панела при високом топлотом оптерећењу за просторију ходник. Ово указује да применом веће површине панела, средња температура воде панелу ће бити нижа и обрнуто.

7.2 Смањење потрошње енергије и утицаја на животну средину применом различитих извора енергије код панелних система грејања

Овај део истраживања представља наставак претходног истраживања (видети поглавље 7.1). У претходном поглављу код испитивања перформанси панелних система, исти су били повезани на гасни котлоу. Суштина тог истраживања је била да међусобно упореди енергетске, ексергетске, еколошке и економске аспекте код ових система.

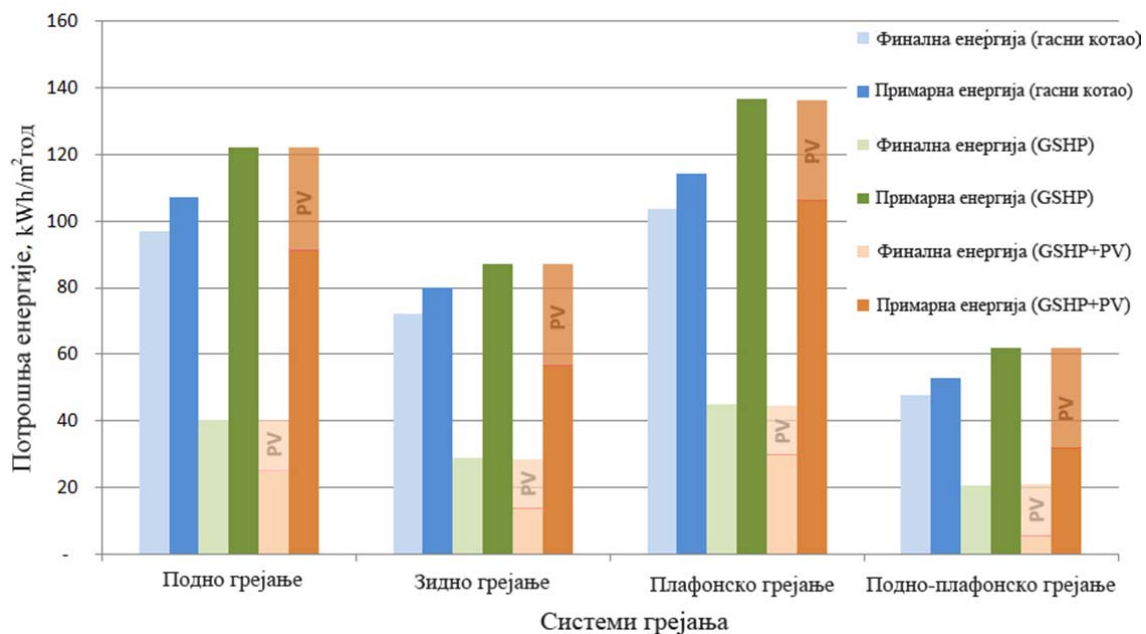
Међутим, истраживања ексергетског аспекта су наметнула питање исплативости рада панелних система са високо-температурским изворима топлоте. Ово питање је довело до спровођења анализе, односно поређења рада панелних система повезаних на високо-температурске и ниско-температурске изворе топлоте [41]. Као представник високо-температурских извора топлоте изабран је котлоу на природни гас, а као представник ниско-температурских извора топлоте изабрана је геотермална топлотна пумпа вода-вода GHSP (енг. *ground source heat pump*). У току истраживања наметнула се и потреба за употребом фотонапонских панела PV (енг. *Photovoltaic*) за генерисање електричне енергије. Тако да је као трећи систем поређења коришћена спрега између геотермалне топлотне пумпе вода-вода и фотонапонских панела (GHSP+PV).

Динамичком симулацијом енергетског понашања анализираних кућа, у којој су примењени анализирани грејни панели повезани на изабране генераторе топлоте, добијени су подаци о: потрошњи финалне енергије котла на природни гас; потрошњи финалне енергије топлотне пумпе; потрошњи финалне енергије циркулационе пумпе у систему грејања; потрошњи финалне енергије циркулационе пумпе са стране геотермалне сонде; производње струје од стране фотонапонских панела; температурама у просторијама; температурама воде на улазу/излазу из грејног панела и температурама околних површина у просторијама које се греју.

Слика 7.8 приказује потрошњу финалне и примарне енергије за четири различите врсте панелних система грејања који су се користили као генератори топлоте (гасни котлоу, GSHP или GSHP+PV). Уколико би се међусобно поредиле перформансе панелних система грејања, најмању потрошњу енергије има подно-плафонско грејање, а највећу плафонско грејање. Ово само потврђује резултате добијене у поглављу 7.1. Уколико би се поредиле перформансе коришћених генератора топлоте, панелни систем (важи за сва четири случаја) повезан на котлоу на природни гас троши већу количину финалне енергије, него систем са геотермалном топлотном пумпом (GSHP). Међутим, систем са геотермалном топлотном пумпом (GSHP) троши већу количину примарне енергије, него систем са гасним котлом. Разлог ове појаве је у томе што је коефицијент трансформације примарне енергије за електричну енергију ($R=3.01$) знатно виши од коефицијент трансформације примарне енергије за природни гас ($R=1.1$). Тако је потрошња финалне и примарне енергије код подно-плафонских панела повезаних на котлоу на природни гас $48 \text{ kWh/m}^2\text{год}$ и $53 \text{ kWh/m}^2\text{год}$, респективно. Односно, потрошња финалне и примарне енергије код подно-плафонских

панела повезаних на геотермалну топлотну пумпу $20 \text{ kWh/m}^2\text{год}$ и $62 \text{ kWh/m}^2\text{год}$, респективно.

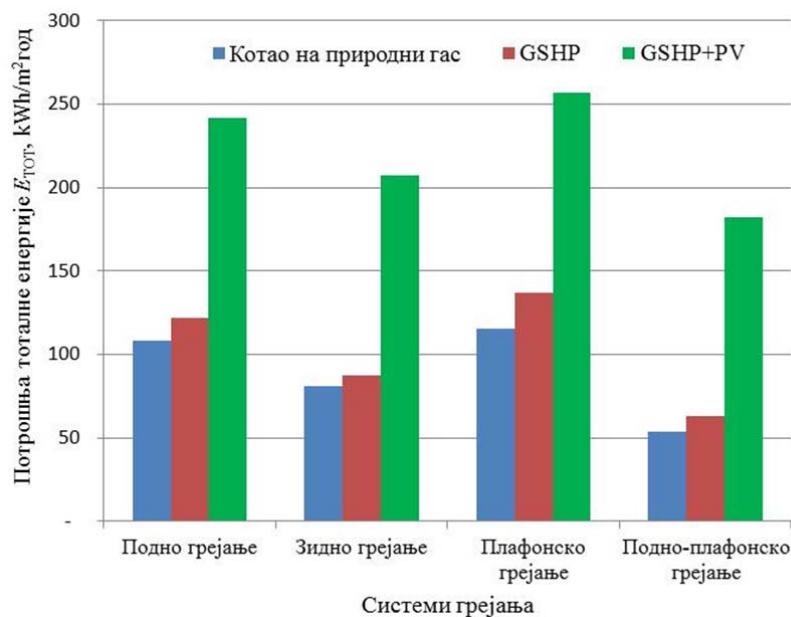
Ови резултати доводе до закључка да су панелни системи повезани на геотермалне топлотне пумпе, услед високе вредности коефицијента трансформације примарне енергије, неповољније решење у односу на панелне системе повезане на гасни катао. Наравно, ово важи за Србију као и за земље са сличним вредностима коефицијента трансформације примарне енергије. Због тога се прибегло решавању проблема применом фотонапонских панела. Произведена електрична енергија из фотонапонских панела ће смањити количину електричне енергије из националне мреже, која има високу вредност коефицијента трансформације примарне енергије. Тако да ће се потрошња финалне и примарне енергије редуковати са $20 \text{ kWh/m}^2\text{год}$ и $62 \text{ kWh/m}^2\text{год}$ на $6 \text{ kWh/m}^2\text{год}$ и $32 \text{ kWh/m}^2\text{год}$, респективно. Наравно, топлотна пумпа ће повлачити исту количину финалне енергије, али ће удео примарне енергије из фотонапонских панела, која има фактор трансформације примарне енергије близак јединици, смањити укупну количину примарне енергије потребне за рад панелних система у односу на случај када се сва количина електричне енергије користи из националне мреже.



Слика 7.8 Потрошња финалне и примарне енергије панелних система грејања повезаних на различите изворе топлоте

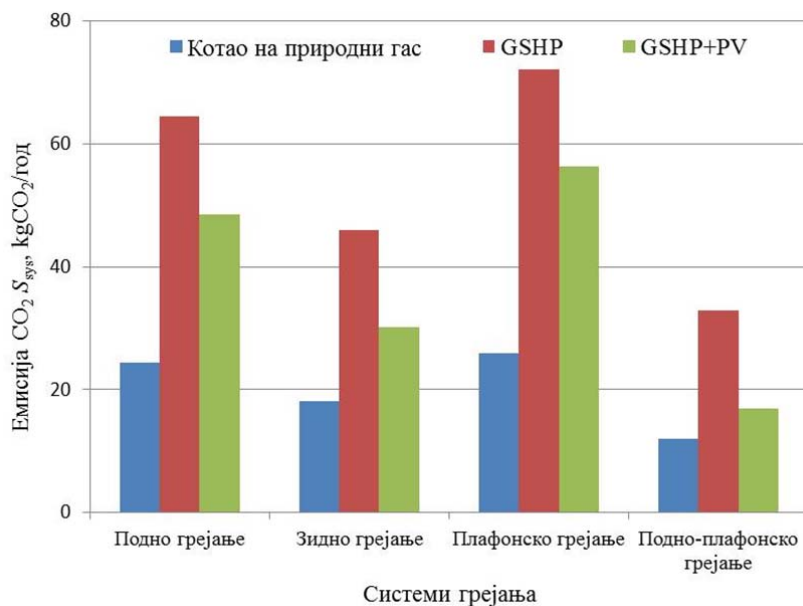
На слици 7.9 приказана је потрошња тоталне енергије анализираних панелних система, који су за генераторе топлоте имали катао на природни гас, геотермалну топлотну пумпу (GSHP) и геотермалну топлотну пумпу повезану са фотонапонским панелима (GSHP+PV). Тотална енергија је заправо сума утрошене примарне енергије од система грејања и утрошене уграђене енергије у примењени систем грејања. Најнижу потрошњу тоталне енергије има подно-плафонско грејање, које користи катао

на природни гас као извор топлоте ($54 \text{ kWh/m}^2\text{год}$). А највишу потрошњу тоталне енергије има плафонско грејање које користи систем GSHP+PV као генератор топлоте ($257 \text{ kWh/m}^2\text{год}$). Висока вредност уграђене енергије за производњу фотонапонских панела (видети табелу 5.7) је разлог што систем са GSHP+PV има значајно вишу потрошњу тоталне енергије у односи на панелне системе који су повезани на неки од преостала два система.



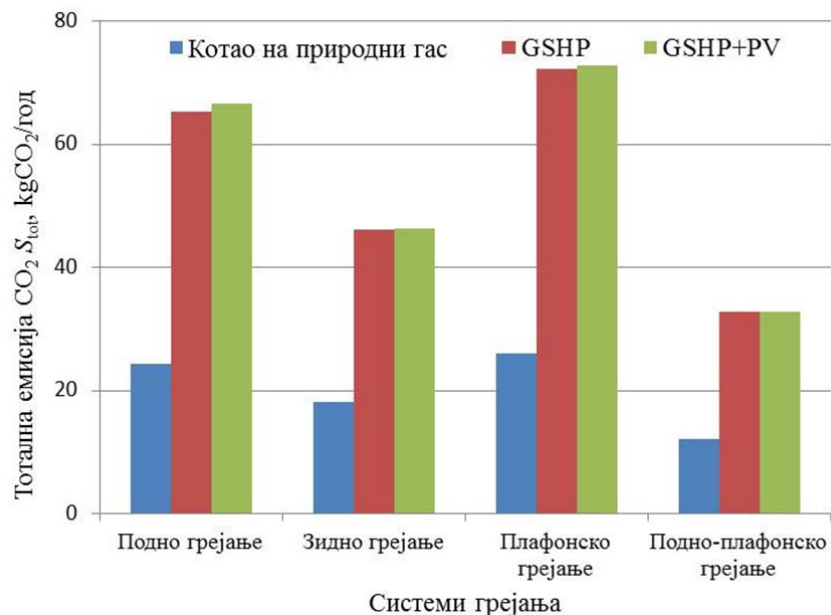
Слика 7.9 Потрошња тоталне енергије панелних система грејања повезаних на различите изворе топлоте

На слици 7.10 приказана је емисија угљендиоксида за све четири врсте анализираних панела повезаних на гасни котао, геотермалну топлотну пумпу (GSHP) и геотермалну топлотну пумпу повезану са фотонапонским панелима (GSHP+PV). С обзиром да подно-плафонски панели имају најнижу потребу за енергијом они емитују најмању количину CO_2 . Тако да подно-плафонски панели повезани на котао на природни гас емитују око $12.02 \text{ kgCO}_2/\text{m}^2\text{год}$, а подно-плафонски панели повезани на геотермалну топлотну пумпу емитују око $16.9 \text{ kgCO}_2/\text{m}^2\text{год}$. Системи повезани на гасни котао емитују мању количину CO_2 из разлога ниже вредности специфичне емисије CO_2 у односу на електричну енергију[36].



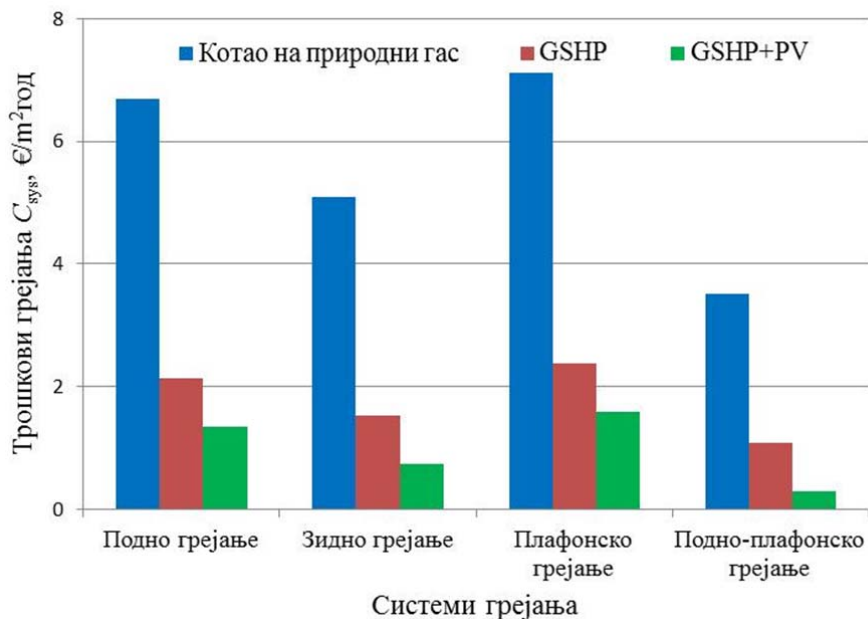
Слика 7.10 Емисија CO₂ панелних система грејања повезаних на различите изворе топлоте.

На слици 7.11 приказана је тотална емисија угљендиоксида за све четири врсте анализираних панела повезаних на гасни котао, геотермалну топлотну пумпу (GSHP) и геотермалну топлотну пумпу повезану са фотонапонским панелима (GSHP+PV). Најниже вредности емисије CO₂ имају подно-плафонски панели. Ако се пореди тотална емисија CO₂ на нивоу подно-плафонских панела при различитим изворима топлоте, најнижа вредност је при раду са котлом на природни гас (12.1 kgCO₂/m²год), а највиша при раду са системом GSHP+PV (32.9 kgCO₂/m²год). Разлог увећања тоталне емисије CO₂ у односу на емисију CO₂ је висока вредност уграђеног CO₂ при производњи фотонапонских панела (видети табелу 5.7).



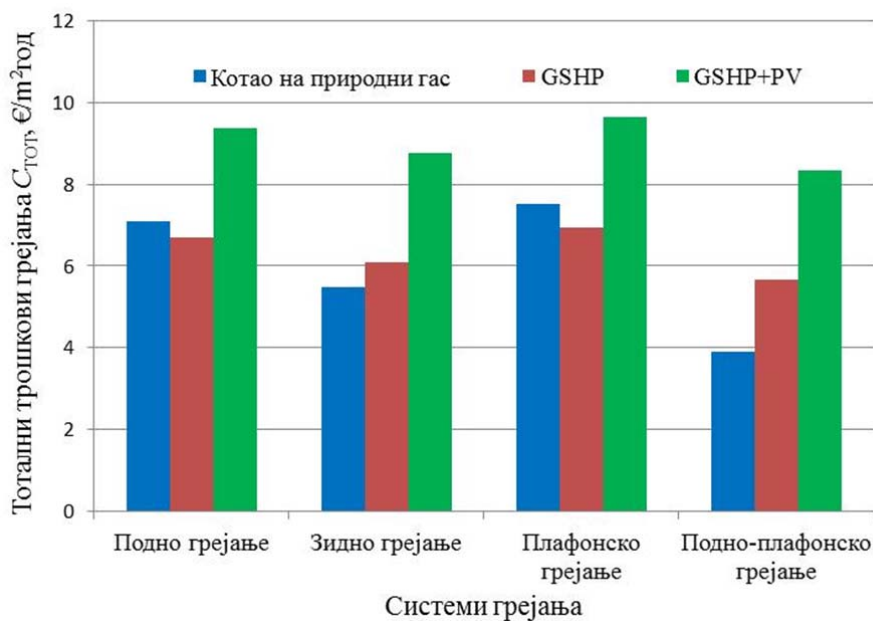
Слика 7.11 Тотална емисија CO₂ панелних система грејања повезаних на различите изворе топлоте

Слика 7.12 приказује трошкове грејање током грејне сезоне од стране анализираних панелних система повезаних на анализирани генераторе топлоте. На нивоу врсте панела најниже трошкове грејања имају подно-плафонски панели. Ако се посматрају панелни системи повезани на неки од генератора топлоте, најниже трошкове имају подно-плафонски панели повезани на систем GSHP+PV (1.09 €/m²год), а највишу потрошњу подно-плафонски панели повезани на систем са котлом на природни гас (3.52 €/m²год). Сада, системи који повезани на котао на природни гас имају неповољније карактеристике односно вишу цену грејања из разлога што се цена рачуна на нивоу домаћинства, односно у обзир се узима финална енергија чија је потрошња највиша за системе са котлом на природни гас.



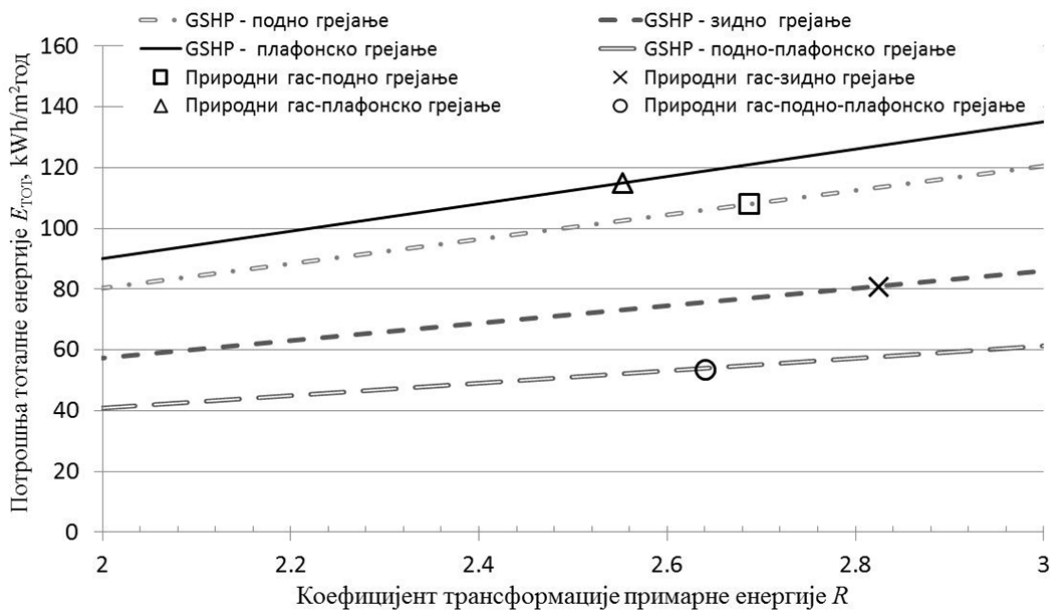
Слика 7.12 Трошкови грејања код панелних система грејања повезаних на различите изворе топлоте

Слика 7.13 приказује тоталне трошкове грејања у току грејне сезоне применом панелних система повезаних на анализиране генераторе топлоте. Тотални трошкови узимају у обзир и инвестиционе трошкове за анализиране системе грејања. Најниже вредности тоталних трошкова имају подно-плафонски панели повезани на котао на природни гас (3.91 €/m²год), а највише вредности тоталних трошкова имају подно-плафонски панели повезани на систем GSHP+PV (8.34 €/m²год).



Слика 7.13 Тотални трошкови грејања код панелних система грејања повезаних на различите изворе топлоте

На слици 7.14 приказане су релације између потрошње тоталне енергије E_{TOT} и коефицијента трансформације примарне енергије R . Такође, са слике 7.8 закључено је да због високе вредности коефицијента трансформације примарне енергије $R=3.01$, геотермална топлотна пумпа има већу потрошњу примарне енергије него систем са гасним котлом. Из тог разлога, приказане су потрошње тоталне енергије за панелне системе повезане на геотермалну топлотну пумпу при нижим вредностима R и назначене су вредности коефицијента трансформације примарне енергије R , при којима панелни системи повезани на котлоу на природни гас имају исту потрошњу тоталне енергије као и панелни системи повезани на геотермалну топлотну пумпу. Наравно, нека реалност је да ће се у скоријој будућности тежити нижим вредностима од $R=3.01$, али је реалност и да се тешко може ићи на вредности испод $R=2$, па је из тог разлога ова вредност усвојена као доња граница. Са слике 7.14 може се закључити да ће панелни системи повезани на геотермалну топлотну пумпу имати нижу потрошњу тоталне енергије у односу на панелне системе повезане на гасни котлоу када је $R < 2.81$ за зидно грејање, $R < 2.68$ за подно грејање, $R < 2.62$ за подно-плафонско грејање и $R < 2.54$ за плафонско грејање.



Слика 7.14 Однос између потрошње тоталне енергије GSHP система и коефицијента трансформације примарне енергије R .

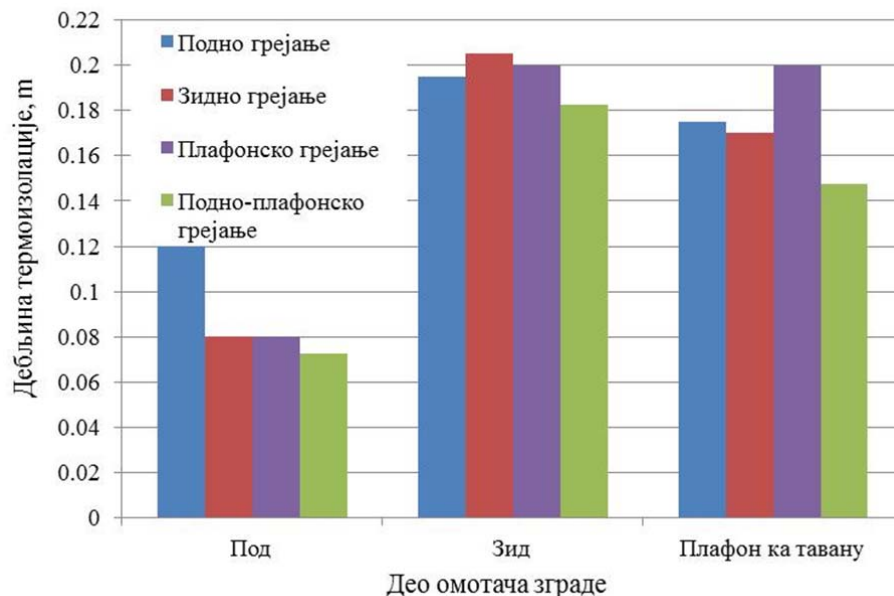
7.3 Оптимизација дебљине термоизолације код панелних система грејања

Један од циљева ове дисертације је да истражи вредности оптималних дебљина термоизолације код панелних система грејања [41]. Постоји велики број радова који проучавају дебљине топлотних изолација за одређене климатске регионе. Међутим, ови радови су испитивали дебљине термоизолационих слојева код кућа које су за грејање користиле или радијаторске или неке од ваздушних система. Радијатори се готово увек постављају на одређеном растојању од зида, тако да се топлота на зид преноси конвекцијом и зрачењем. Међутим, панелни системи су интегрисани у структуру зида, тако да је присутна и кондукција кроз сам зид. Топлота се кондукцијом креће ка температурски нижем подручју, односно и ка просторији коју загревамо и ка спољној средини. Тако да се топлота произведена у панелним системима много више губи ка спољној средини, него код уређаја који су издвојени из конструкције зида. Све ово указује да се оптималне дебљине термоизолација, добијене у случају система грејања чија грејна тела нису интегрисана у конструкцију зида не могу применити на системе са панелним грејањем.

Као панелни системи коришћени су стандардни типови (подно, зидно и плафонско грејање) и новоразвијани концепт (подно-плафонско грејање). Код оптимизације дебљина термичке изолације водило се рачуна о два аспекта (1) смањење потрошње примарне енергије за грејање куће, (2) количини уграђене енергије применом термоизолације. Такође, оптималне дебљине су посматране у односу на неизолован објекат, објекат изолован према досадашњој пракси и објекат изолован према најновијем правилнику о енергетској ефикасности зграда [43]. Пре ступања на снагу новог правилника о енергетској ефикасности зграда била је прописана максимална вредност коефицијента пролаза топлоте за термички омотач зграде од $U_{\max}=0.8 \text{ W/m}^2\text{K}$ [44]. Тадашња пракса је била да се објекти изолују са по 5 cm стиропора на спољном зиду и тавану и 2 cm стиродура у поду. Примера ради, спољни зид са 5 cm стиропора преко гитер блока који је омалтерисан са унутрашње стране обезбеђује око $0.57 \text{ W/m}^2\text{K}$. Нови правилник о енергетској ефикасности зграда је доста ригорознији. Он прописује максималне дозвољене вредности коефицијента пролаза топлоте за одређене конструктивне склопове. Тако је за спољни зид $U_{\max}=0.3 \text{ W/m}^2\text{K}$ (10 cm стиропора), за међуспратну конструкцију према негрејаном тавану $U_{\max}=0.3 \text{ W/m}^2\text{K}$ (12 cm стиропора), за коси кров $U_{\max}=0.15 \text{ W/m}^2\text{K}$ (20 cm стиропора), за под $U_{\max}=0.3 \text{ W/m}^2\text{K}$ (10 cm стиропора). Све ове вредности су добијене при коришћењу система грејања код којих грејна тела нису интегрисана у термички омотач. Међутим, колико су вредности дефинисане правилником близу оптималних дебљина код панелних система требало је испитати.

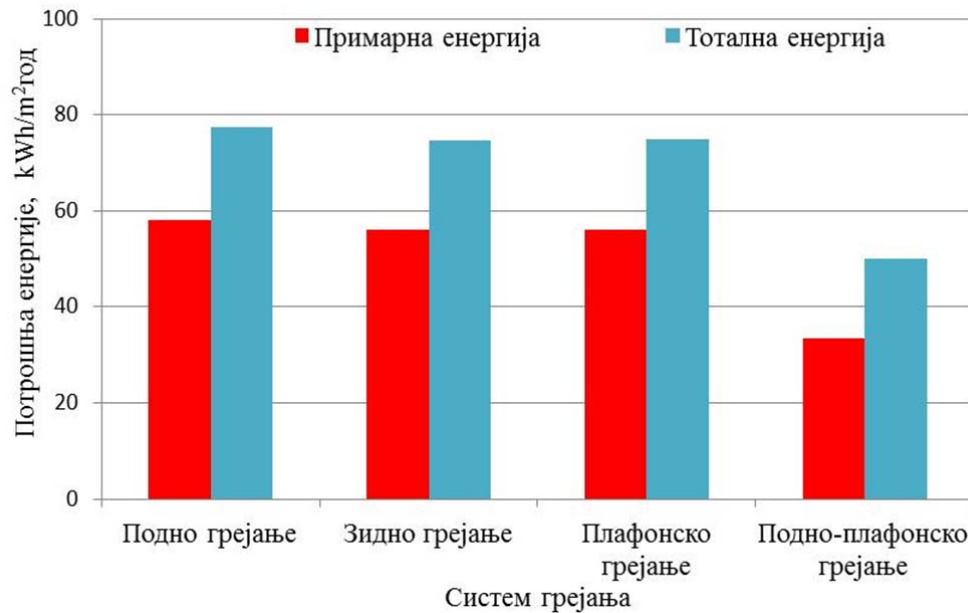
На слици 7.15 приказане су оптималне дебљине термоизолација, добијене оптимизацијом у зависности од коришћеног панелног система грејања. Тако је подна изолација највећа код система са подним грејањем (0.12 m) а најмања код подно-плафонског грејања (0.073 m). Зидна изолација има највећу дебљину код система са зидним грејање (0.21 m), а најмању код система са подно-плафонским грејањем (0.183

m). Плафонска изолација има највећу дебљину код плафонског система грејања (0.20 m), а најмању дебљину код подно-плафонског система грејања (0.148 m). Може се закључити да је највећа изолација на местима где су уграђени панели, јер су ту губици ка спољној средини услед кондукције кроз тај део конструкције највећи. Са друге стране, најмање потребне дебљине изолације су код подно-плафонског грејања, управо из истог разлога као и за највеће потребне дебљине. Односно, подно-плафонско грејање је уграђено у унутрашњи део омотача код кога, уколико се занемаре топлотни мостови, нема одавања топлоте кондукцијом ка спољној средини.



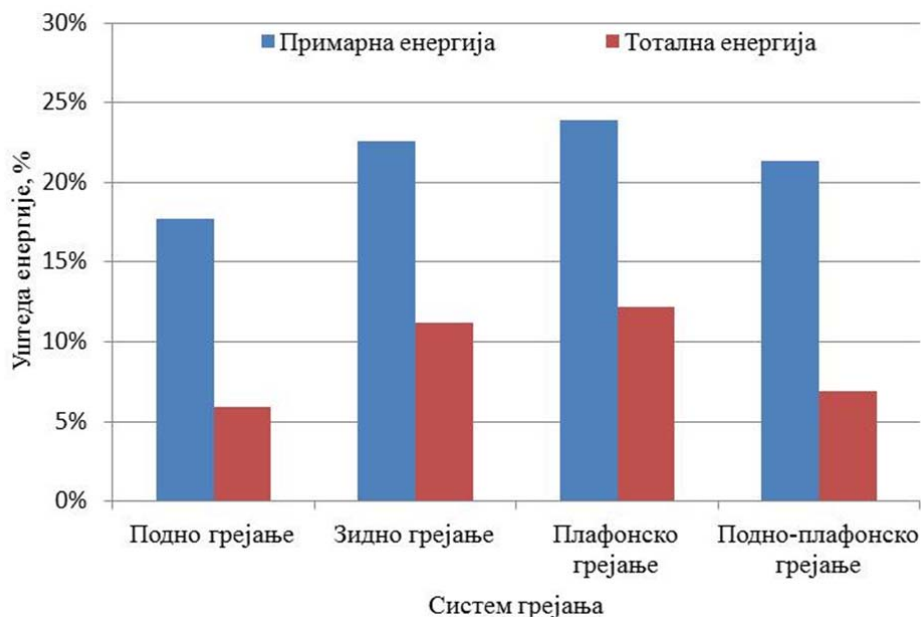
Слика 7.15 Оптималне дебљине термоизолације

На слици 7.16 приказана је потрошња примарне и тоталне енергије за случај куће са оптималним дебљинама термоизолационог слоја код панелних система грејања. Потрошња примарне енергије за подно, зидно и плафонско грејање је 58.12, 55.95 и 56.05 kWh/m²год., респективно. Потрошња тоталне енергије за подно, зидно и плафонско грејање је 77.42, 74.52 и 74.95 kWh/m²год., респективно. Међутим, потрошња примарне и тоталне енергије код система са подно-плафонским грејањем је знатно нижа у односу на горе наведене системе 33.40 kWh/m²год. и 49.90 kWh/m²год., респективно.



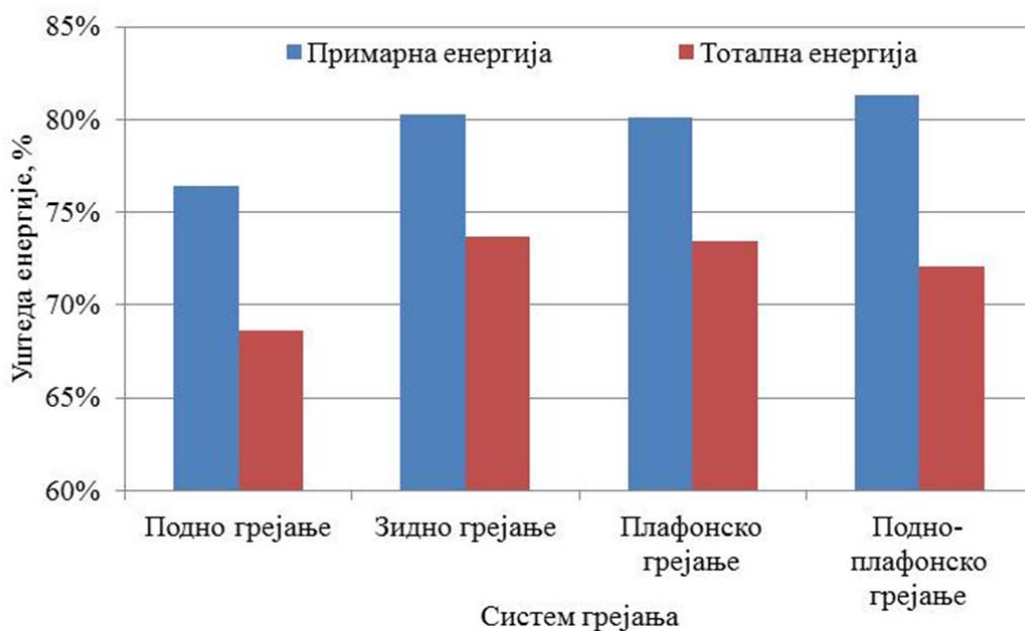
Слика 7.16 Потрошња енергије за грејање куће са оптималним дебљинама термоизолације

На слици 7.17 приказана је уштеда примарне и тоталне енергије куће са оптималним дебљинама термоизолације у односу на кућу са дебљина термоизолације према новом правилнику о енергетској ефикасности зграда. Највећа уштеда примарне и тоталне енергије је код плафонског грејања 23.86% и 12.17%, респективно. Најнижа уштеда примарне и тоталне енергије је за случај са подним грејањем 17.69% и 5.96%, респективно. Заправо, приказани резултати указују на оптималност (тачност) вредности дебљина термоизолација прописаних новим правилником. Тако да су вредности оптималне дебљине топлотне изолације у поређењу са новим правилником најприближније за систем са подним грејање, а највеће одступање је за систем са плафонским грејањем.



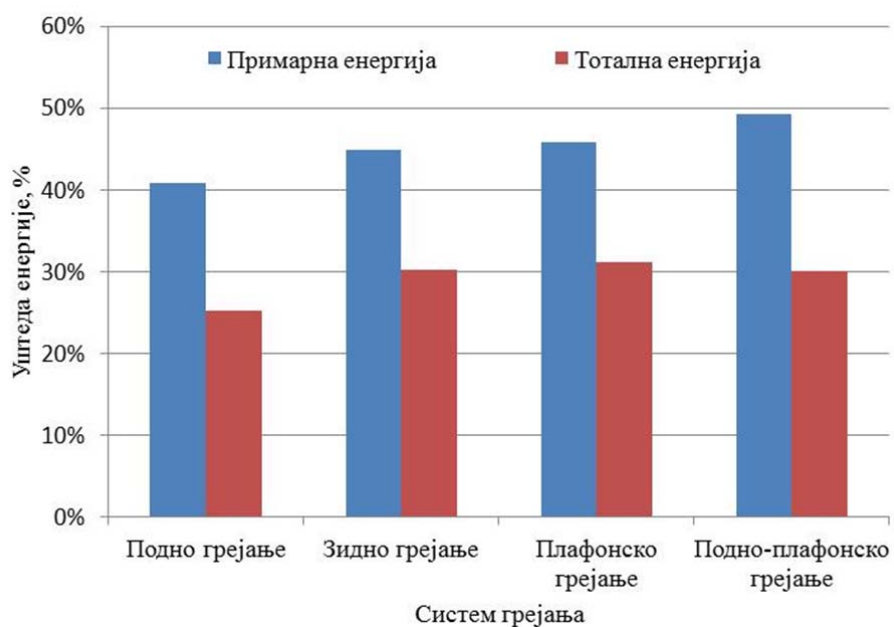
Слика 7.17 Уштеда енергије за грејање куће са оптималним дебљинама термоизолације у односу на кућу са дебљинама термоизолације према новом правилник у енергетској ефикасности

У односу на кућу без термоизолације применом оптималних дебљина термоизолације постижу се јако велике уштеде (слика 7.18). Тако је највећа уштеда примарне и тоталне енергије за систем са подно-плафонским грејањем 81.29% и 72.05%, респективно. Најмања уштеда примарне и тоталне енергије је код подног грејања 76.44% и 68.62%, респективно.



Слика 7.18 Уштеда енергије за грејање куће са оптималним дебљинама термоизолације у односу на кућу без термоизолације

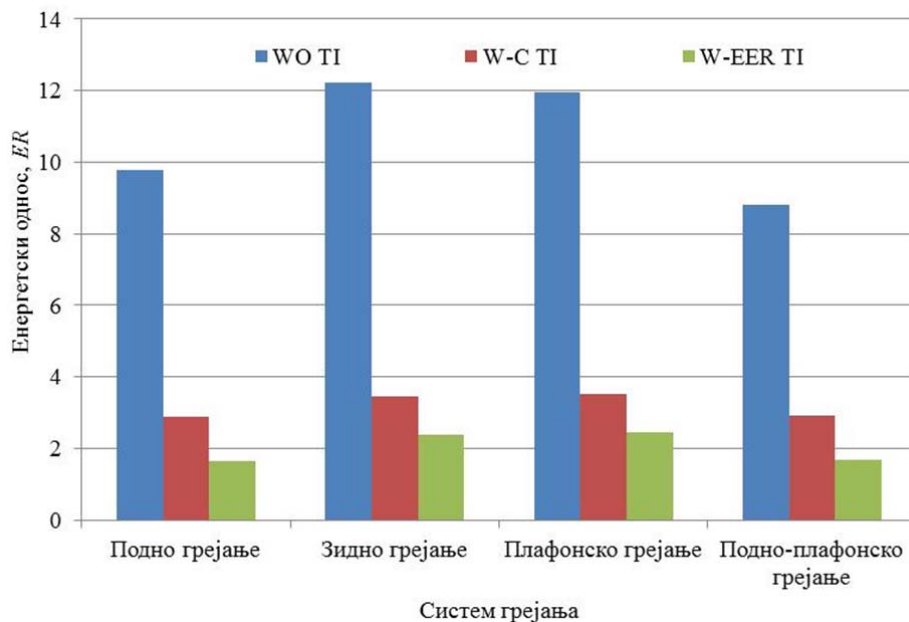
На слици 7.19 приказана је уштеда примарне и тоталне енергије за кућу са оптималним дебљинама термоизолације у односу на кућу са уобичајеним дебљинама термоизолације у Србији. Пре ступања на снагу новог прописа о енергетској ефикасности зграда, уобичајена пракса је била постављање 5 cm термоизолације на спољном зиду и тавану и 2 cm термоизолације у поду зграде. У односу на кућу са уобичајеним дебљинама термоизолације највећу уштеду примарне енергије има подно-плафонско грејање око 49.4%, а најмању подно грејање око 40.9%. Највећу уштеду тоталне енергије има плафонско грејање око 31.2%, а најмању уштеду има подно грејање око 25.3%. Такође и у односу на куће са уобичајеним дебљинама термоизолације, примећује се да се применом оптималних дебљина термоизолације такође постижу значајне уштеде енергије.



Слика 7.19 Уштеда енергије за грејање куће са оптималним дебљинама термоизолације у односу на кућу са уобичајеним дебљинама термоизолације

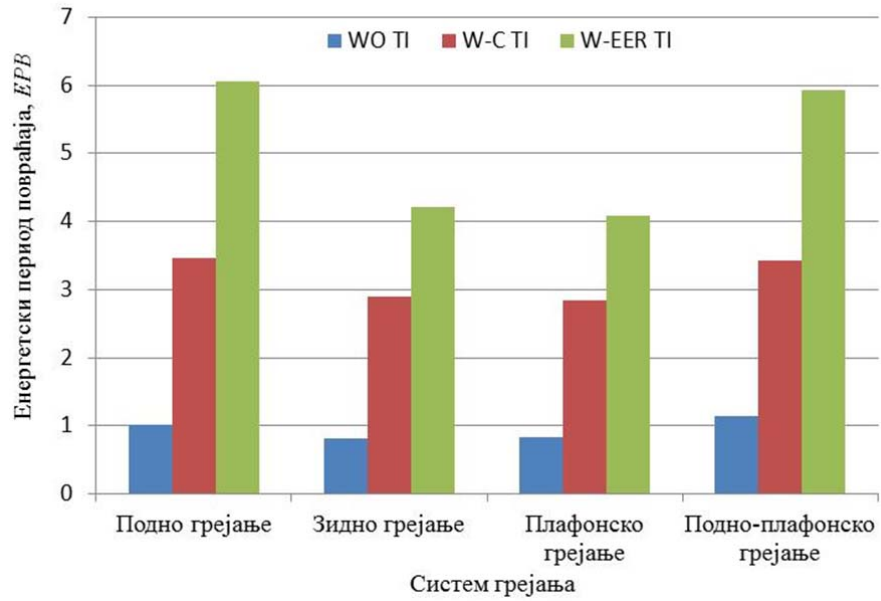
Слика 7.20 приказује енергетски однос куће са оптималним дебљинама термоизолације у односу на кућу без термоизолације (WO TI), у односу на кућу са уобичајеним дебљинама термоизолације (W-C TI) и у односу на кућу са дебљинама термоизолација према новом правилнику о енергетској ефикасности зграда (W-EER TI). У односу на кућу без термоизолације (WO TI) највећи енергетски однос је за зидно грејање (12.23), а најмањи је за подно-плафонско грејање (8.80). У односу на кућу са уобичајеним дебљинама термоизолације (W-C TI) највећи енергетски однос је за плафонско грејање (3.51), а најмањи је за подно грејање (2.88). У односу на кућу са дебљинама термоизолација према новом правилнику о енергетској ефикасности зграда (W-EER TI), највећи енергетски однос је за плафонско грејање (2.45), а најмањи је за подно грејање (1.65). Вредности енергетског односа су сразмерни уштеди енергије куће са оптималним дебљинама у односу на анализирани случајеве. Тако да је највећа

уштеда, а самим тим и највећи енергетски однос у случају поређења са кућом без термоизолације. Најмања уштеда и најнижи енергетски однос је у случају поређења са кућом која има дебљине термоизолације према новом правилнику о енергетској ефикасности зграда.



Слика 7.20 Енергетски однос куће са оптималним дебљинама термоизолације у односу на кућу без термоизолације (WO TI), у односу на кућу са уобичајеним дебљинама термоизолације (W-C TI), у односу на кућу са дебљинама термоизолације према новом правилнику у енергетској ефикасности (W-EER TI)

На слици 7.21 приказан је период енергетског повраћаја куће са оптималним дебљинама термоизолације у односу на кућу без термоизолације (WO TI), у односу на кућу са уобичајеним дебљинама термоизолације (W-C TI) и у односу на кућу са дебљинама термоизолација према новом правилнику о енергетској ефикасности зграда (W-EER TI). У односу на кућу без термоизолације (WO TI), највиша вредност енергетског периода повраћаја је за случај са подно-плафонским грејањем (1.14 година), а најнижи за случај са зидним грејањем (0.82). У односу на кућу са уобичајеним дебљинама термоизолације (W-C TI), највиша вредност енергетског периода повраћаја је за случај са подним грејањем (3.47 година), а најнижи за случај са плафонским грејањем (2.85 година). У односу на кућу са дебљинама термоизолација према новом правилнику о енергетској ефикасности зграда (W-EER TI), највиша вредност енергетског периода повраћаја је за случај са подним грејањем (6.07 година), а најнижи за случај са плафонским грејањем (4.09 година). Мањи период енергетског повраћаја заправо указује на вредност одступања три анализирана случаја поређења (WO TI, W-C TI, W-EER TI) у односу на кућу са оптималним дебљинама термоизолације и обратно.

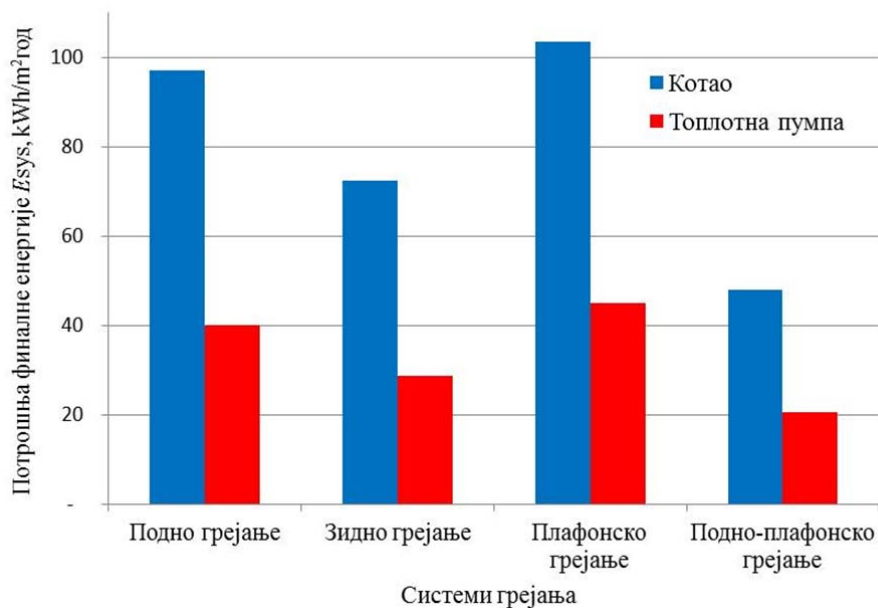


Слика 7.21 Период енергетског повраћаја куће са оптималним дебљинама термоизолације у односу на кућу без термоизолације (WO TI), у односу на кућу са уобичајеним дебљинама термоизолације (W-C TI), у односу на кућу са дебљинама термоизолације према новом правилник у енергетској ефикасности (W-EER TI)

7.4 Ексергетска ефикасност панелних система грејања при различитим изворима топлоте

Један од циљева ове дисертације је да ексергетском анализом прикаже погодности коришћења ниско-температурских извора топлоте код панелних система грејања [45]. Котао на природни гас и геотермална топлотна пумпа су изабрани јер представљају два типична представника високо-температурског односно ниско-температурског извора топлоте. Када се помиње систем са геотермалном топлотном пумпом мисли се на уређај топлотне пумпе и геотермалну сонду урођену у земљу. Као панелни системи коришћени су стандардни типови (подно, зидно и плафонско грејање) и новоразвијани концепт (подно-плафонско грејање).

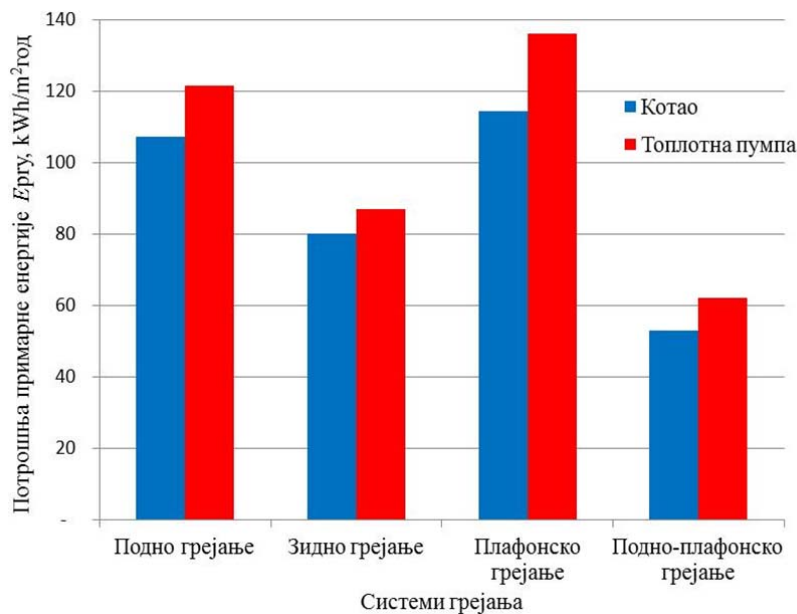
Ради бољег разумевања токова ексергије, на сликама 7.22 и 7.23 приказана је потрошња финалне и примарне енергије код ова два анализирана система. Упоредивањем коришћених панелних система са аспекта потрошње финалне енергије (слика 7.22), подно-плафонско грејање има најмању потрошњу финалне енергије како за систем са котлом на природни гас ($48 \text{ kWh/m}^2 \text{ год.}$), тако и за систем са геотермалном топлотном пумпом ($20 \text{ kWh/m}^2 \text{ год.}$). Са друге стране плафонско грејање има највећу потрошњу финалне енергије како за систем са котлом на природни гас ($104 \text{ kWh/m}^2 \text{ год.}$) тако и за систем са геотермалном топлотном пумпом ($45 \text{ kWh/m}^2 \text{ год.}$).



Слика 7.22 Потрошња финалне енергије

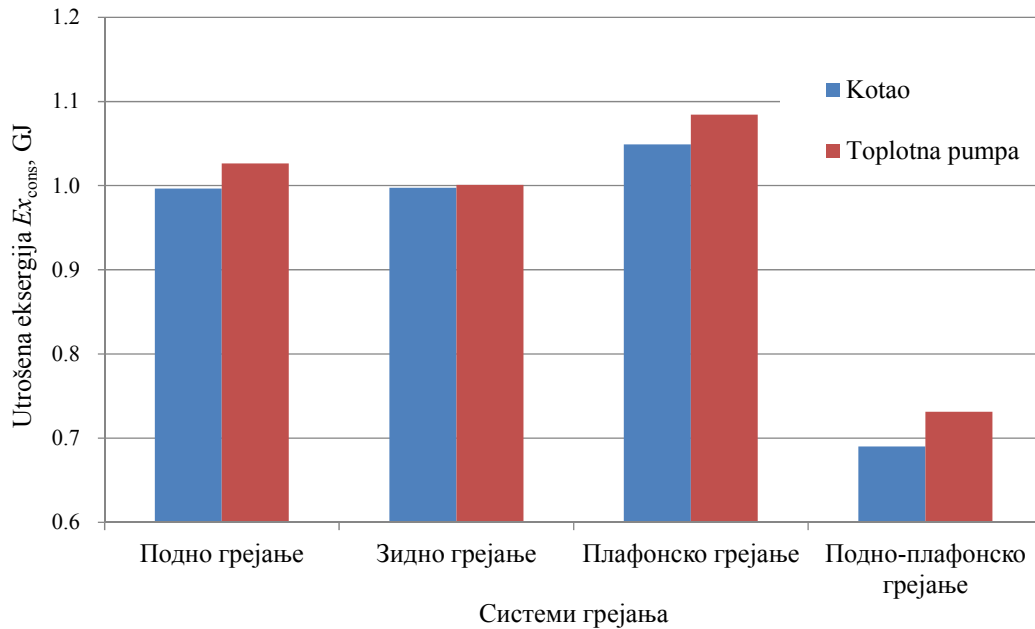
На слици 7.23 приказана је потрошња примарне енергије посматраних панелних система за различите генераторе топлоте. Однос у потрошњи примарне енергије анализираних панелних система повезаних на систем са гасним котлом и геотермалном топлотном пумпом је остао исти као и код потрошње финалне енергије. Међутим, као последица високе вредности коефицијента конверзије примарне енергије, за електричну енергију из националне мреже ($R=3.01$), потрошња примарне енергије код

система са топлотном пумпом ће бити већа него кад су системи повезаних на гасни котао. Као и код финалне енергије и овде се најмање енергије троши код подно-плафонских панела, $54 \text{ kWh/m}^2\text{год.}$ за подно-плафонски систем повезан на котао, односно, $63 \text{ kWh/m}^2\text{год.}$ за подно-плафонски систем повезан геотермалну топлотну пумпу. Такође, плафонско грејање троши највише енергије, $115 \text{ kWh/m}^2\text{год.}$ у случају када је систем повезан на гасни котао, односно $137 \text{ kWh/m}^2\text{год.}$ када је систем повезан на геотермалну топлотну пумпу.



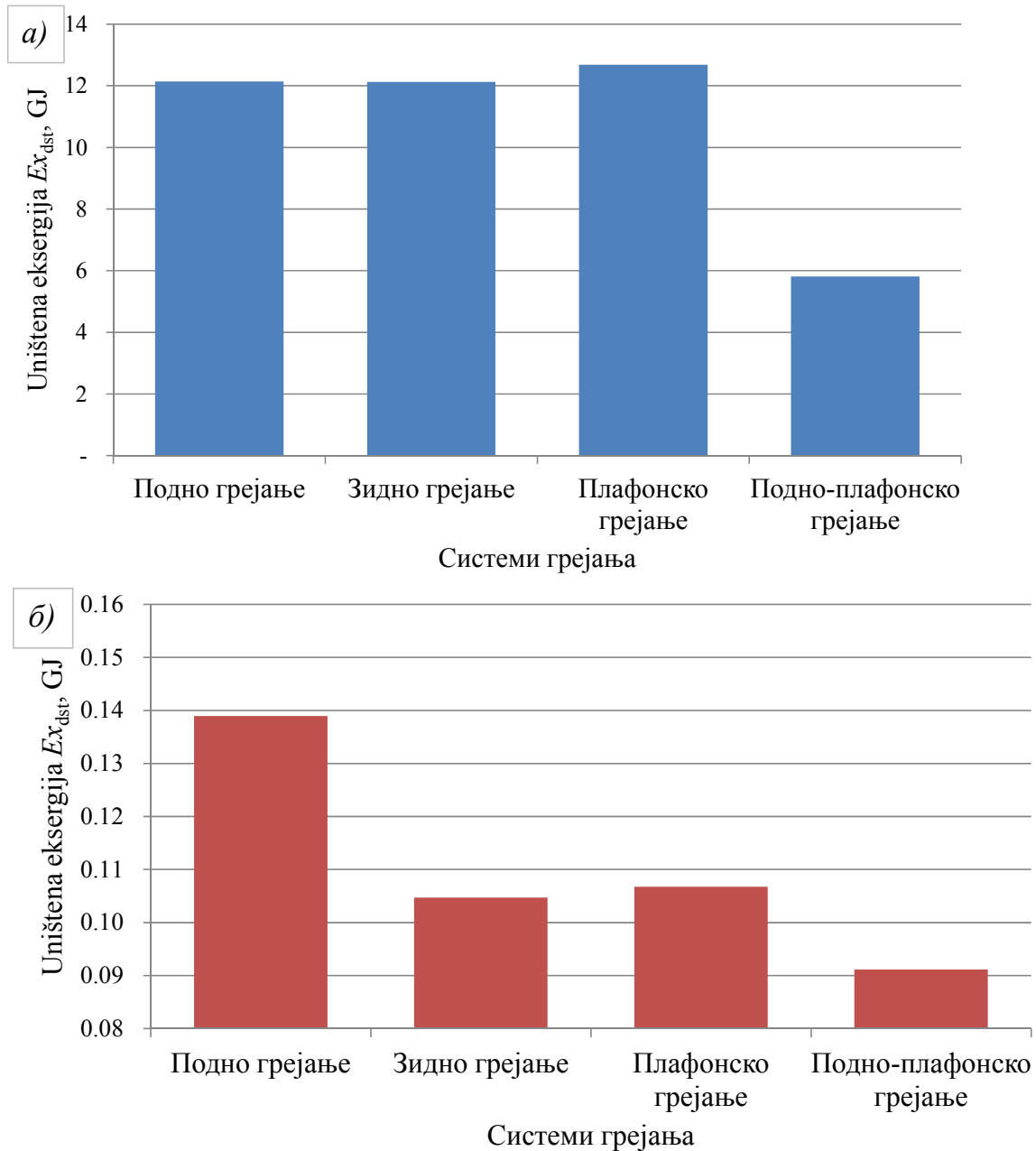
Слика 7.23 Потрошња примарне енергије

На слици 7.24 приказана је количина утрошене ексергије од стране панелних система грејања. Сразмерно, потрошњи енергије влада и однос у потрошњи ексергије. Тако, најмања потрошња ексергије је код подно-плафонског система и то 0.69 GJ/год. за систем повезан на гасни котао, односно 0.73 GJ/год. за систем повезан на геотермалну топлотну пумпу. Са друге стране, највећа потрошња је за плафонски систем и то 1.05 GJ/год. за систем повезан на гасни котао, односно 1.08 GJ/год. за систем повезан на геотермалну топлотну пумпу.



Слика 7.24 Потрошња ексергије

На слици 7.25 приказана је количина уништене ексергије у гасном котлу (слика 7.25 а) и у геотермалној топлотној пумпи (слика 7.25 б). Приметно је да се далеко више ексергије уништава при сагоревању природног гаса, него при раду геотермалне топлотне пумпе. У оба случаја, најмање ексергије се троши код подно-плафонских панела и то 5.81GJ/год. за систем повезан на гасни котао, односно 0.09 GJ/ год. за систем повезан на геотермалну топлотну пумпу. Највише ексергије за систем повезан на гасни котао се уништава код класичног плафонског грејања 12.68 GJ/год. односно за систем повезан на геотермалну топлотну пумпу се највише енергије уништава код подног грејања и то 0.13 GJ/год..



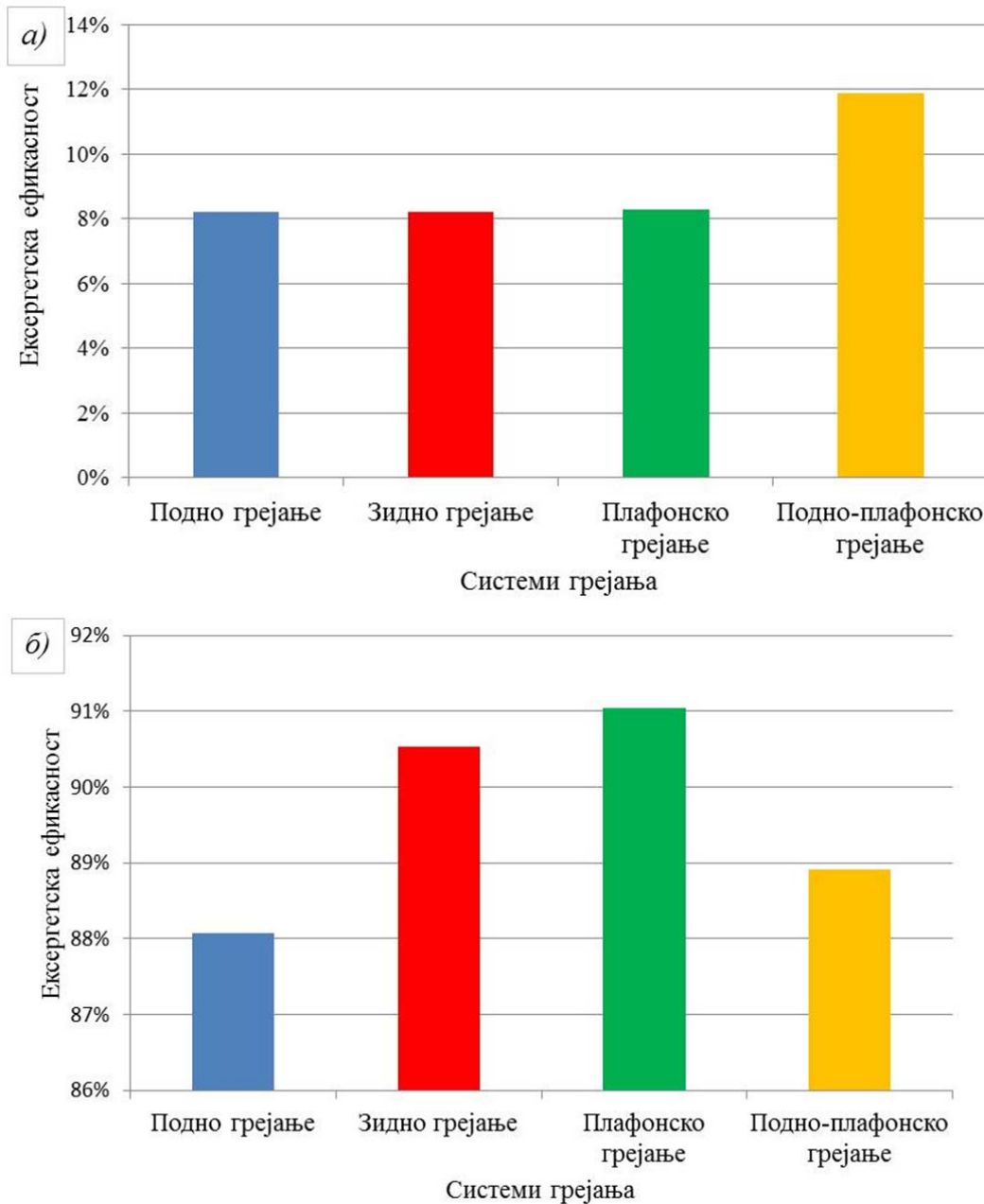
Слика 7.25 Уништена ексергија

а) Уништена ексергија у котлу, б) уништена ексергија у топлотној пумпи

На слици 7.26 приказана је ексергетска ефикасност панелних система повезаних на гасни котао (слика 7.26 а) и геотермалну топлотну пумпу (слика 7.26 б). Ексергетска ефикасност представља неслагање између потребне и уништене ексергије. Мања неслагања даће веће степене ексергетске ефикасности и обрнуто. Како је код сагоревања природног гаса у гасном котлу утрошена далеко већа количина ексергије, него код рада геотермалних топлотних пумпи то ће степен ексергетске ефикасности бити далеко нижи. Код панелних система повезаних на гасни котао ексергетски

најефикаснији систем биће подно-плафонског грејање 11.8%, док су преостала три система са сличном ексергетском ефикасношћу од око 8.2% (слика 7.26 а)

Када су у питању панелни системи повезани на геотермалну топлотну пумпу (слика 7.26 б) ту су вредности ексергетске ефикасности далеко веће односно 88.07% за подно грејање, 90.53% за зидно грејање, 91.04% за плафонско грејање и 88.92% за подно-плафонско грејање. Наравно, високе вредности ексергетске ефикасности су последица мањег неслагања између утрошене и уништене ексергије.



Слика 7.26 Ексергетска ефикасност
а) систем са котлом, б) систем са топлотном пумпом

7.5 Закључак нумеричких истраживања

У поглављу 7.1 приказано је поређење перформанси панелни система грејања. Поређење је урађено са енергетског, ексергетског, економског и еколошког аспекта. Иначе, ово је прва анализа у оквиру ове дисертације која је имала за циљ да укаже на међусобне релације панелних система, а као последица овог истраживања дошло се до концепта „подно-плафонских“ панела.

Установљено је да, иако систем са подно-плафонским грејањем има најнижу ексергијску ефикасност, најбоље перформансе: најмању потрошњу енергије, најмањи утрошак ексергије, најмању количину уништене ексергије, најнижу количину емисије CO₂, најниже трошкове експлоатације, и најниже номиналне снаге котла. Такође, важно је истаћи да је следећи бољи систем био систем са зидним панелима, а да систем са плафонским панелима има најлошије перформансе.

За анализиране системе грејања, ексергетска ефикасност топлотног трансфера (од котла до грејних панела) је врло слична за све системе. Треба истаћи да због коришћења котла на природни гас, сви истраживани панелни системи грејања имају висок ниво уништене ексергије. Међутим, циљ прве студије је био да упореди перформансе самих панела, док је анализа топлотних извора са становишта енергије и ексергије обрађена у поглављима 7.2 и 7.4, респективно. У сваком случају применом ниско-температурских извора топлоте смањила би се количина уништене ексергије. Поређењем средњих оперативних температура у просторијама и оперативних температура задатих термостатом показано је да сви системи дају задовољавајуће вредности без значајних одступања. Највеће одступање је код подно-плафонског панела у просторији SS3, температура је била 18.9 °C у односу на задатих 20°C.

У поглављу 7.1 анализирани су панелни системи повезани на гасни котлао као извор енергије. Циљ тог поглавља је био да се међусобно упореде панелни системи. Међутим, своје право лице панелни системи показују при спреси са неким од ниско-температурских извора топлоте. Из тог разлога у поглављу 7.2 приказана је анализа панелних система повезаних на различите врсте извора топлоте. Поново, разматрајући панелне системе грејања, али сада повезане и на систем са геотермалном топлотном пумпом потврђени су закључци о потрошњи енергије из поглавља 7.1. Односно, ново-развијени концепт подно-плафонско грејање има најбоље карактеристике, а плафонско грејање има најлошије карактеристике.

Ако се разматрају топлотни извори, ситуација се разликује у зависности да ли се анализа посматра са нивоа крајњег корисника куће или са глобалног становишта. Резултати показују да је потрошња финалне енергије код панелних система повезаних на геотермалну топлотну пумпу мања у односу на панелне системе повезане на гасни котлао. Али, услед знатно више вредности коефицијента трансформације примарне енергије за електричну енергију у односу на природни гас, потрошња примарне енергије се дијаметрално разликује и сада је виша код система са геотермалном топлотном пумпом. Из овог разлога, истраживање је укључило и фотонапонске панеле, како би се разблажила вредност коефицијента трансформације примарне енергије.

Закључено је да је количина финалне енергије која се повлачи из мреже најнижа за систем са геотермалном топлотном пумпом и фотонапонским панелима (GSHP+PV). Такође, употреба фотонапонских панела смањује и потрошњу примарне енергије из мреже. Наравно, трошкови грејања су нижи за овај случај. Међутим, посматрајући ове резултате на глобалном нивоу, морају се узети у обзир и количине енергије утрошене при производњи генератора топлоте, система грејања као и количина угљендиоксида која се емитује при производњи истих (уграђена енергија и уграђени CO₂). Такође, узета је у обзир вредности инвестиција у посматране систем. Тако да са глобалног аспекта ови системи (GSHP+PV) представљају најлошије решење. Наравно, ови резултати су добијени за услове који владају у Србији (високе вредности коефицијента трансформације примарне енергије и мало сунчаних дана током зиме).

У будућности, у свету а и у Србији, интензивно се очекује употреба обновљивих извора енергије у енергетском миксу (при производњи електричне енергије). Тада ће се енергетски микс кретати ка смањењу коефицијента трансформације примарне енергије. У неком тренутку, панелни системи повезани на геотермалну топлотну пумпу ће трошити мање енергије од панелних система повезаних на гасни котло (видети слику 7.14).

У поглављу 7.3 урађена је оптимизација дебљине термоизолације код кућа са примењеним панелним системима грејања. Ова анализа је била неопходна јер су досадашње препоруке и стандарди урађени у релацији са конвенционалним система грејања попут радијаторског и слично. Наравно, логично је било да су куће са панелним системима грејања знатно осетљивије на дебљине термоизолације. Међутим, у циљу што ниже потрошње енергије требало се доћи и до оптималних дебљина истих. Такође, стиропор као најчешће примењивана врста термоизолације захтева велику количину енергије за своју производњу, те је узет у обзир и појам урађене енергије.

Резултати симулације указују да оптималне дебљине термоизолације имају највећу вредност код зида, а најмање вредности су код пода, што је и логично јер је зид директно изложен утицају спољне средине, а под је у контакту са земљом чија је спољна температура доста виша у односу на околни ваздух. Уколико се међусобно пореде панелни системи грејања, највећа дебљина је потребна у склоповима где је лоциран сам грејни панел. Тако да је подна изолација највећа код система са подним грејањем, зидна код система са зидним грејањем, плафонска код система са плафонским грејањем. Са друге стране применом оптималних дебљина термоизолације постиже се значајна уштеда енергије у односу на куће без термоизолације или у односу на куће термоизоловане према старој пракси. Када је у питању уштеда енергије у односу на куће изоловане према новом правилнику о енергетској ефикасности зграда, постиже се нешто нижа уштеда, али опет у довољној мери да би указала на недовољну тачност правилника.

Из разлога знатно нижих инвестиционих трошкова у пракси је присутна честа примена панелних система у спрези са гасним котловима. Како панелни системи спадају у групу ниско-температурских извора топлоте, а гасни котлови спадају групу високо-температурских извора топлоте може се очекивати велика ексергетска неефикасност. Из тог разлога у поглављу 7.4 приказана је ексергетска анализа

панелних система повезаних на високо-температурске и ниско-температурске изворе топлоте. Ексергетска ефикасност се заснива на одређивању односа утрошене ексергије од стране панелних система и уништене ексергије од стране генератора топлоте.

Уништена ексергија од стране панелних система је врло слична за оба случаја. Међутим, драстичне разлике се јављају код количине ексергије која се уништава при генерисању топлоте. Она је значајно већа код панелних система повезаних на гасни котло. Наравно, ово је из разлога високе температуре топлотног извора, односно температуре сагоревања природног гаса. У прилог томе, степен ексергетске ефикасности панелних система повезаних на гасни котло се креће од 8.2-11.8%, док је степен ексергетске ефикасности код панелних система повезаних на геотермалну топлотну пумпу у зависности од врсте панелних система у распону од 88.07-91.04%.

8. ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ИСТРАЖИВАЊА

Главни циљ експерименталног истраживања је верификација нумерички добијених перформанси панелних система. У овом поглављу описана је експериментална инсталација, мерна опрема и представљена процедура испитивања. Као резултат експеримента, на крају поглавља приказани су резултати експерименталних истраживања панелних система грејања. У претходно спроведеним нумеричким истраживањима коришћени су водени грејни панели док су у експерименталном истраживању коришћени електрични грејни каблови. Инсталација са електричним грејним кабловима је изабрана због економичности извођења експеримента. Такође, тест модел који је коришћен у експерименту представља умањен модел стварног објекта, коришћеног у нумеричким истраживањима. Поред тога, теорија сличности није урађена јер је суштина експеримента међусобно поређење панелних система, односно верификација новоразвијеног концепта „одно-плафонског“ панела. Тако да је обезбеђивањем истих експерименталних услова за све панеле елиминисана потреба за теоријом сличности.

8.1 Експериментална инсталација и мерна опрема

Експериментална испитивања карактеристика панелних система су изведена на Факултета инжењерских наука у Крагујевцу, и то делом у оквиру Лабораторије за Термодинамику и термотехнику, а делом у оквиру Лабораторије за Моторна возила.

Експериментална инсталације обухвата тест комору, тест кућицу, мерну опрему и опрему за прикупљање података.

Тест комора је димензија 1500x1500x1800 mm и смештена је унутар просторије димензија 3500x5500x3800 mm. Тест комора ради на принципу расхладне коморе унутар које се налазе два испаривача (слика 8.4) повезаних са ваздушним чилером (слика 8.3). Чилер на кондензаторској страни користи ваздух из просторије унутар које се налази тест кућица. Тест комора има могућност хлађења до -15°C . Међутим, услед рада чилера унутар просторије у којој је смештена тест комора и услед ниске стопе измене ваздуха у овој просторији долази од прегревања ваздуха и није препоручљиво ићи на температуре испод -5°C . Регулација температуре тест коморе је преко ПИД регулатора (слика 8.1) тип ХМТФ-308 производ *Yuyao Gongyi Meter* [46] који је повезан на ПТ100 сонду. Мерење и бележење података о влажности и температури унутар тест коморе је преко сензора температуре и влажности, типа TSN-TH70E производ „*Arexx Engineering*“ Холандија (слика 8.2) [47]. Овај сензор „*wireless*” сигналом комуницира са рачунаром који служи за прикупљање података.



Слика 8.1 Сензор за одржавање температуре унутар тест коморе [46]



Слика 8.2 Сензор за аквизицију влажности и температуре унутар тест коморе [47]

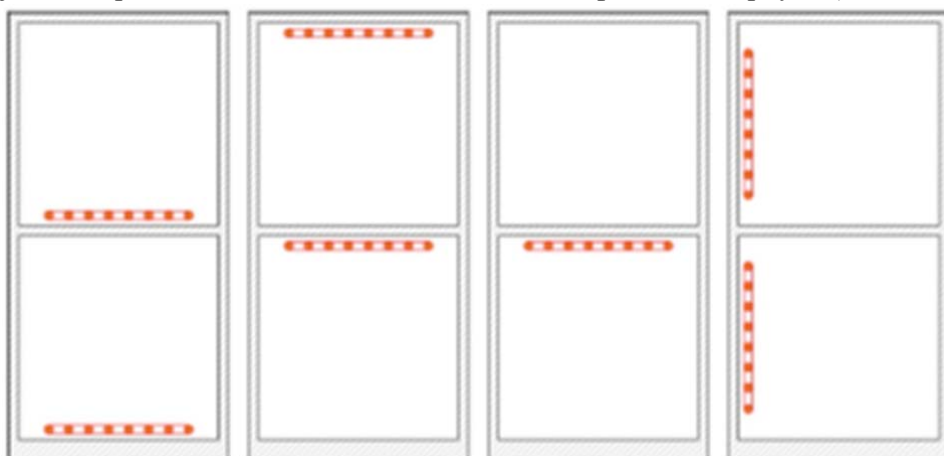


Слика 8.3 Тест комора



Слика 8.4 Унутрашњост тест коморе – приказ испаривача

Тест кућица се састоји из две коморе, које се постављају једна изнад друге тако да свака представља по једну просторију (спрат) која се греје. Димензије просторија (спратова) тест модела су 1000x800x650 mm, с` тим да је висина просторије 650 mm. Такође, свака од просторија тест кућице има по један отвор на бочној страни застакљен плексигласом димензија 300x250 mm. Овај отвор има функцију прозора, а такође има и функцију ревизионог отвора. У оквиру овог експеримента истраживана су четири типа панелних система: подно грејање, зидно грејање, плафонско грејање и подно-плафонско грејање. С` тога тест модел има могућност рада као било који од поменутих система, односно у сваку од комора уграђен је по један зидни панел и подни панел, а ротацијом комора за 180° подни панел би постао плафонски и обрнуто (слика 8.5).

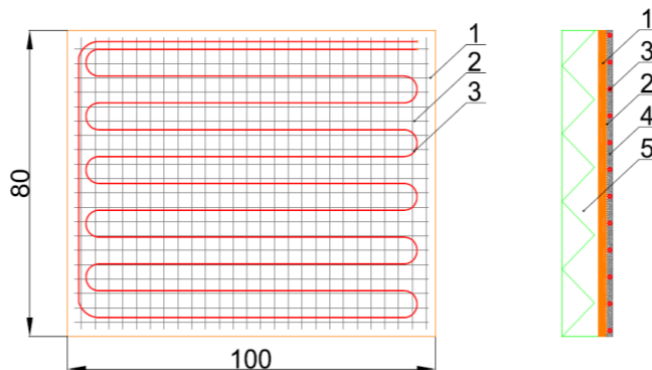


Слика 8.5 Анализирани системи панелних грејања



Слика 8.6 Унутрашњост просторије тест кућице – приказ положаја сонде ПТ100

Грејни панели се састоје од стиропора дебљине 50 mm, плоче од неоплемењене иверице дебљине 18 mm, ПВЦ мрежице, електричног грејног кабла, цементног малтера дебљине 5 mm и јупол заврше обраде (слика 8.7). Тест кућица је у конструктивном смислу у потпуности направљен од иверице, преко које је хефтањем причвршћена ПВЦ мрежица, која има улогу полагања грејног кабла са растером полагања од 50 mm (слика 8.8). Преко грејног кабла наноси се танак слој цементног малтера дебљине 5 mm који доприноси хомогеном распрострањању температуре дуж грејног панела.



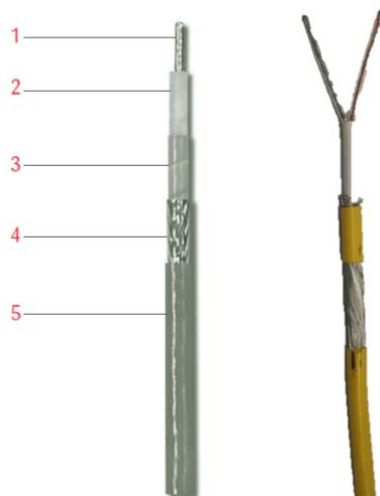
Слика 8.7 Детаљ конструкције панела

- (1) Плоча од иверице; (2) PVC мрежица; (3) електрични грејни кабл; (4) цементни малтер; (5) стиропор



Слика 8.8 Детаљ монтаже грејног кабла

Електрични грејни кабл (слика 8.9) се састоји од топлотног проводника (1), пробојне изолације на бази флорполимера (2); керамичке траке (3); никловане бакарне облоге (4); и спољног омотача од флорполимера (5). Топлотна снага грејног кабла је 17 W/m, дебљина електричног грејног кабла је 3.5 mm, а минимални радијус савијања је 5D. Електрични грејни каблови су производ фирме „FKS„ Јагодина [48], а по лиценци фирме *THERMON, San Marcos – USA*. Ова врста грејних каблова спада у групу електричних грејних каблова са редним отпором.



Слика 8.9 Конструкција електричног грејног кабла [48]

(1) проводник топлоте; (2) пробојна изолација на бази флорполимера; (3) керамичка трака; (4) никлована бакарна облога; (5) спољни омотач од флорполимера

Мерна процедура се заснива на мерењу утрошене енергије у циљу одржавања константе температуре унутар просторија тест кућице. Тест кућица је смештена унутар тест коморе унутар које се такође одржава температура константно. За унутрашњу температуру тест коморе изабране су три вредности и то: 4.5°C , 0°C и -5°C . Прва вредност је изабрана на основу података о средњим температурама грејног периода за градове у Србији (најчешће у распону $4^{\circ}\text{C} - 5^{\circ}\text{C}$). Док је температуре -5°C максимална допуштена вредност код ове мерне инсталације. Температура 0°C је међувредност између две претходно поменуте вредности. Грејни панели су повезани на регулатор температуре који регулише рад аутотрансформатора по принципу укључено/искључено. Свака од просторија тест кућице има свој регулатор који мери вредност температуре помоћу ПТ100 сонде постављене у средини коморе (слика 8.6). Регулатори температуре су повезани са рачунаром на коме се врши записивање података о температури унутар просторија тест кућице као и о времену искључености/укључености аутотрансформатора. Излаз из аутотрансформатор према грејним панелима је подешен на 220V при чему је потрошња електричне енергије $0.895\text{A} \pm 0.005\text{A}$, што даје укупну снагу панела од око $197 \pm 0.5 \text{ W}$. Ови параметри су одржавани константним током мерења, а регулатор је мерењем температуре унутар просторија тест кућице укључивао односно искључивао аутотрансформатор.

Табела 8.1 Карактеристике термовизијске камере [49]

Резолуција	140x140 пиксела
Термичка осетљивост	$< 0.1^{\circ}\text{C}/100 \text{ mK}$
Фреквенција слика	9 Hz
Опсег спектра	7.5-13 μm
Опсег температуре	-20°C до 250°C
Прецизност	$\pm 2^{\circ}\text{C}$



Слика 8.10 Термовизијска камера “Flir i7”

Табела 8.2 Карактеристике аутотрансформатора

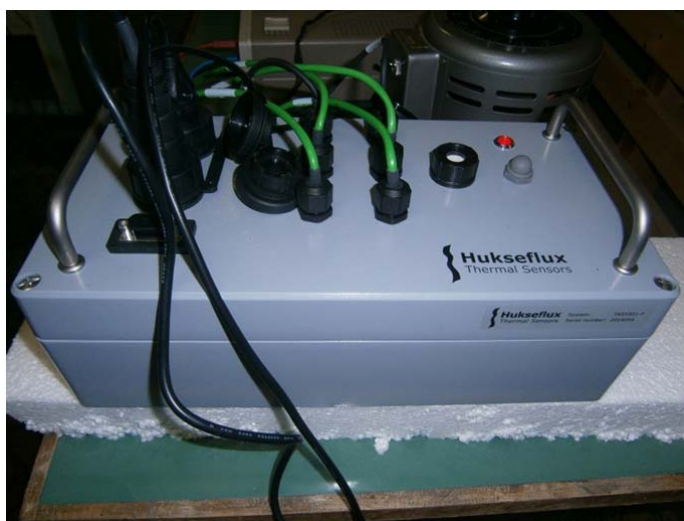
Тип	ISKRA TRN 110
Улазни напон	220 V
Изразни напон	0-320 V
Називна струја	4 A



Слика 8.11 Аутотрансформатор “ISKRA TRN 110”

Табела 8.3 Карактеристике уређаја за мерење топлотног флукса [50]

Тип	Hukseflux TRSYS01-F
Прецизност	$\pm 0.1 \text{ } ^\circ\text{C}$
Сензор топлотног флукса	Тип HFP01
Радни напон	110-220 V,
Потрошња	0.5 W
Тест стандард	ISO 9869, ASTM C1155/C1046



Слика 8.12 Уређај за мерење топлотног флукса “Hukseflux TRSYS01-F”

Табела 8.4 Карактеристике регулатора температуре [46]

Тип	XMT-808 series
Време одзива	<0.5 s
Потрошња	< 4W
Комуникација	RS485
Врста регулације	1. On/Off 2. PID

**Слика 8.13** Уређај за регулацију температуре “XMTF-308”

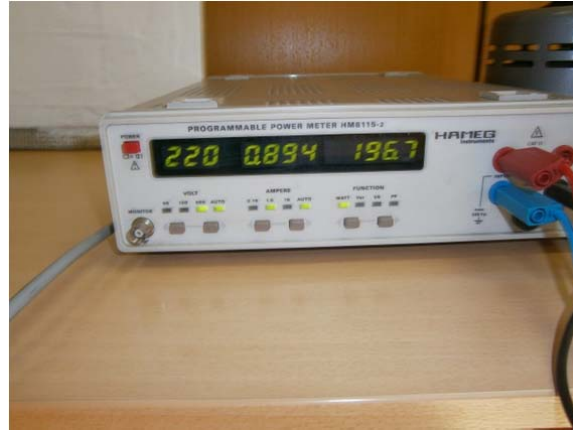
У циљу провере исправности грејних панела сваки од њих је повезан на тест инсталацију. Такође, ово је било неопходно како због разлога провере исправности самих панела, тако и због одређивања температурског градијента сваког од панела. Температурски градијент је одређен помоћу термовизијске камере (слика 8.10) тип i7 производ „Flir“ [49].

На сликама 8.14 – 8.17 приказана су температурска поља сва четири коришћена панела. Заправо свака од просторија тест кућице има по један зидни панел и по један плафонски односно подни панел (у зависности од положаја-ротације просторије тест кућице). На свакој од слика приказан је изглед панела (а), излазни параметри аутотрансформатора (улаз у панел) (б), температурско поље у распону од 23 до 51°C (в) и температурско поље у распону од 31 до 51°C (г).

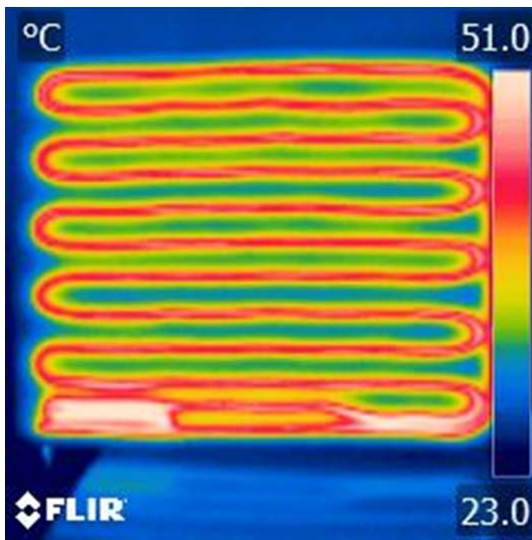
Излаз из аутотрансформатор према грејним панелима је подешен на 220V и 0.895A±0.005A, што даје укупну снагу панела од око 197±0.5 W (за подног грејање $P=196.7W$, за зидно грејање панела 1 $P=196.9W$, за зидно грејање панела 2 $P=196.9W$ и за подно-плафонско грејање $P=197.4W$). Сlike под в приказују температурско поље панела од минималне температуре 23°C до максималне температуре 51°C. Сlike под в приказују температурско поље панела од минималне температуре 31°C, односно указују да је цела температура на површини панела изнад 31°C. Такође, треба напоменути да је испитивање вршено при собној температури од 20°C.



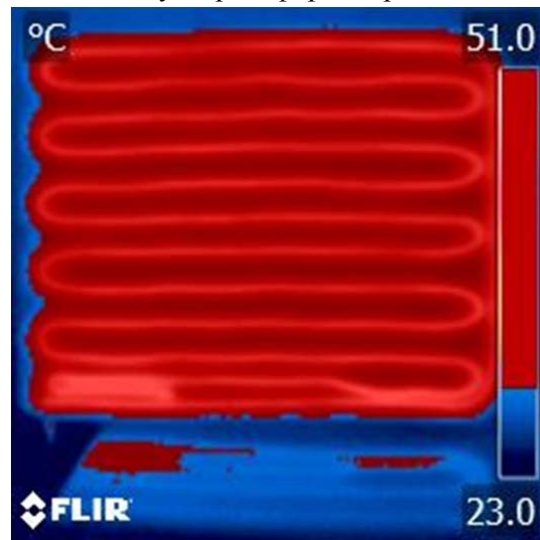
а) Тест инсталација



б) Излазне вредности из аутотрансформатора



в) Термографски приказ грејног панела



г) Термографски приказ грејног панела са задатом доњом граничном вредности температуре 31°C

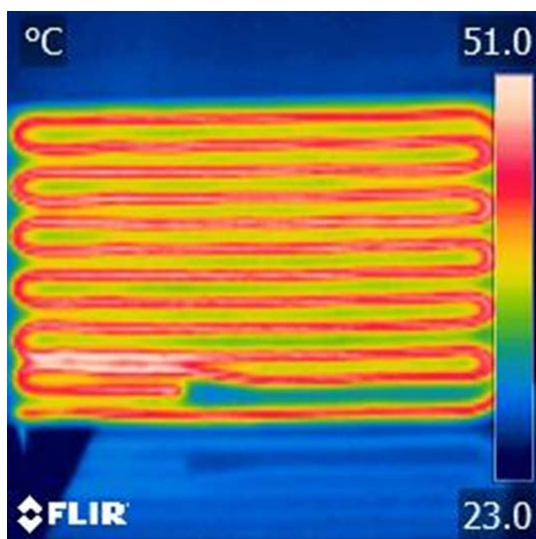
Слика 8.14 Тест мерење подног панела



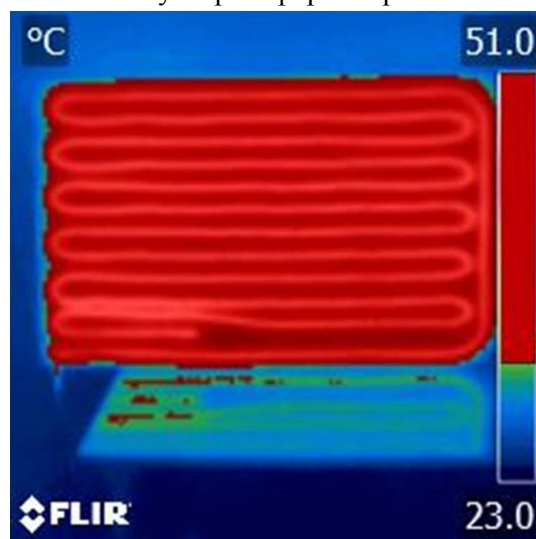
а) Тест инсталација



б) Излазне вредности из аутотрансформатора



в) Термографски приказ грејног панела



г) Термографски приказ грејног панела са задатом доњом граничном вредности температуре 31°C

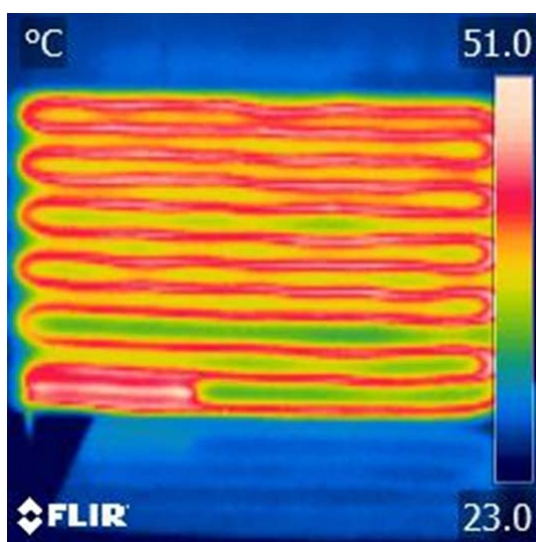
Слика 8.15 Тест мерење зидног-1 панела



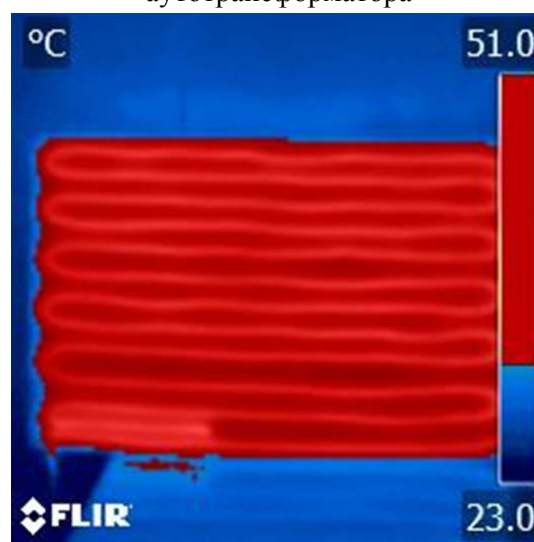
а) Тест инсталација



б) Излазне вредности из аутотрансформатора



в) Термографски приказ грејног панела

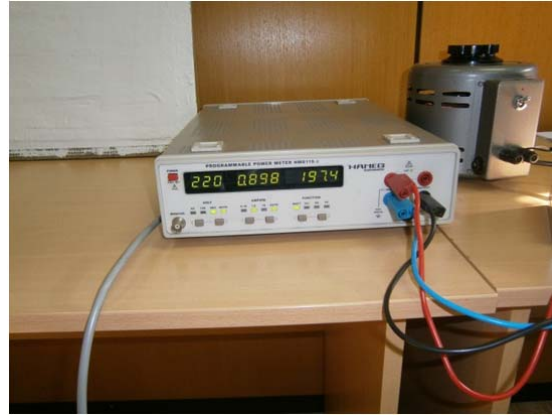


г) Термографски приказ грејног панела са задатом доњом граничном вредности температуре 31°C

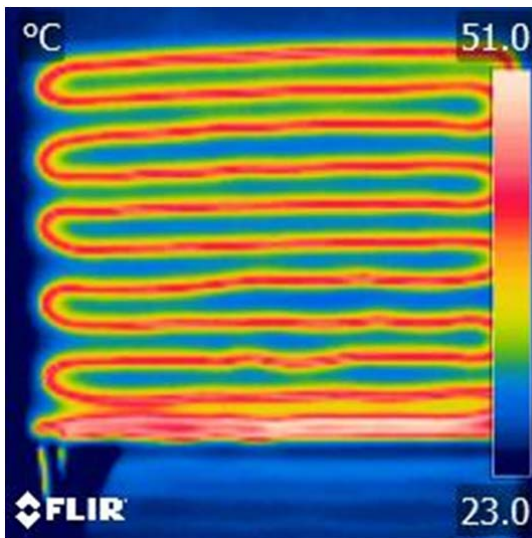
Слика 8.16 Тест мерење зидног-2 панела



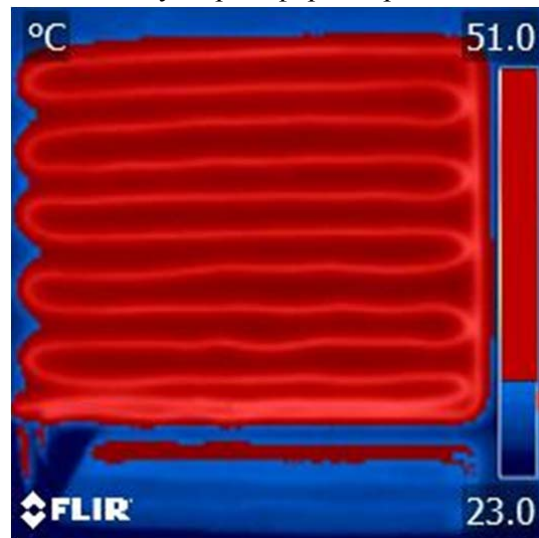
а) Тест инсталација



б) Излазне вредности из аутотрансформатора



в) Термографски приказ грејног панела

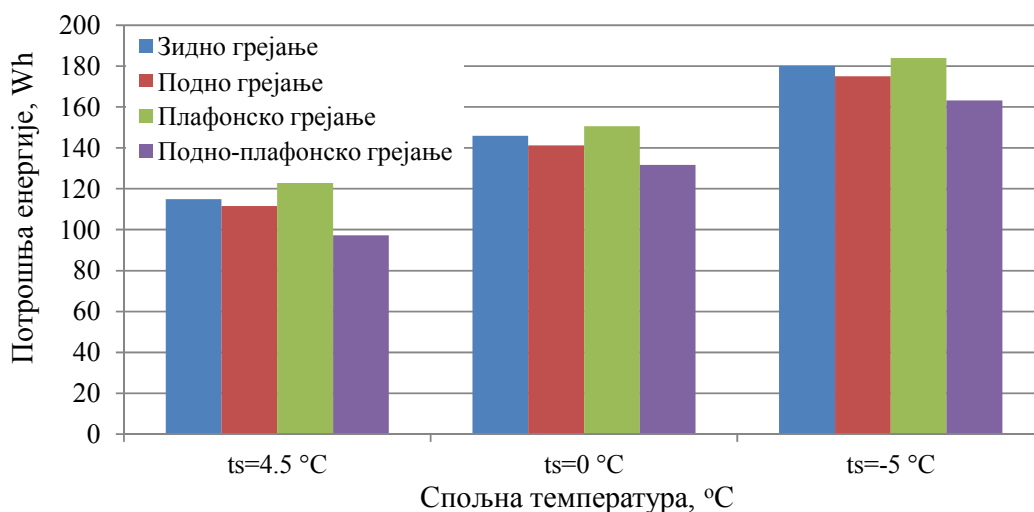


г) Термографски приказ грејног панела са задатом доњом граничном вредности температуре 31°C

Слика 8.17 Тест мерење подно-плафонског панела

8.2 Потрошња енергије и оперативна температура код панелног грејања

На слици 8.18 приказане су потрошње енергије за грејање анализираних панелних система грејања. Потрошње су приказане при константним спољним температурама од -5°C , 0°C и 4.5°C . Како би се обезбедили исти компаративни услови, односно елиминисале евентуалне разлике у почетним термичким условима, сваки од анализираних случајева панелног грејања је првобитно у трајању од 4 часа излаган задатим константним спољним температурама, а тек након тог периода би се отпочело са мерењем потрошње енергије као и праћењем температура. Мерењем је утврђено да највише енергије троши плафонско грејање и то: 183.98 Wh, 150.64 Wh и 122.88 Wh при константним спољним температурама од -5°C , 0°C и 4.5°C , респективно. Најнижа потрошња енергије је за подно-плафонско грејање и то 163.23 Wh, 131.71 Wh и 97.28 Wh при константним спољним температурама од -5°C , 0°C и 4.5°C , респективно. Зидно грејање има потрошњу од 180.10 Wh, 145.87 Wh и 114.89 Wh, односно подно грејање има потрошњу од 175.04 Wh, 141.25 Wh и 111.58 Wh при константним спољним температурама од -5°C , 0°C и 4.5°C , респективно.

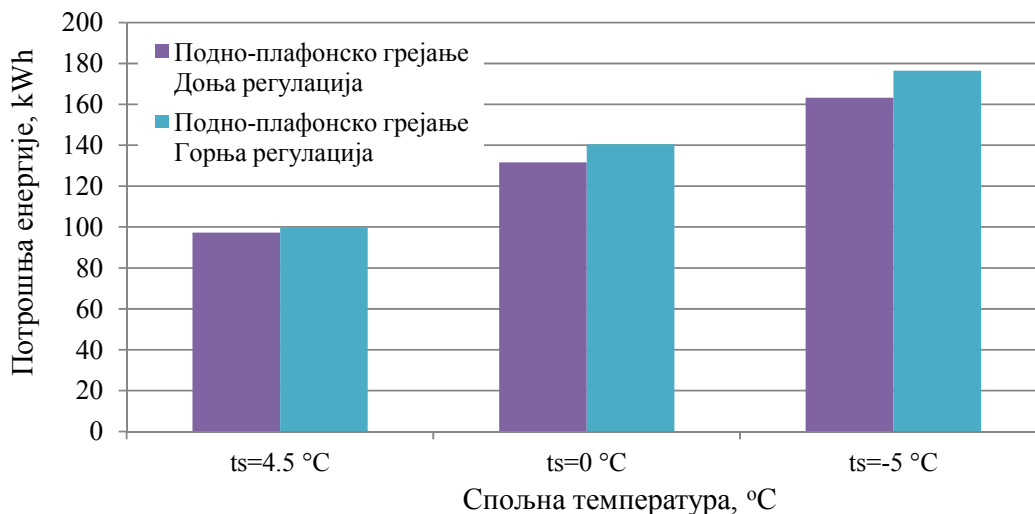


Слика 8.18 Поређење потрошње енергије за грејање применом панелних система (зидно, подно, плафонско и подно-плафонско грејање)

С обзиром да је конструкција подно-плафонског панела таква да је отпор термичке проводљивости мањи са доње стране, регулација температуре за систем подно-плафонског грејања је била преко термостата који се налази унутар доњег спрата тест кућице.

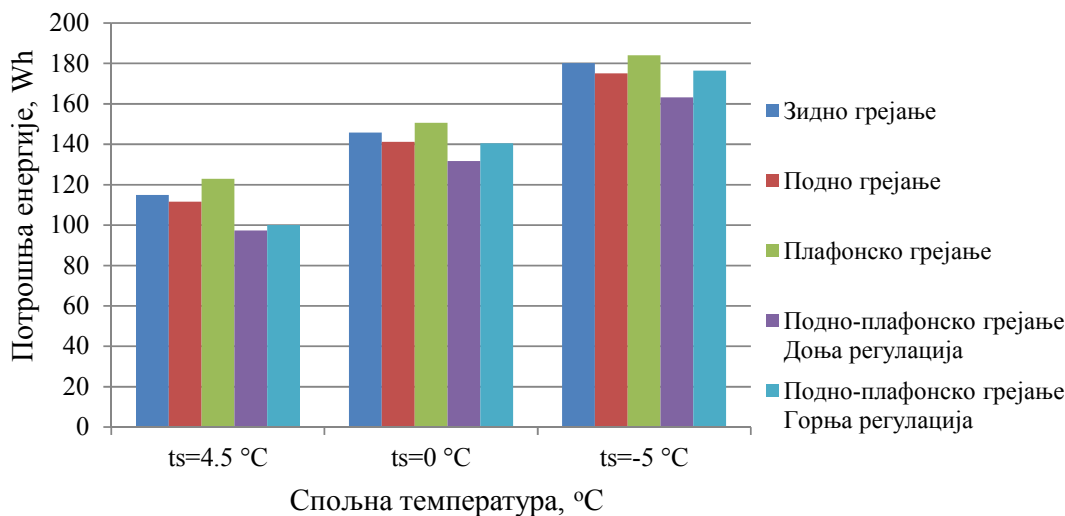
На слици 8.19 приказано је поређење потрошње енергије за грејање између подно-плафонских панелних система у случајевима када је регулација температуре вршена преко регулатора из доњег спрата тест кућице или када је регулација температуре вршена из горњег спрата тест кућице. Потрошња енергије подно-плафонског панела са горњом регулацијом је виша него код подно-плафонског панела са доњом регулацијом. Односно, потрошња енергије подно-плафонског панела са

доњом регулацијом је 163.23 Wh, 131.71 Wh и 97.28 Wh, а потрошња енергије подно-плафонског панела са горњом регулацијом је 176.39 Wh, 140.485 Wh и 99.94 Wh при константним спољним температурама од -5°C , 0°C и 4.5°C , респективно.



Слика 8.19 Поређење потрошње енергије за грејање код подно-плафонских система у зависности од места регулисања

На слици 8.20 приказане су потрошње енергије за грејање свих анализираних панелних система. Односно, поред класичних панелних система (подно, зидно и плафонско) приказана је и потрошња енергије код два начина регулације подно-плафонског грејања (регулације са доње/горње стране). Може се видети да подно-плафонско грејање са регулацијом са горње стране коморе иако неповољније у односу на подно-плафонско грејање са регулацијом са доње стране троши мање енергије него остали панелни системи (подно, зидно и плафонско).



Слика 8.20 Поређење потрошње енергије за грејање панелних система (зидно, подно, плафонско, подно-плафонско са доњом регулацијом и подно-плафонско грејање са горњом регулацијом)

На сликама 8.21-8.35 приказане су промене унутрашњих оперативних температура у току времена за изабрани период мерења. Мерења су приказана у току сваке секунде у укупном интервалу од 2 часа. Промена температуре унутар комора тест модела је мерена при константним спољним температурама од -5°C , 0°C и 4.5°C .

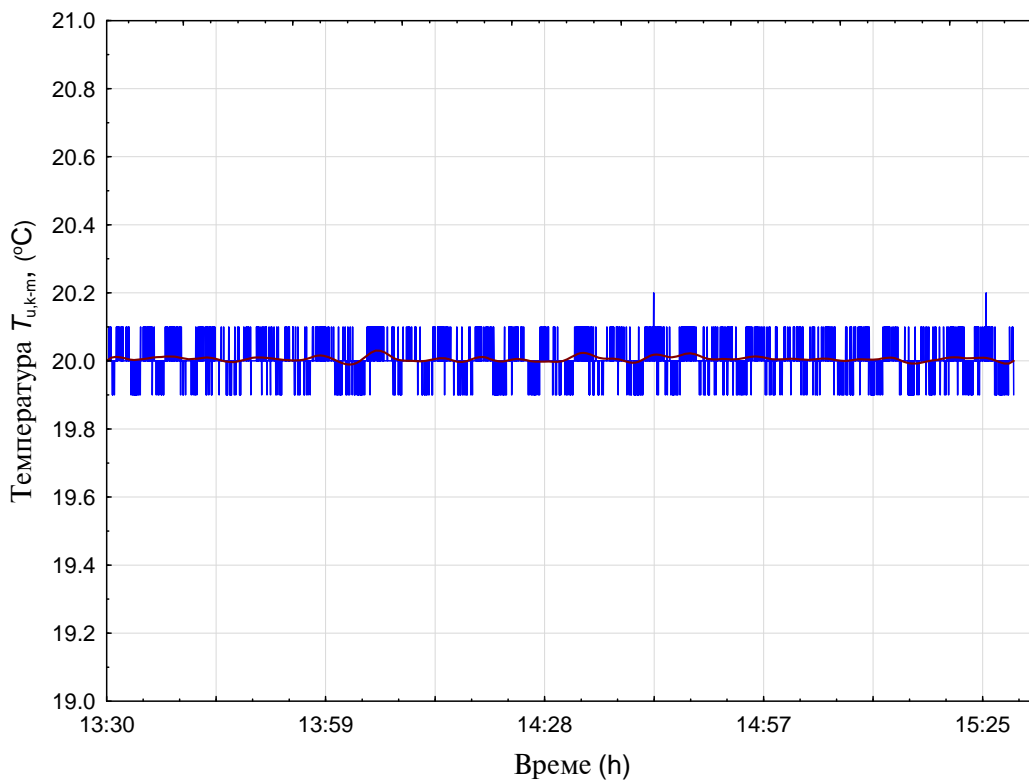
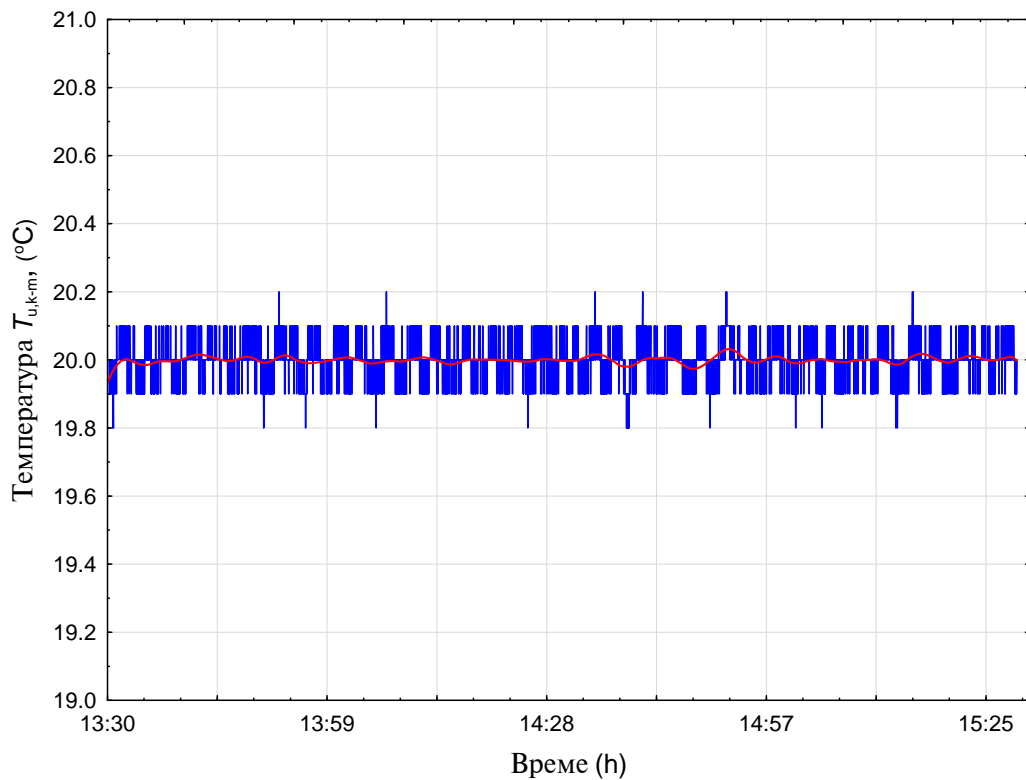
За случај зидног грејања, температура је била претежно у опсегу $20\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ са неколико скокова од $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$.

За случај подног грејања, температура доњег спрата тест кућице је била претежно у опсегу $20\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ са неколико скокова од $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$. Док је температура горњег спрата тест кућице осим за један мерни узорак била искључиво у границама $20\pm 0.1^{\circ}\text{C}$. Ово се може приписати кретању топлотног флукса са доње ка горњој комори тест модела.

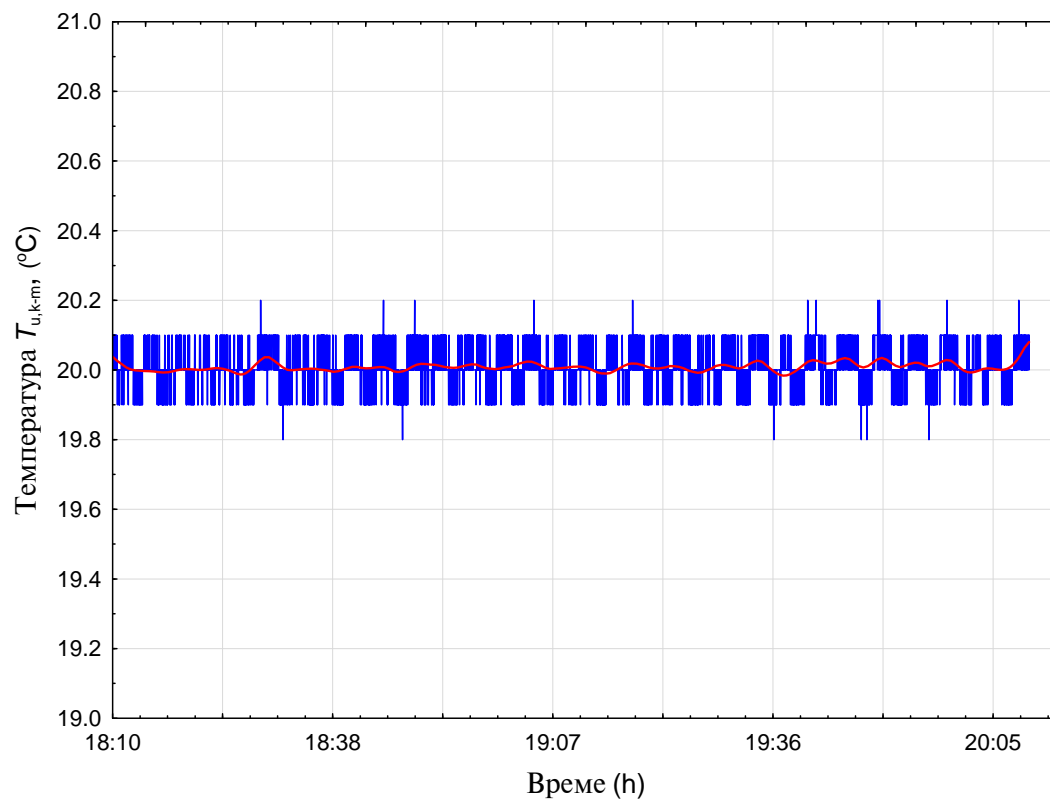
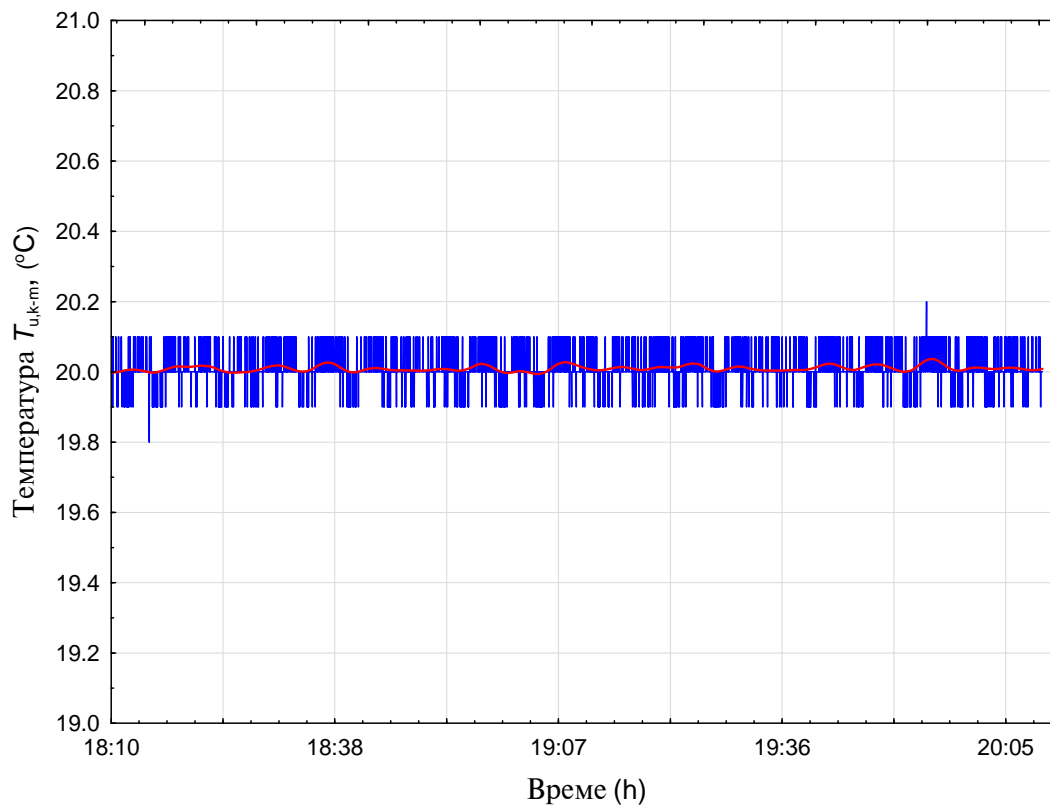
За случај плафонског грејања, температура доњег спрата тест кућице је била претежно у опсегу $20\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ са неколико скокова од $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$. Док је температура горњег спрата тест кућице углавном била у опсегу $20\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ са учесталијим скоковима на $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$ и са по неким скоком на $\pm 0.3^{\circ}\text{C}$. Нестабилније вредности температуре унутар горње коморе тест модела могу се приписати кретању топлотног флукса навише, стању термичког омотача и положају грејног панела.

За случај подно-плафонског грејања са доњом регулацијом, температура доњег спрата тест кућице је одржавана у границама $20\pm 0.3^{\circ}\text{C}$ при спољној температури од 0°C и 4.5°C , док је при спољној температури од -5°C доња граница ишла и од 19.5°C . Са друге стране, температура горњег спрата тест кућице је била значајније нижа у односу на претходне системе панелног грејања и она се кретала у опсегу од 19°C до 19.5°C .

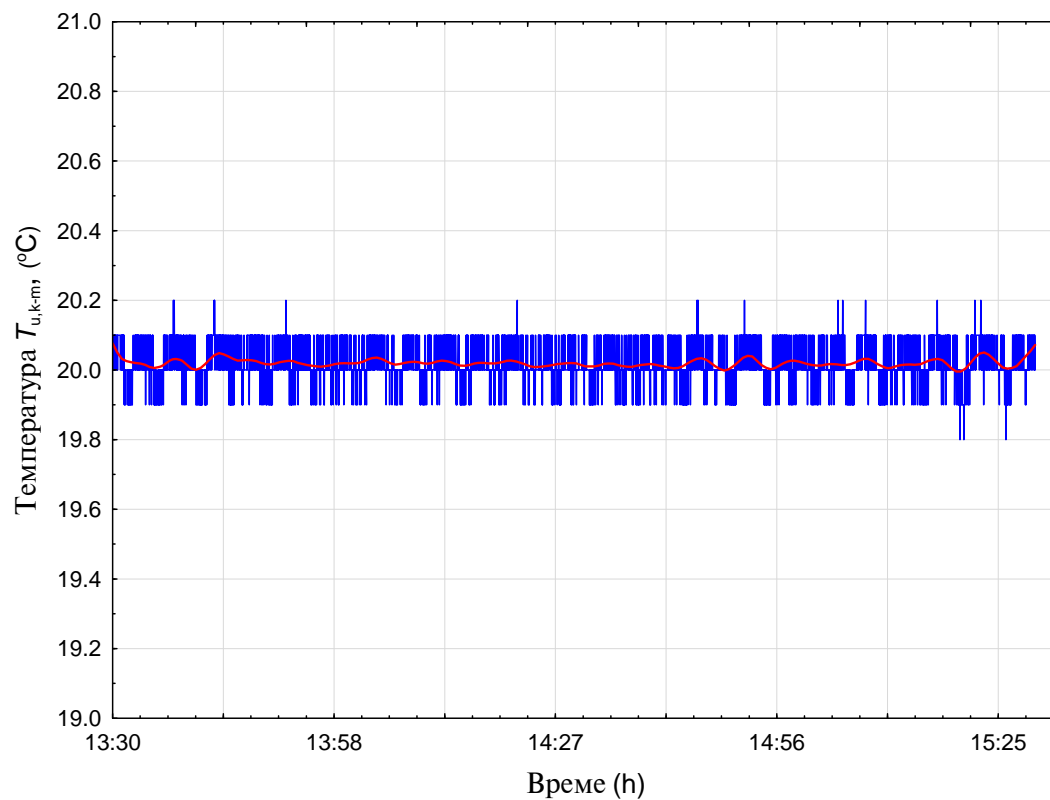
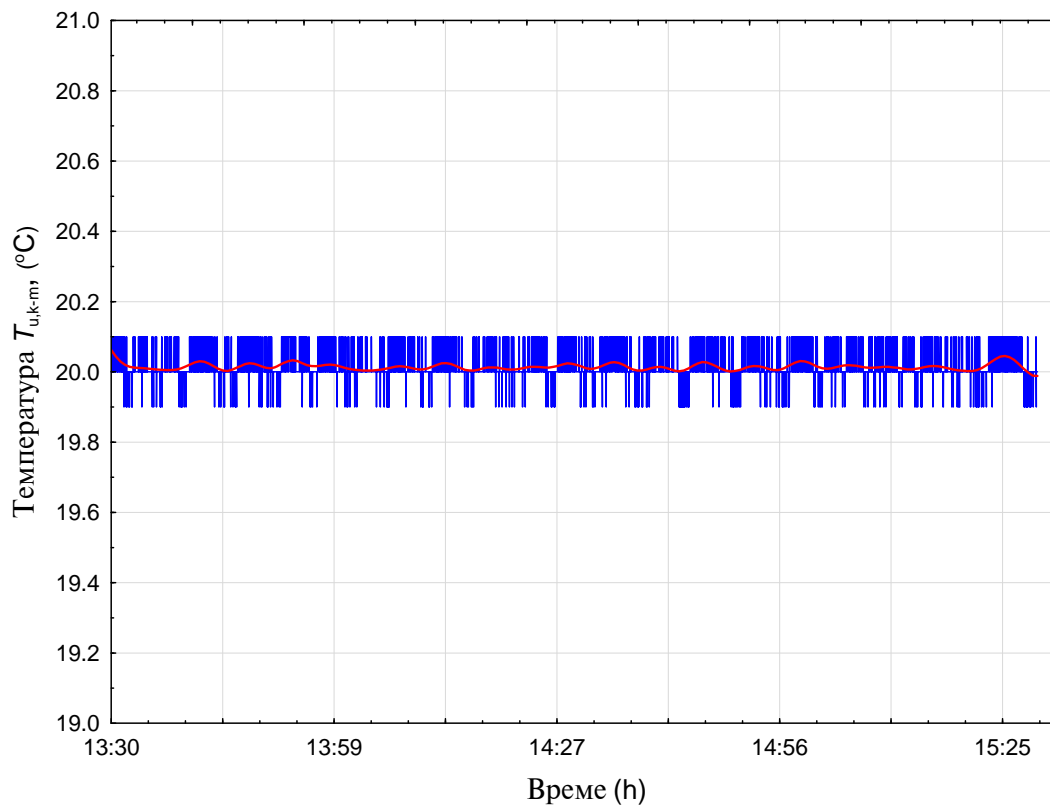
За случај подно-плафонског грејања са горњом регулацијом, температура горњег спрата тест кућице је значајније варијала у односу на све анализирани системе и то од 19.1°C до 20.5°C . Наравно, у горњем спрату је одржавана жељена температура, а како је отпорност провођењу топлоте подно-плафонског панела била мања према доњем спрату тест кућице дошло је до прегревања доњег спрата тест кућице. Температура доњег спрата тест кућице се кретала у опсегу од 19.5°C до 22°C .



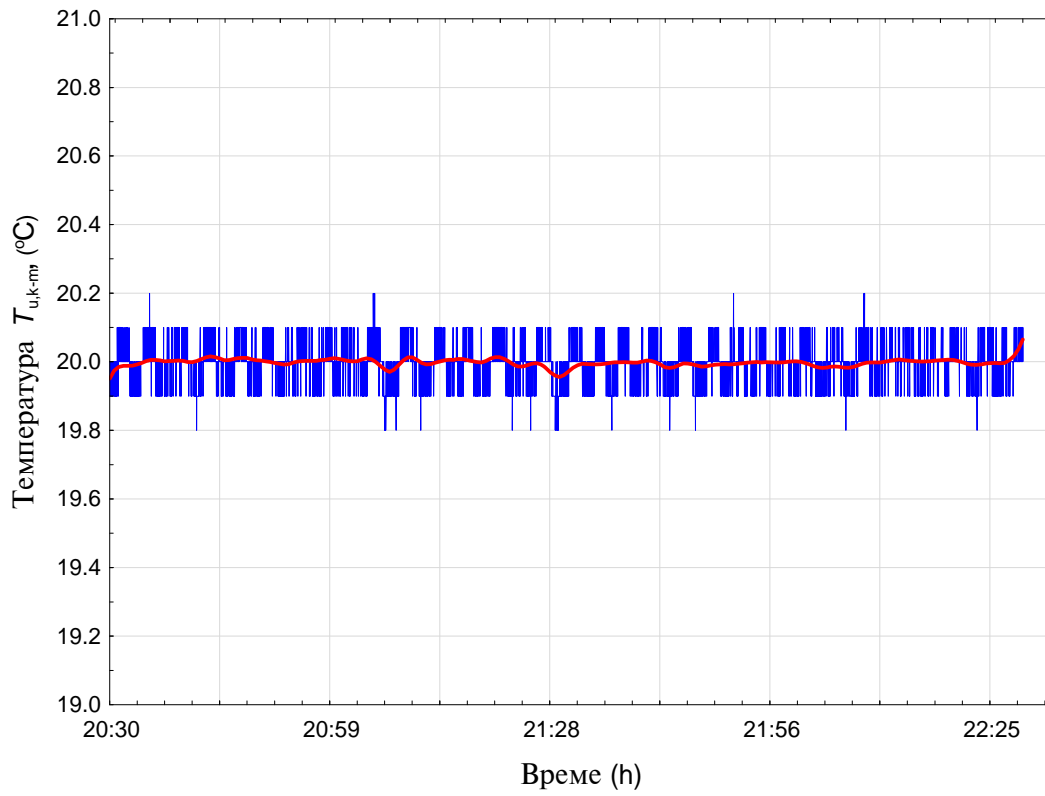
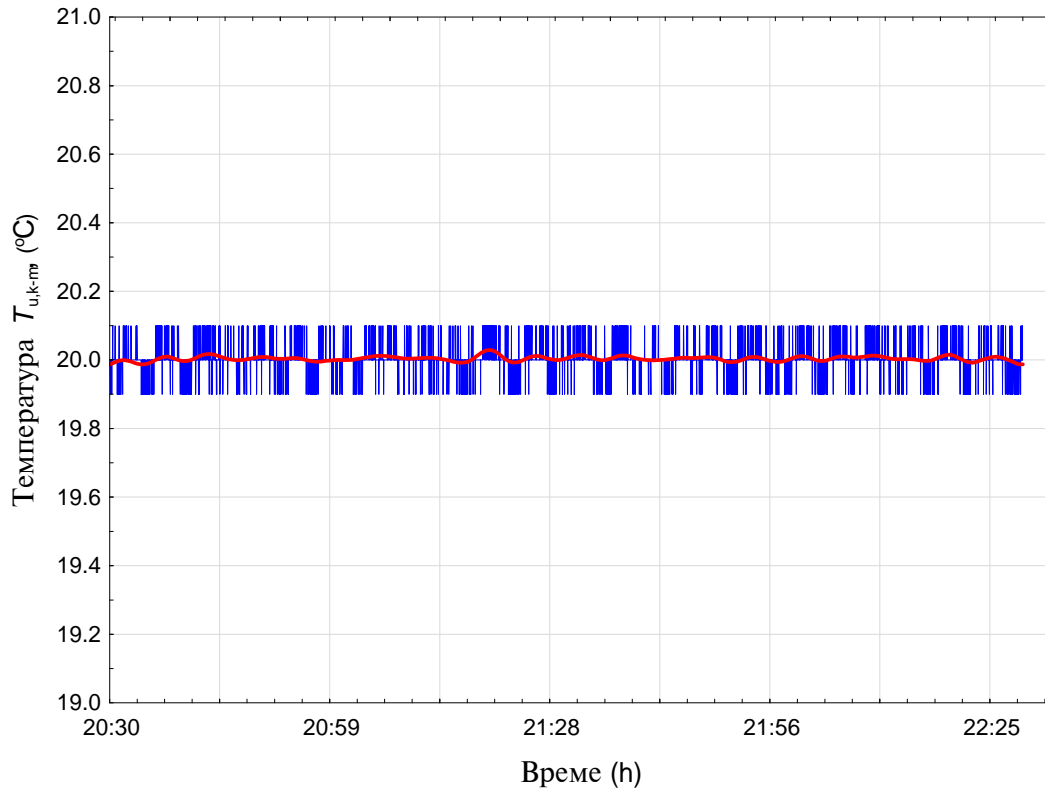
Слика 8.21 Унутрашња температура спратова тест кућице
за случај зидног грејања ($t_s = -5^\circ\text{C}$)
горњи спрат (слика горе), доњи спрат (слика доле)



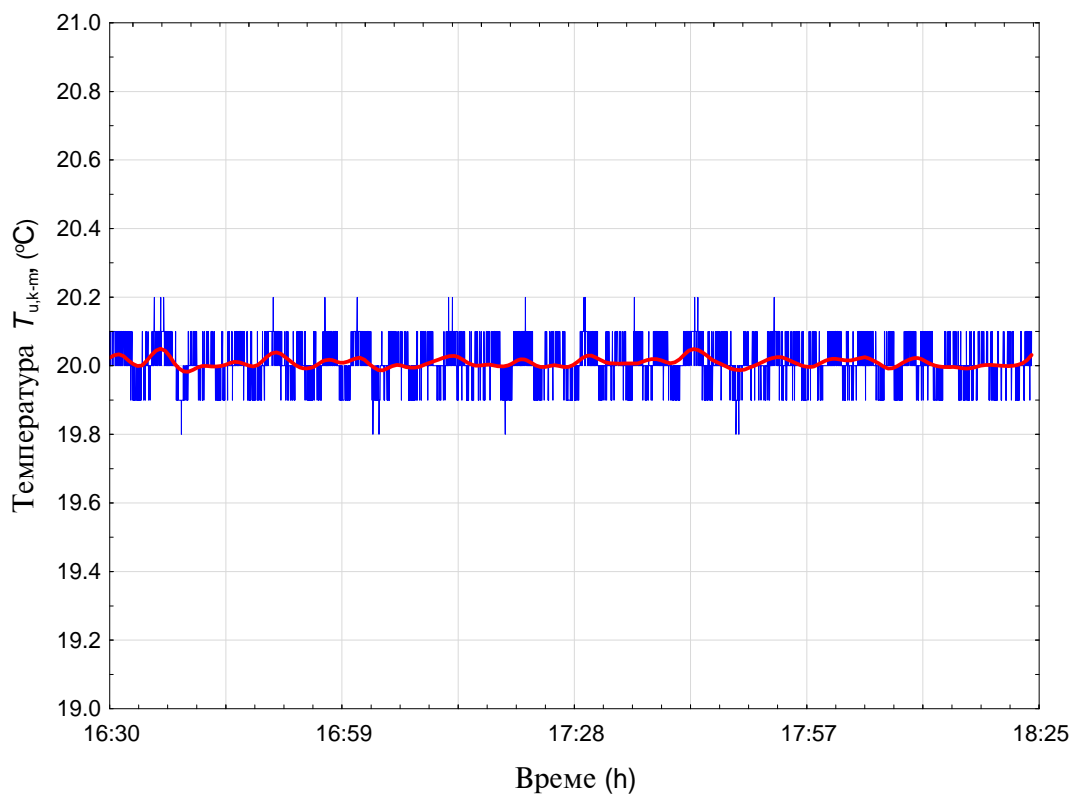
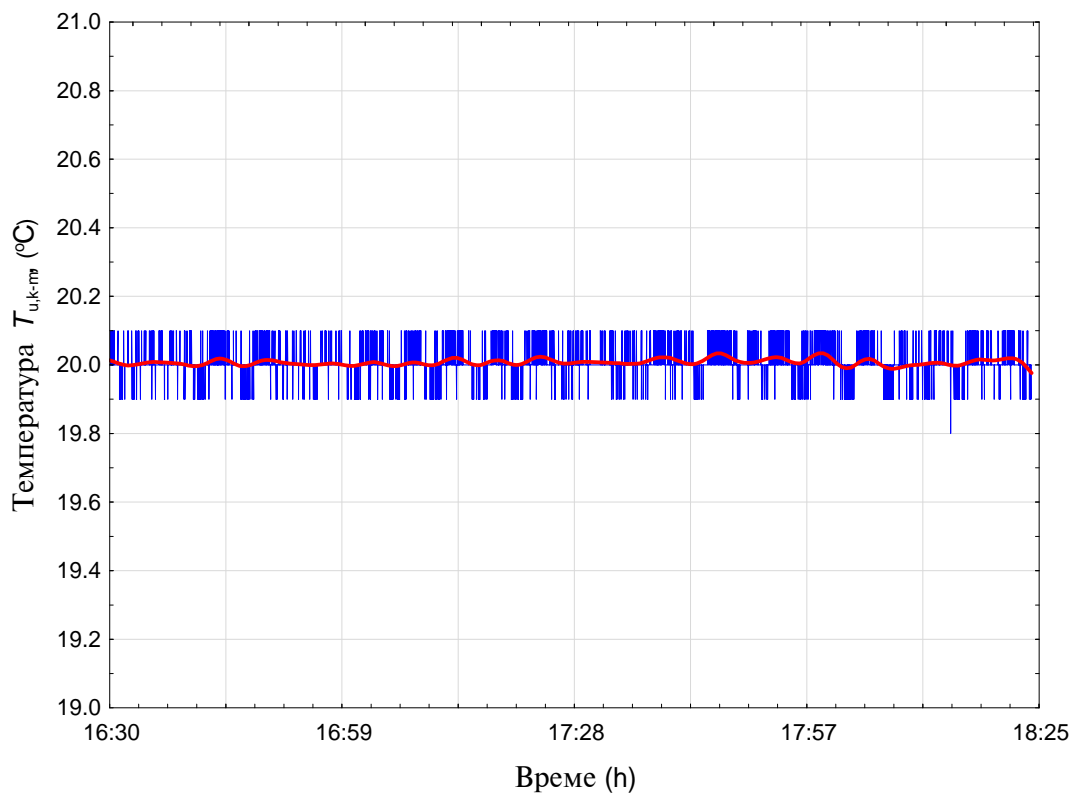
Слика 8.22 Унутрашња температура спратова тест кућице
за случај зидног грејања ($t_s=0^\circ\text{C}$)
горњи спрат (слика горе), доњи спрат (слика доле)



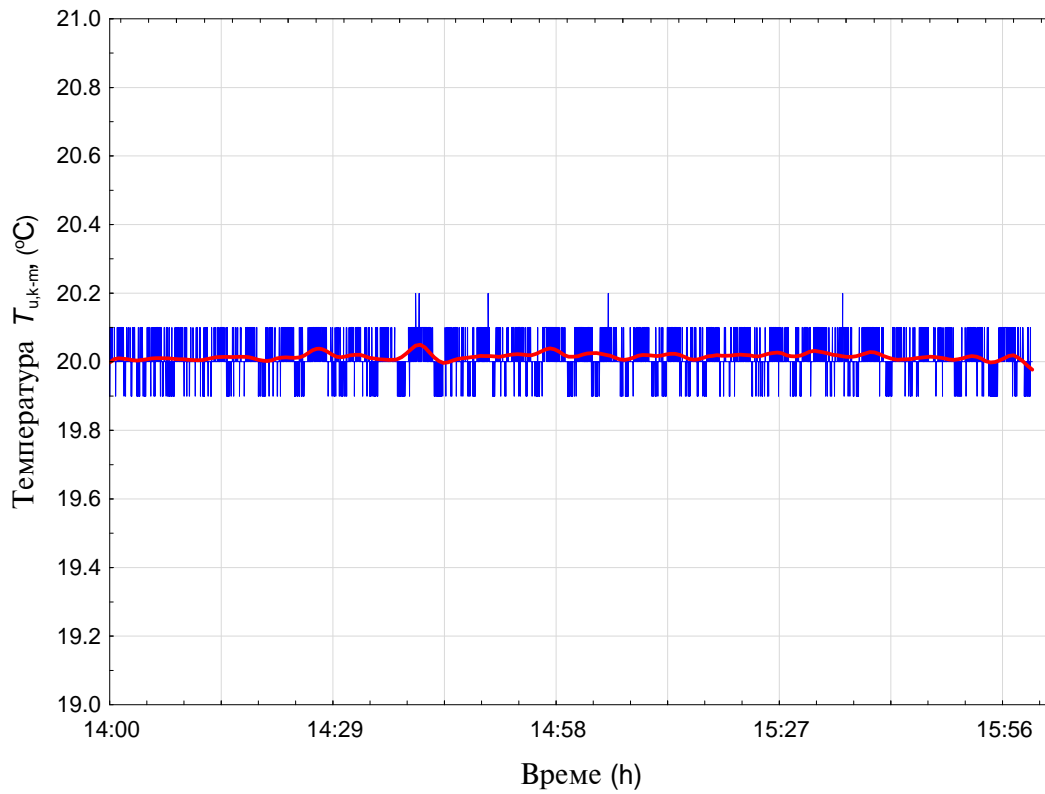
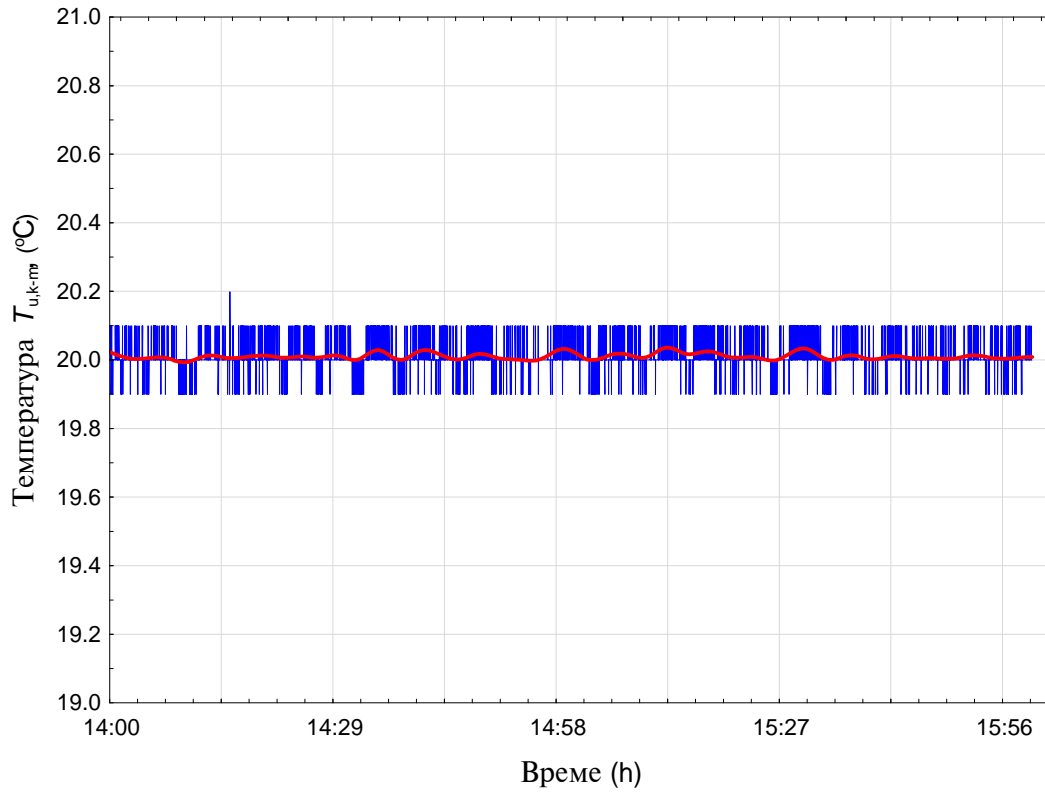
Слика 8.23 Унутрашња температура спратова тест кућице
за случај зидног грејања ($t_s=4.5^\circ\text{C}$)
горњи спрат (слика горе), доњи спрат (слика доле)



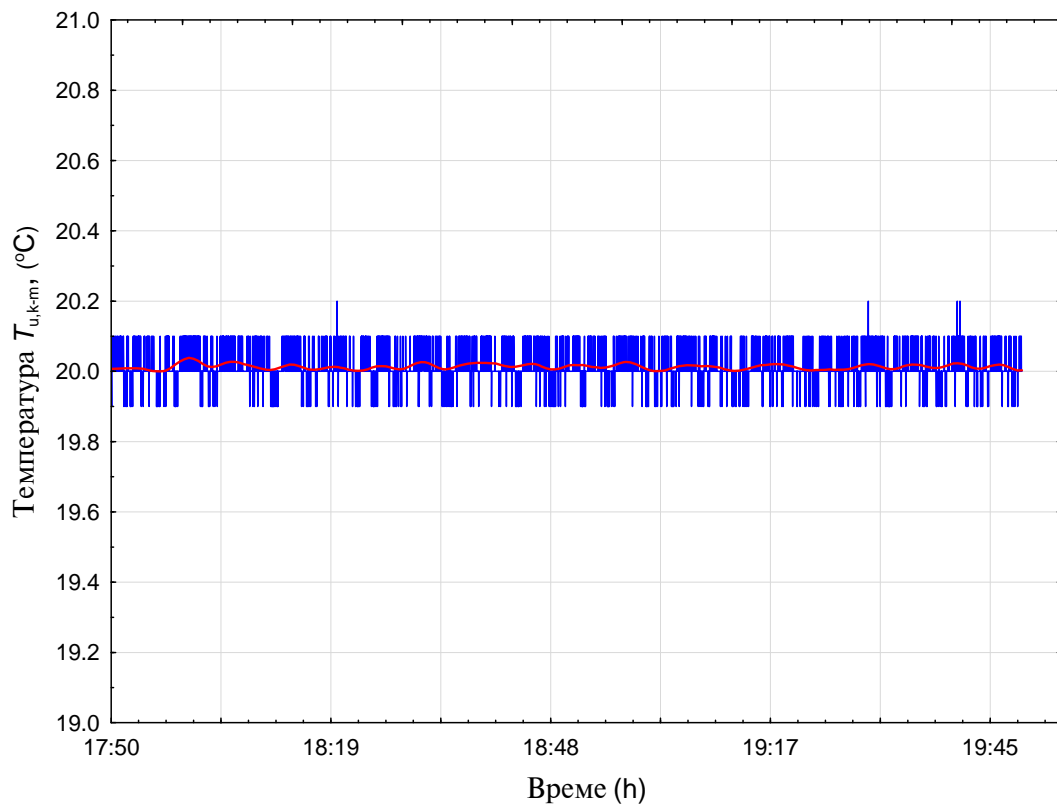
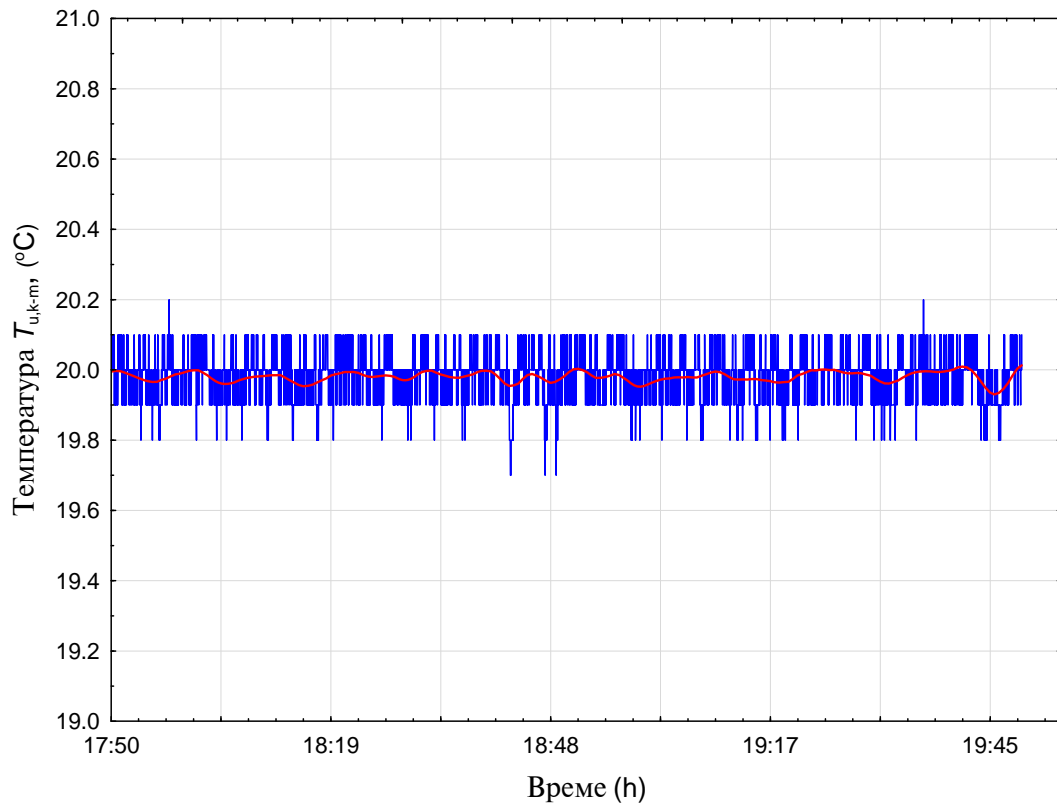
Слика 8.24 Унутрашња температура спратова тест кућице
за случај подног грејања ($t_s = -5^\circ\text{C}$)
горњи спрат (слика горе), доњи спрат (слика доле)



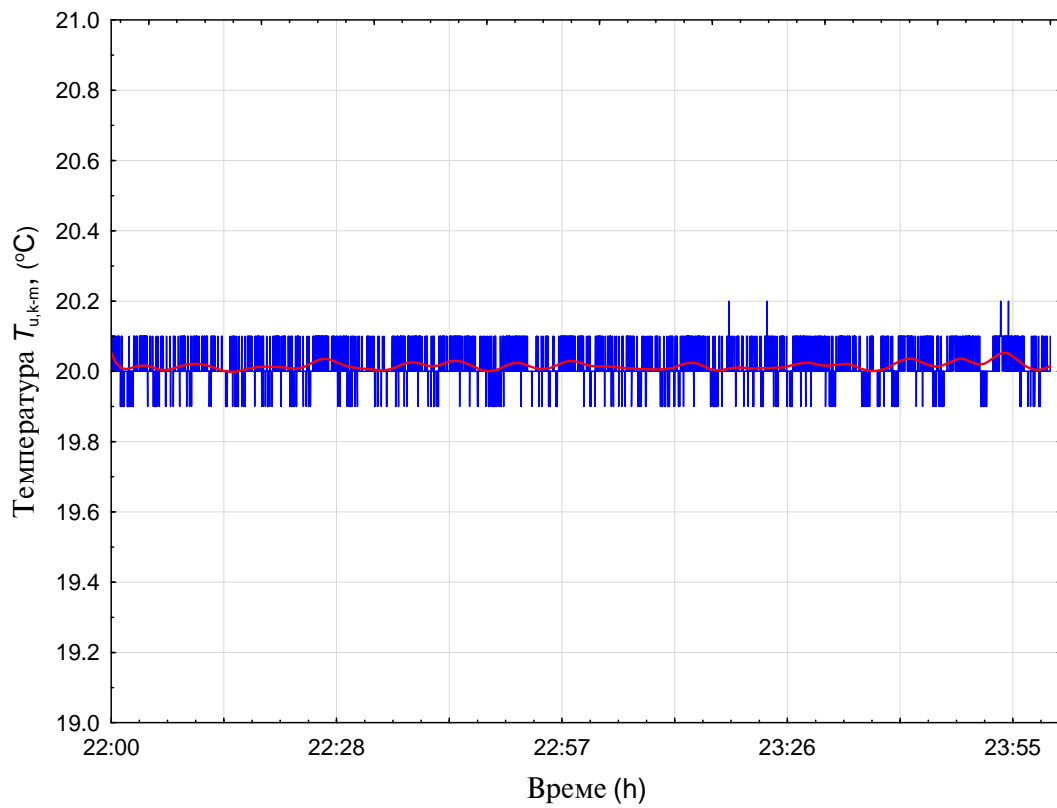
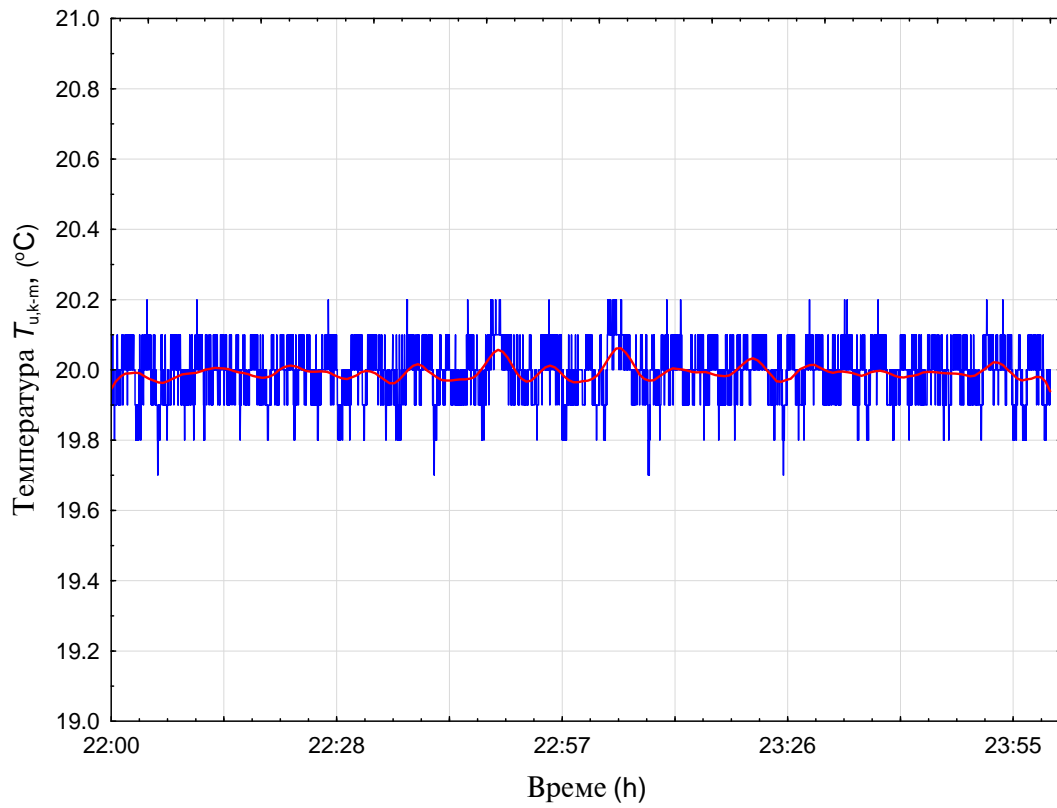
Слика 8.25 Унутрашња температура спратова тест кућице
за случај подног грејања ($t_s=0^\circ\text{C}$)
горњи спрат (слика горе), доњи спрат (слика доле)



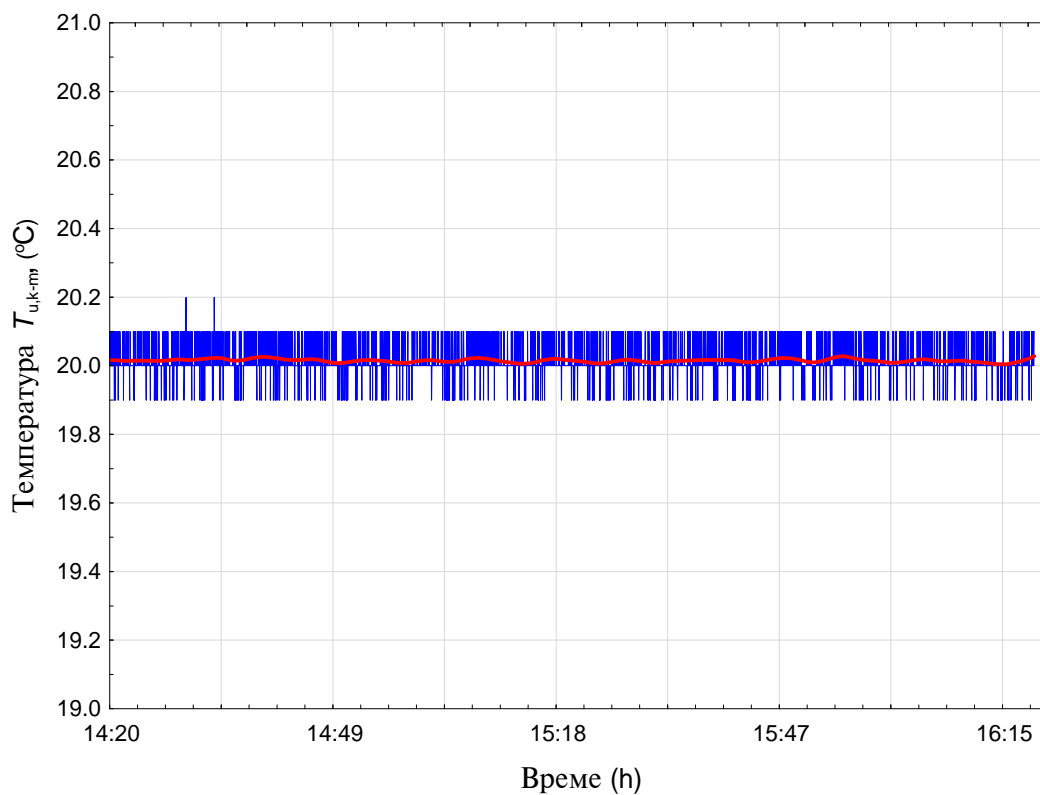
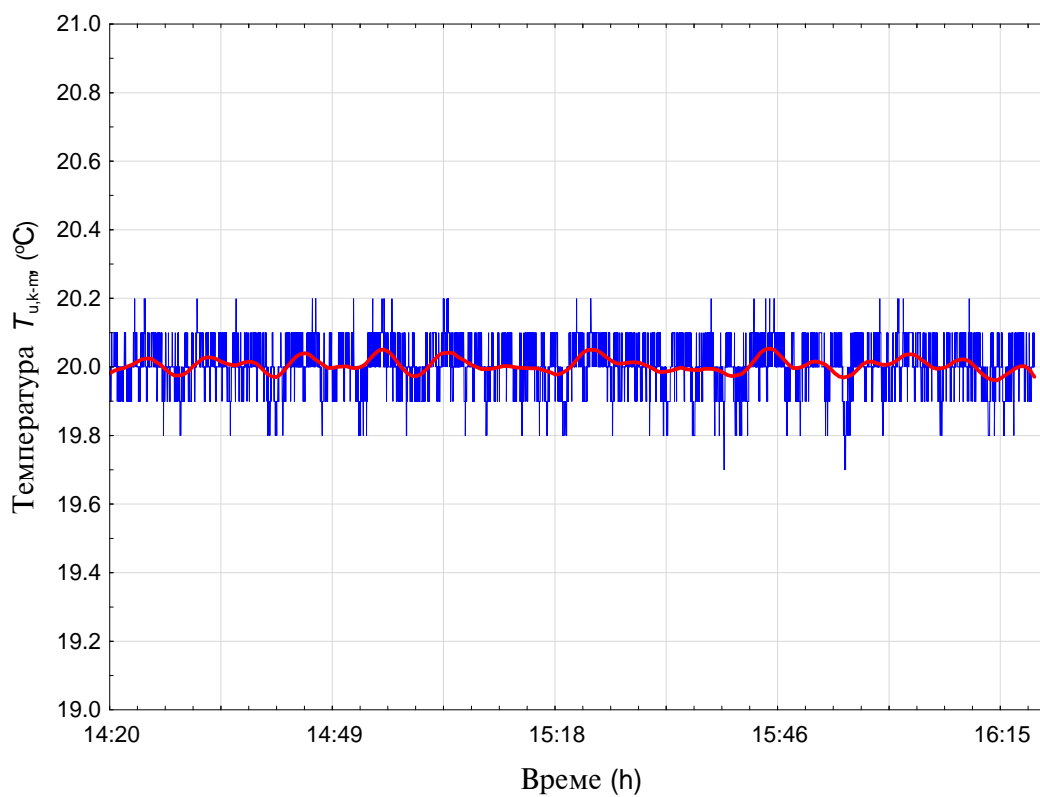
Слика 8.26 Унутрашња температура спратова тест кућице
за случај подног грејања ($t_s=4.5^\circ\text{C}$)
горњи спрат (слика горе), доњи спрат (слика доле)



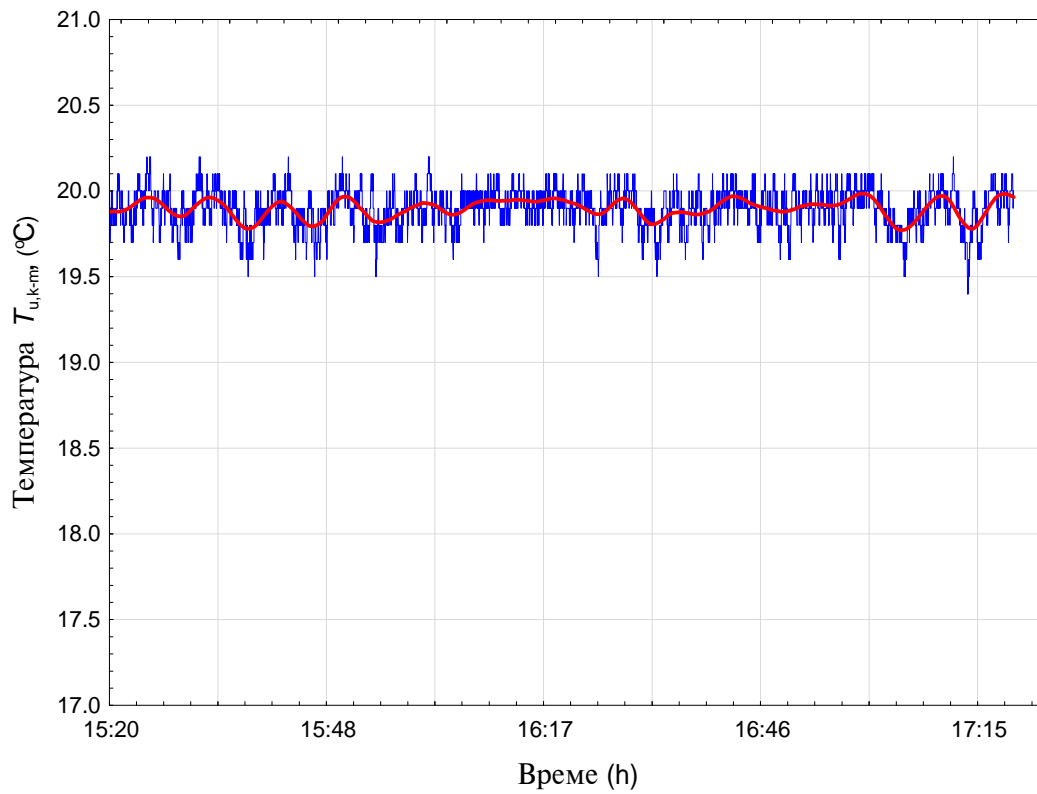
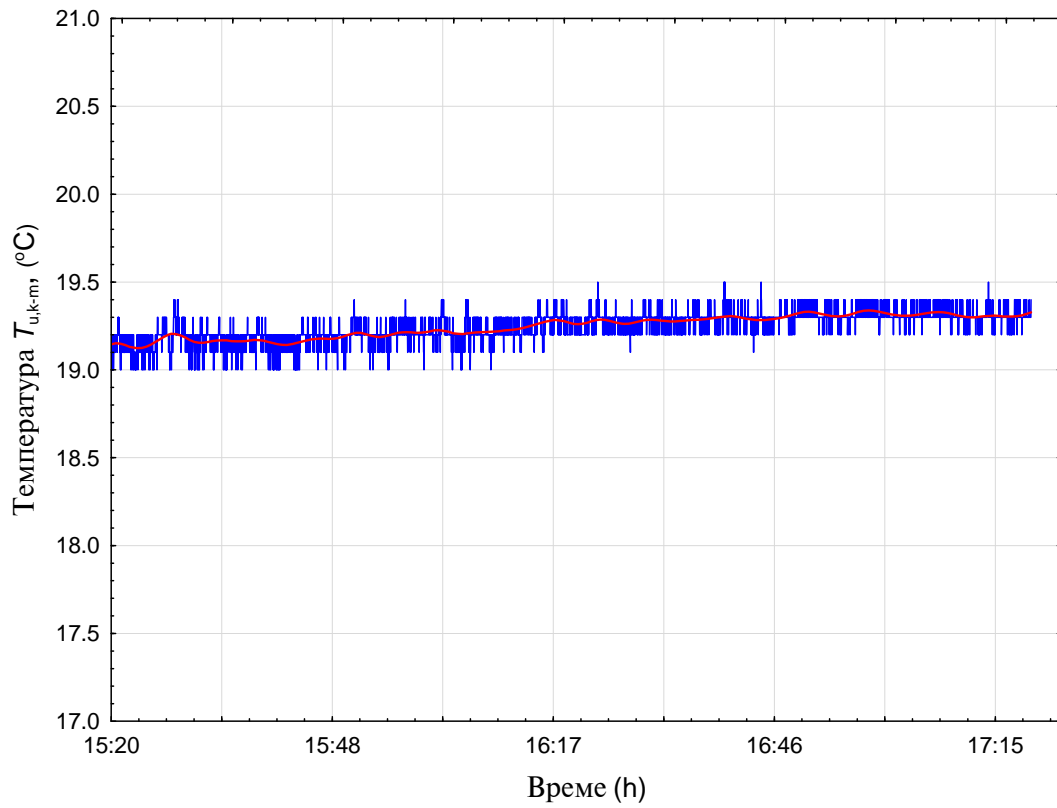
Слика 8.27 Унутрашња температура спратова тест кућице
за случај плафонског грејања ($t_s = -5^\circ\text{C}$)
горњи спрат (слика горе), доњи спрат (слика доле)



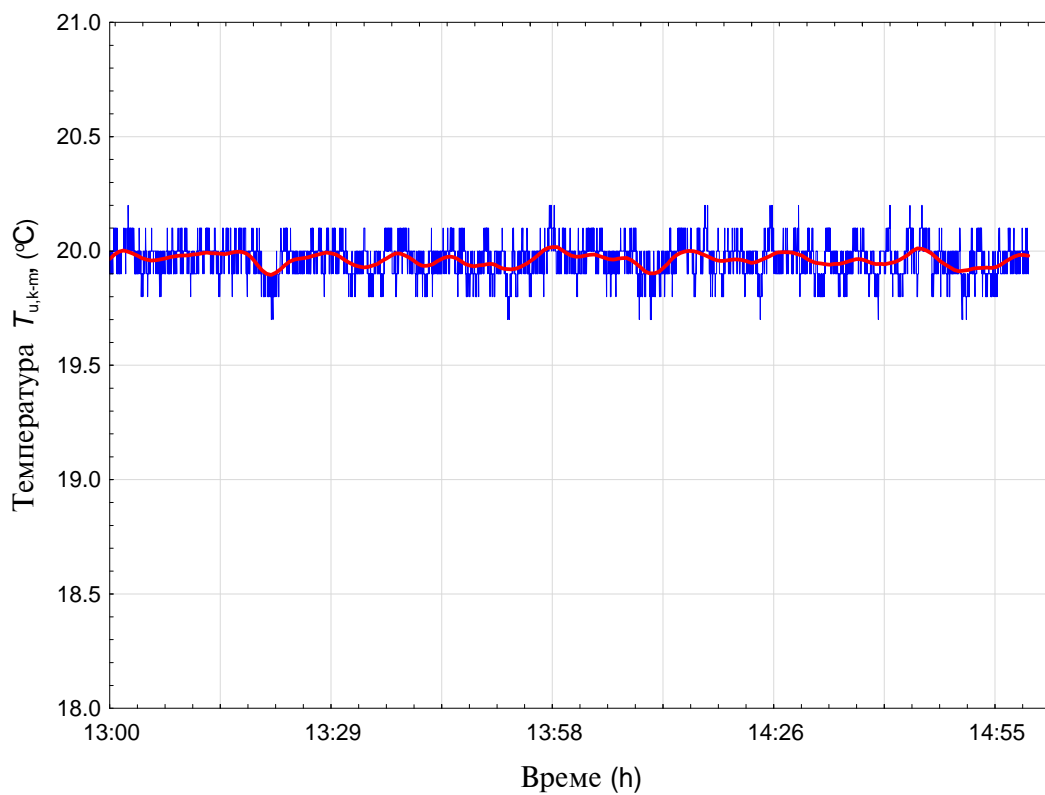
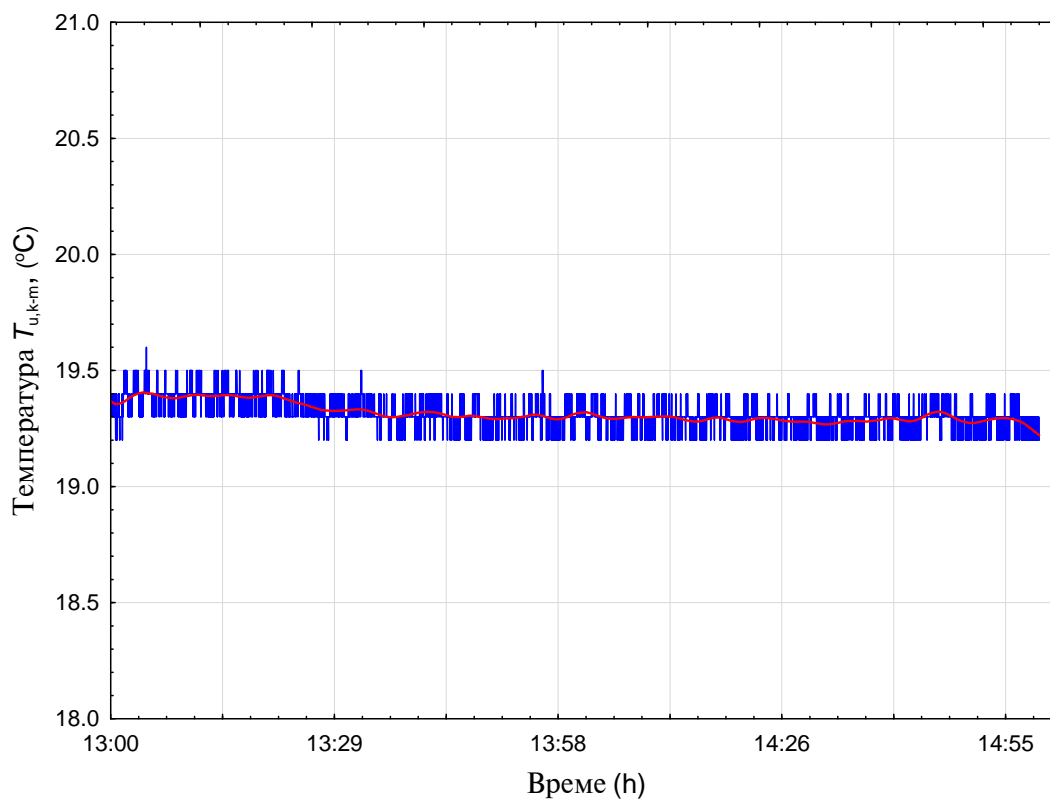
Слика 8.28 Унутрашња температура спратова тест кућице
за случај плафонског грејања ($t_s=0^\circ\text{C}$)
горњи спрат (слика горе), доњи спрат (слика доле)



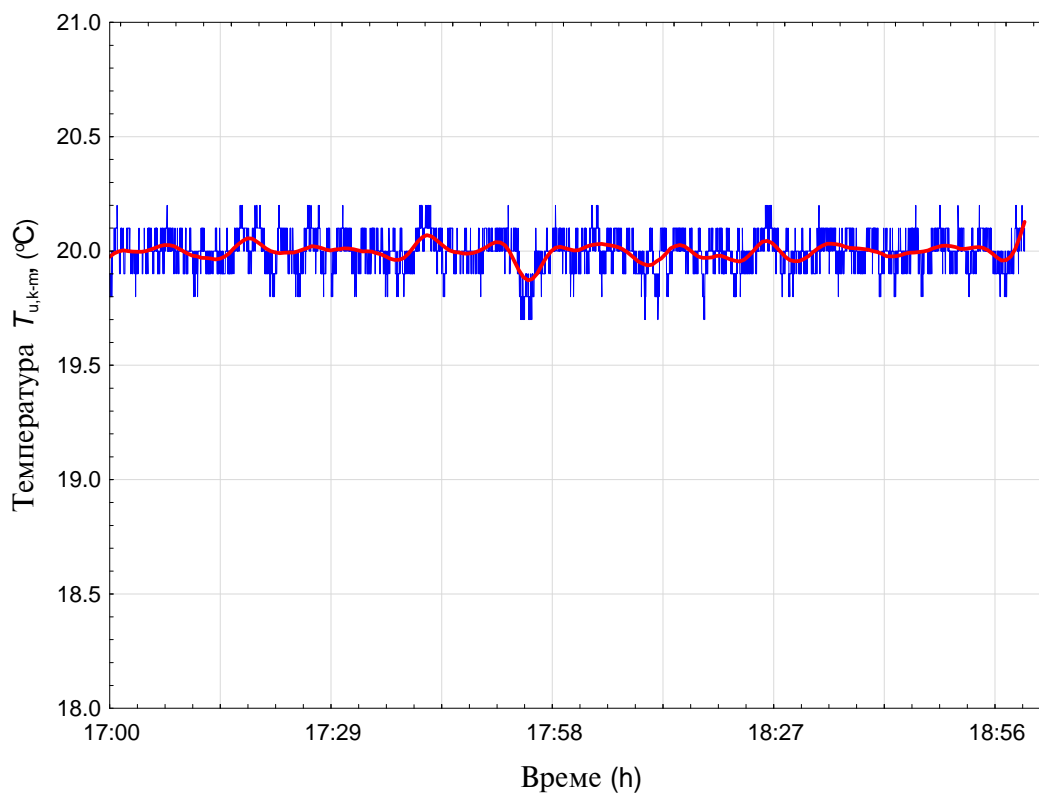
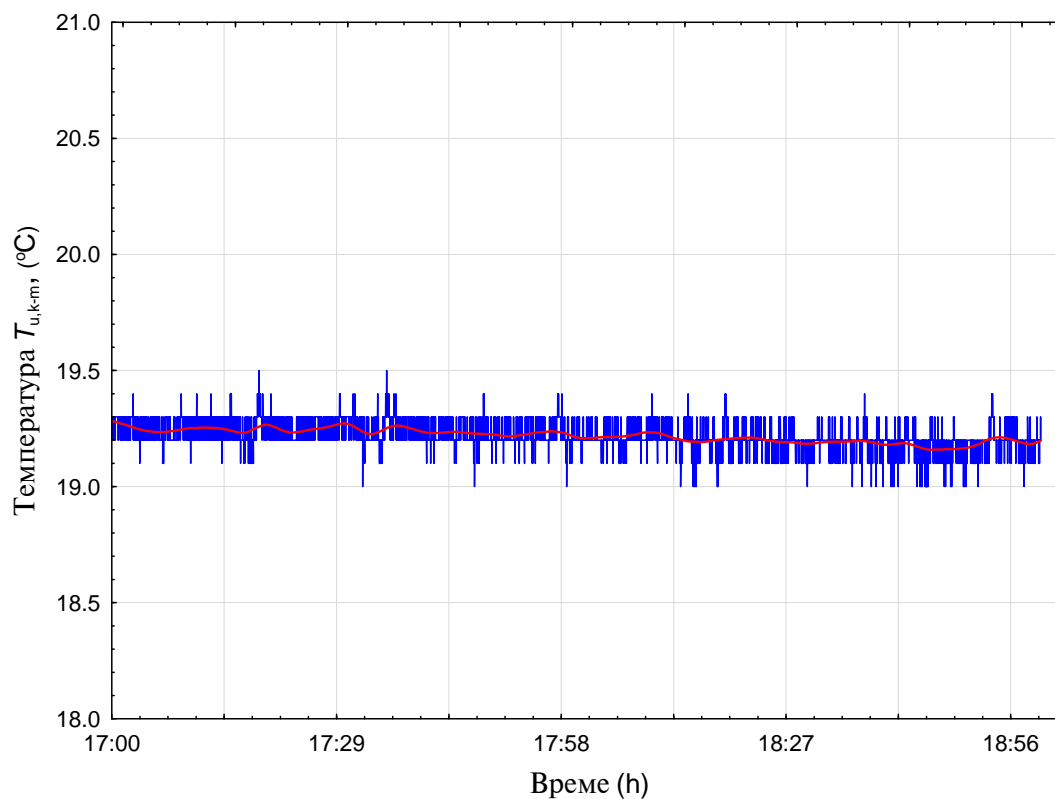
Слика 8.29 Унутрашња температура спратова тест кућице
за случај плафонског грејања ($t_s=4.5^\circ\text{C}$)
горњи спрат (слика горе), доњи спрат (слика доле)



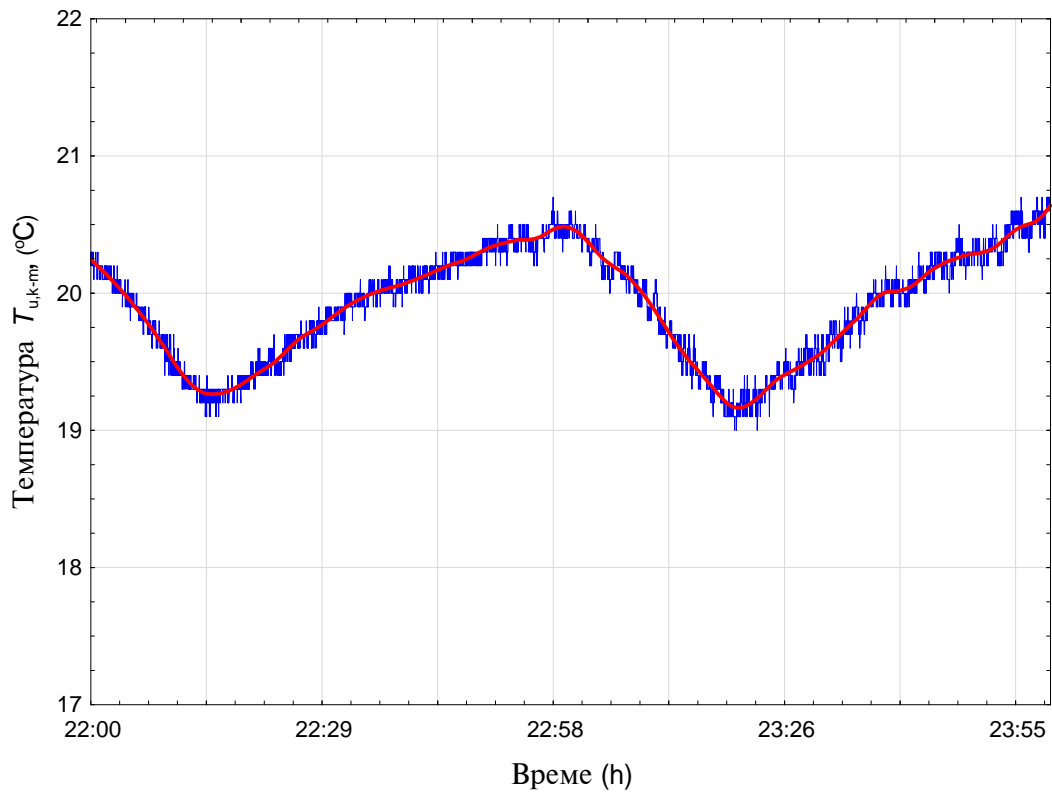
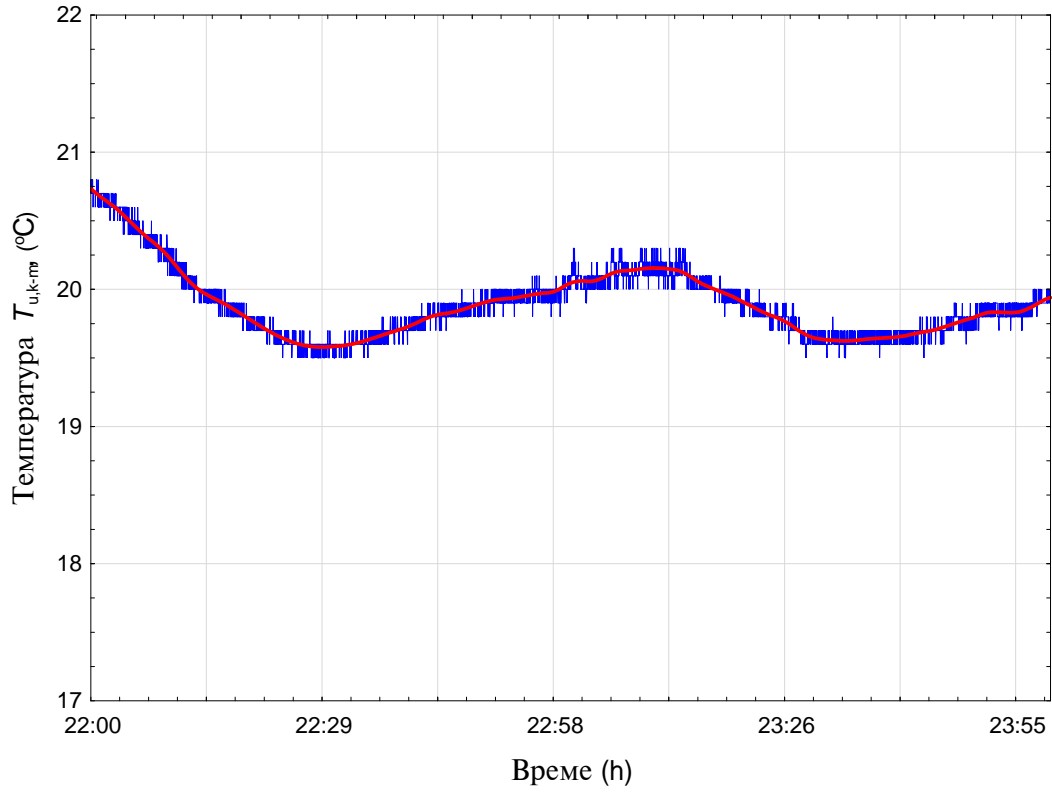
Слика 8.30 Унутрашња температура спратова тест кућице за случај подно-плафонског грејања са доњом регулацијом ($t_s = -5^\circ\text{C}$) горњи спрат (слика горе), доњи спрат (слика доле)



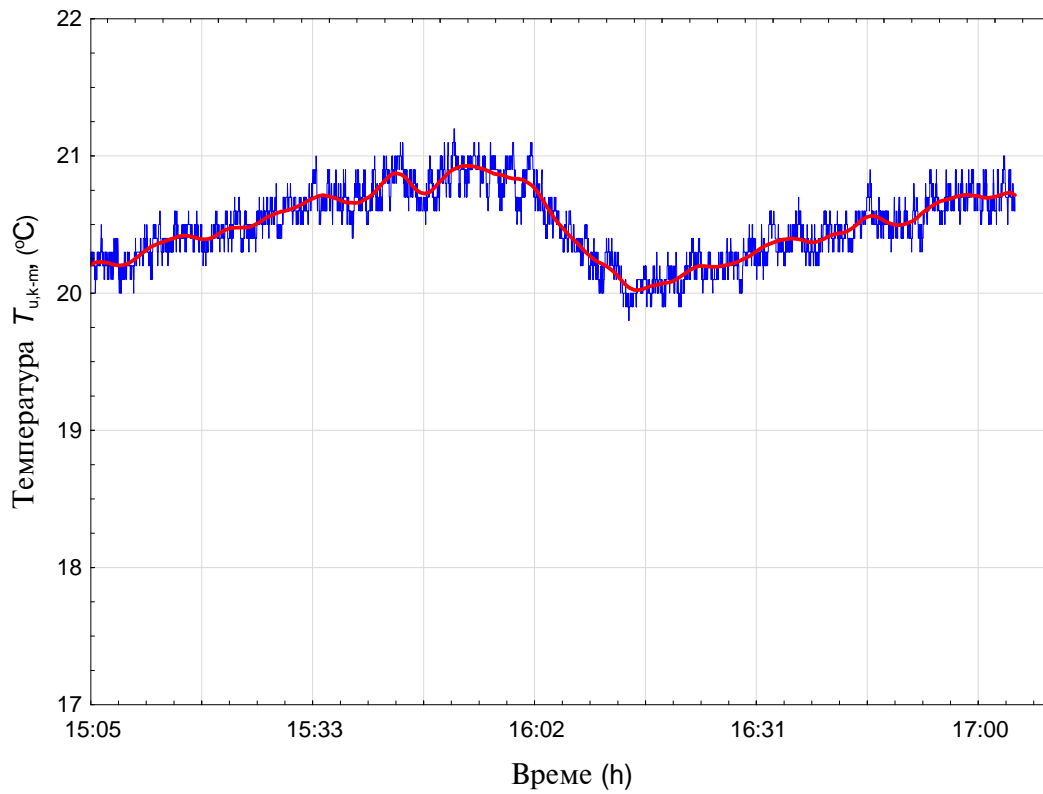
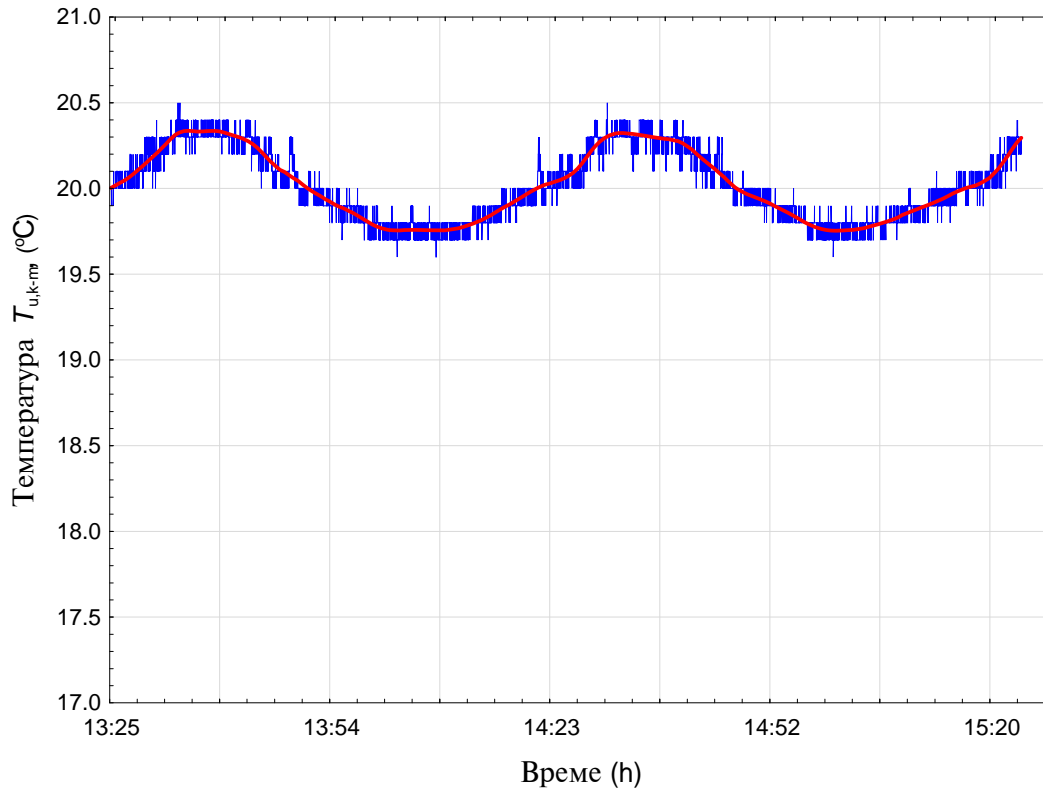
Слика 8.31 Унутрашња температура спратова тест кућице за случај подно-плафонског грејања са доњом регулацијом ($t_s=0^\circ\text{C}$) горњи спрат (слика горе), доњи спрат (слика доле)



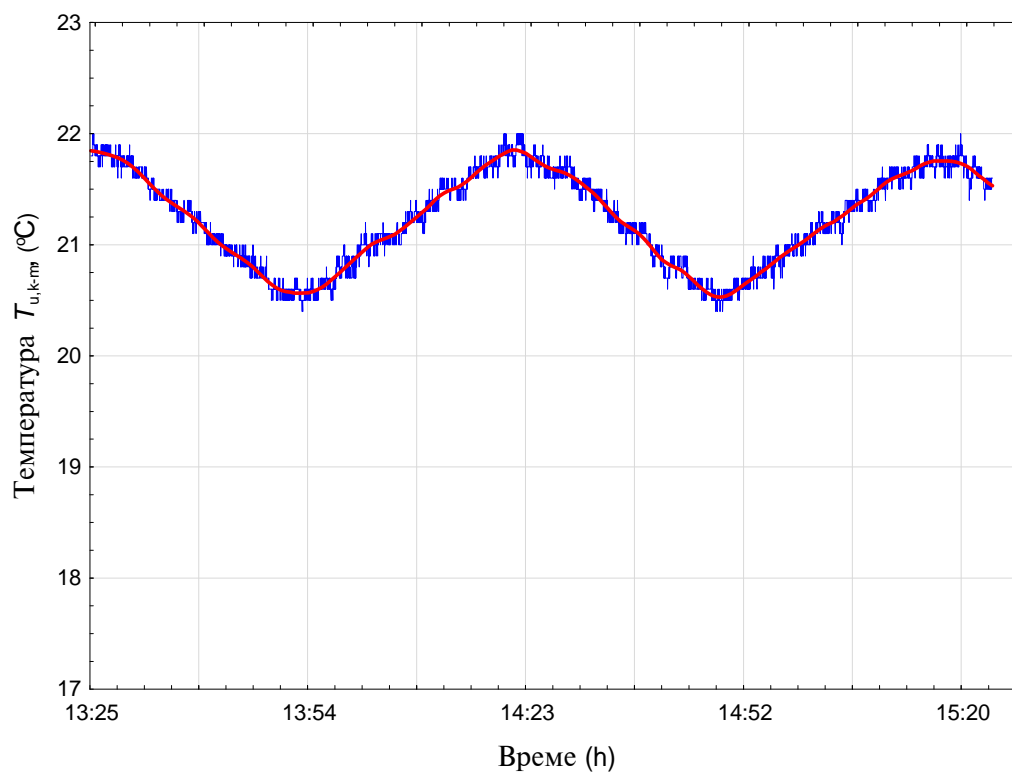
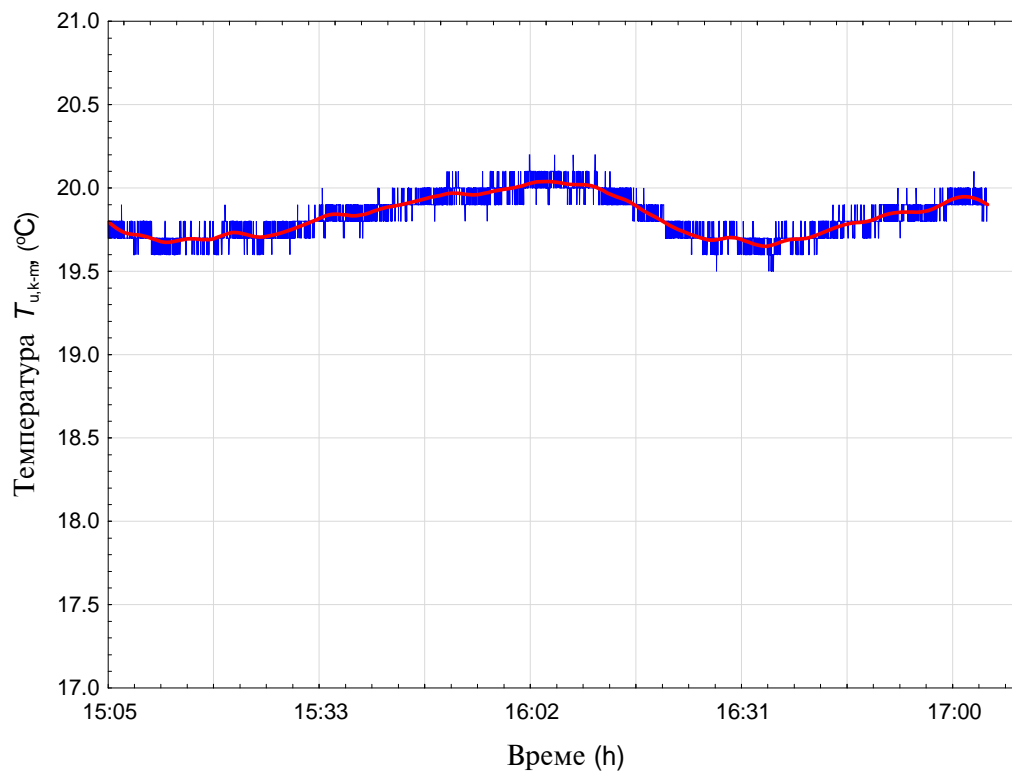
Слика 8.32 Унутрашња температура спратова тест кућице
за случај подно-плафонског грејања са доњом регулацијом ($t_s=4.5^\circ\text{C}$)
горњи спрат (слика горе), доњи спрат (слика доле)



Слика 8.33 Унутрашња температура спратова тест кућице за случај подно-плафонског грејања са горњом регулацијом ($t_s = -5^\circ\text{C}$)
горњи спрат (слика горе), доњи спрат (слика доле)



Слика 8.34 Унутрашња температура спратова тест кућице за случај подно-плафонског грејања са горњом регулацијом ($t_s=0^\circ\text{C}$)
горњи спрат (слика горе), доњи спрат (слика доле)



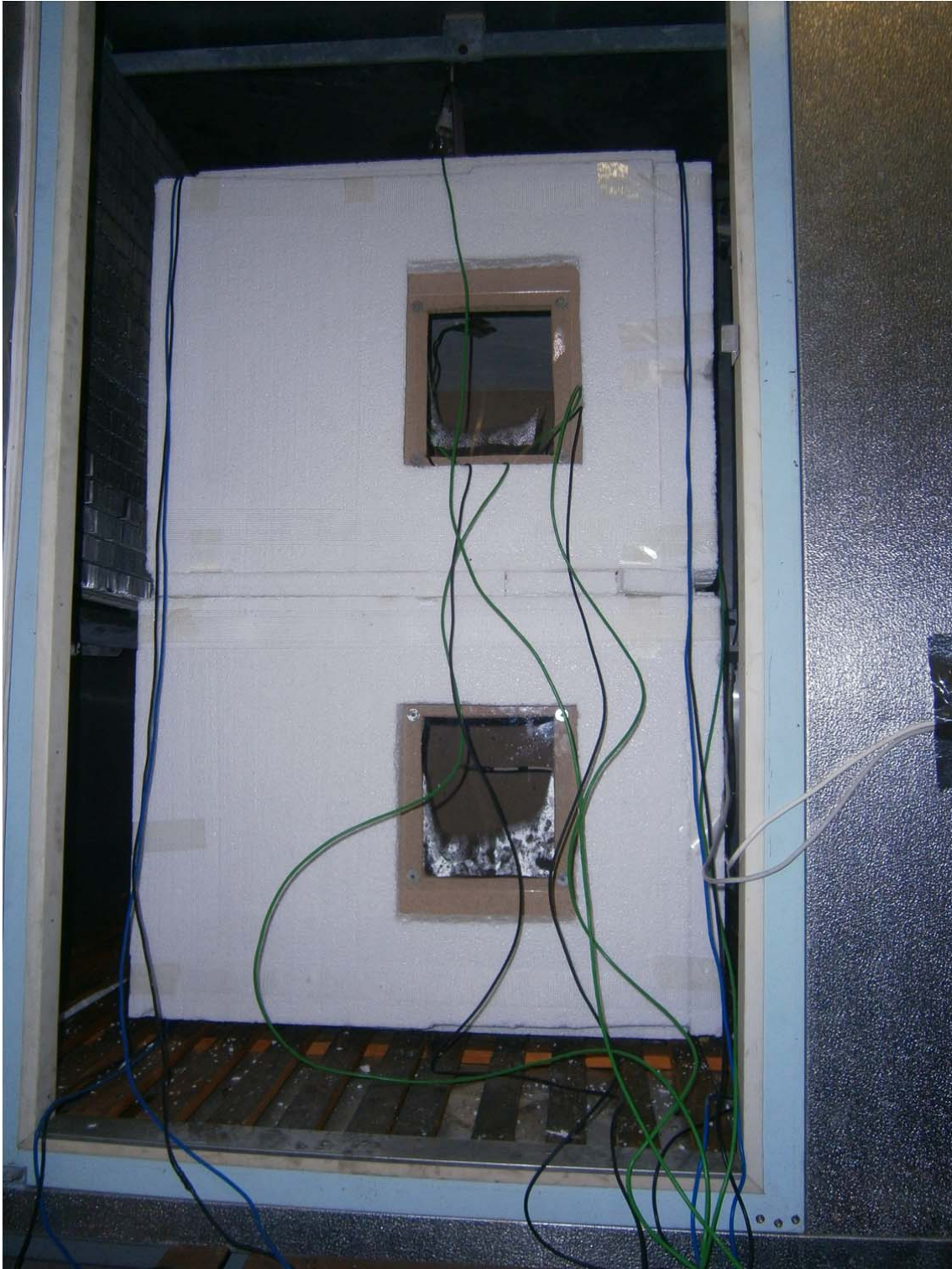
Слика 8.35 Унутрашња температура спратова тест кућице
за случај подно-плафонског грејања са горњом регулацијом ($t_s=4.5^\circ\text{C}$)
горњи спрат (слика горе), доњи спрат (слика доле)

8.3 Мерење топлотног флукса

Инсталација за мерење топлотног флукса приказана на слици 8.36 се састојала од аутотрансформатора, регулатора температуре повезаних са ПТ100 сондама, рачунара за прикупљање података и флуксметра тип “*Hukseflux* TRSYS01-F”. На сликама 8.37 и 8.38 приказан је тест модел са повезаним сензорима температуре и топлотног флукса. Истовремено је вршено мерење топлотног флукса са обе стране конструкције. Ово је било могуће јер коришћени уређај има по два пара сензора за одређивање топлотног флукса. На слици 8.39 приказан је софтвер за прикупљање података са мерних сензора. Односно у сваком тренутку записивани су подаци о контактним температурама и количини топлотног флукса који је прошао кроз мерни елемент. Тако, да се поред информација о вредности топлотног флукса који је прошао кроз неку од конструкција дошло и до информација о температурама на површини конструкција.



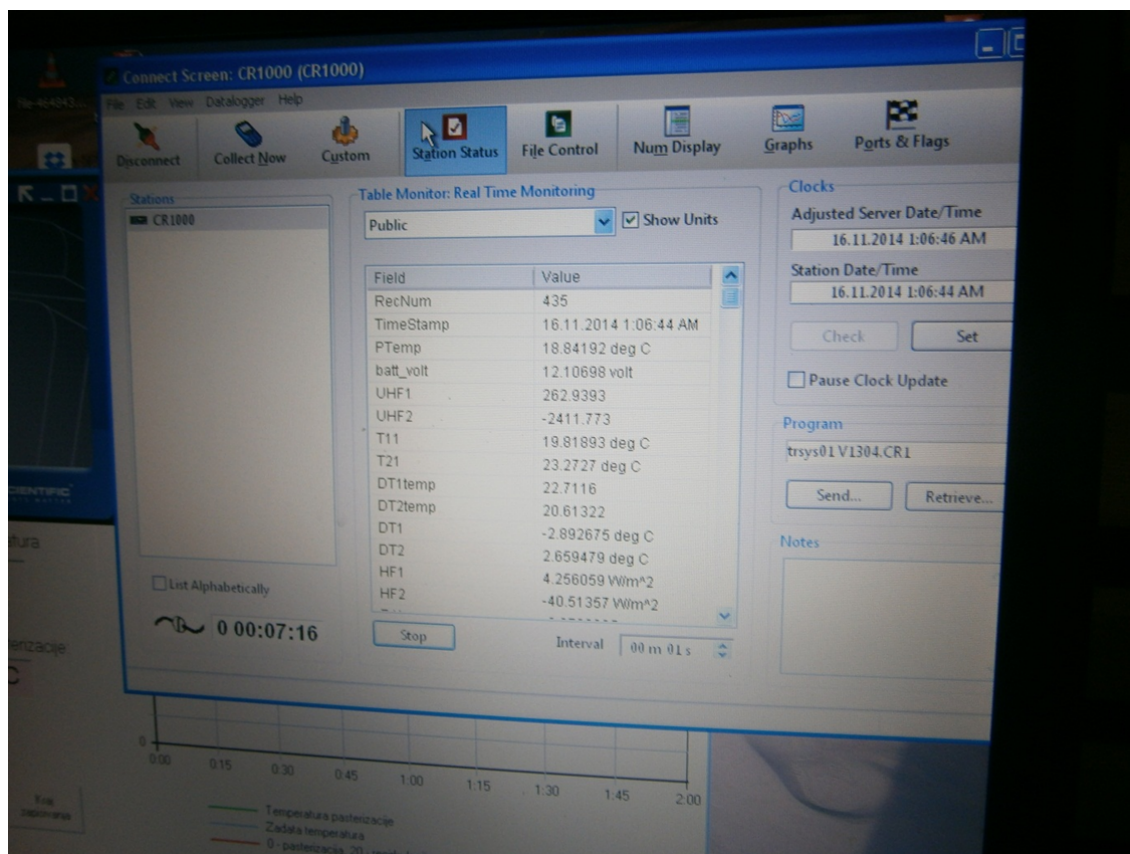
Слика 8.36 Мерна инсталација за мерење топлотног флукса



Слика 8.37 Тест модел са повезаним мерним елементима за мерење топлотног флукса



Слика 8.38 Тест модел са повезаним мерним елементима за мерење топлотног флукса



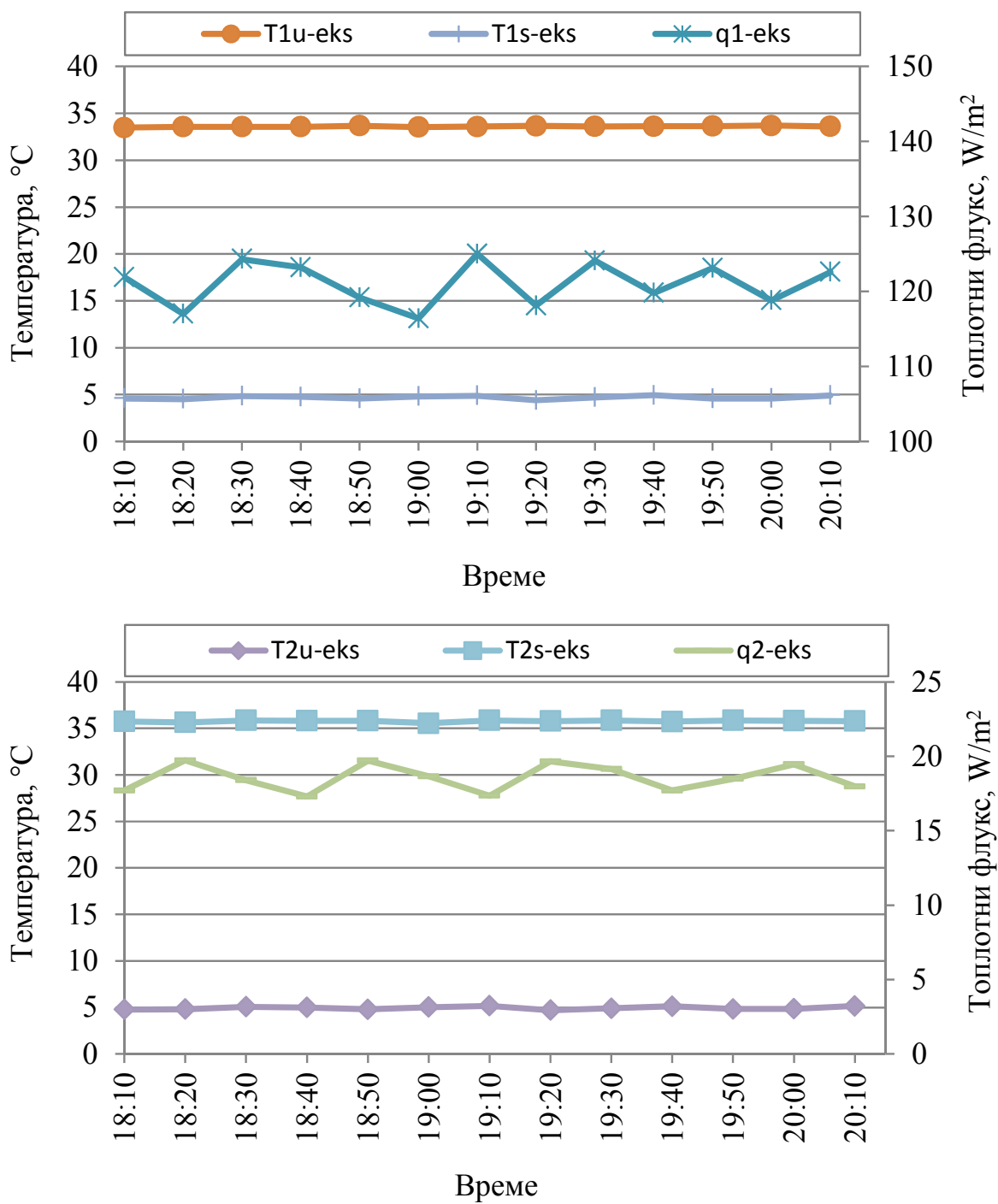
Слика 8.39 Приказ радног окружења софтвера за прикупљање података

На сликама 8.40 – 8.42 приказане су измерене вредности температура површина и топлотних флуксева за зидно, плафонско и подно-плафонско грејање.

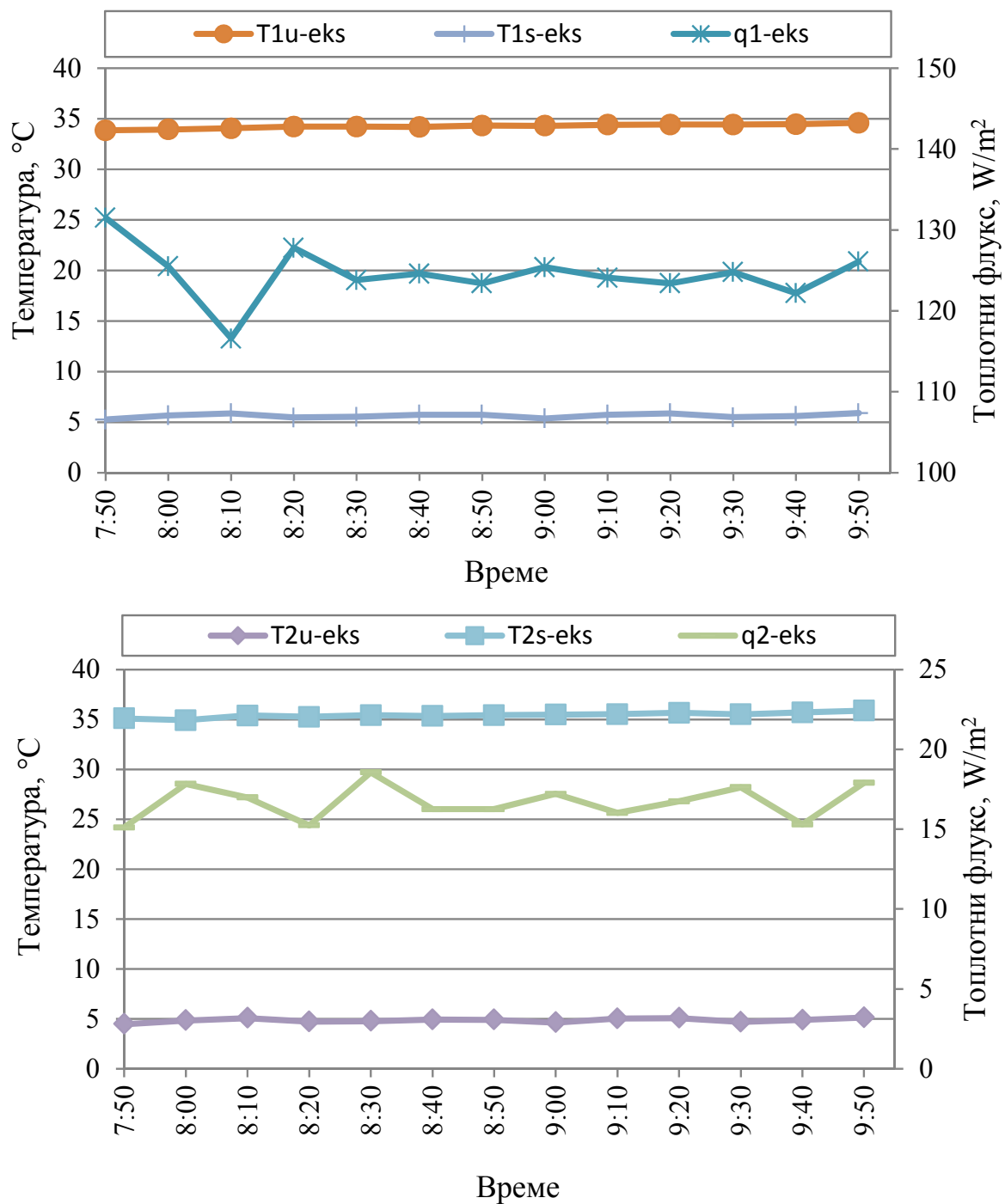
Зидно грејање (слика 8.40). Унутрашња температура на површини панела код зидног грејања се кретала око 34°C , док се температура површине са спољашње стране кретала око 5°C што је и температура околине. Вредност топлотног флуksа са унутрашње стране панела (слика 8.40 а) је била у опсегу од 117 до 125 W/m^2 , док се са спољашње стране (слика 8.40 б) кретала у опсегу од 17.3 до 19.7 W/m^2 .

Плафонско грејање (слика 8.41). Унутрашња температура на површини панела код плафонског грејања се кретала око 34°C , док се температура површине са спољашње стране кретала око 5°C што је и температура околине. Вредност топлотног флуksа са унутрашње стране панела (слика 8.41 а) је била у опсегу од 116.6 до 126.1 W/m^2 , док се са спољашње стране (слика 8.41 б) кретала у опсегу од 15.1 до 18.5 W/m^2 .

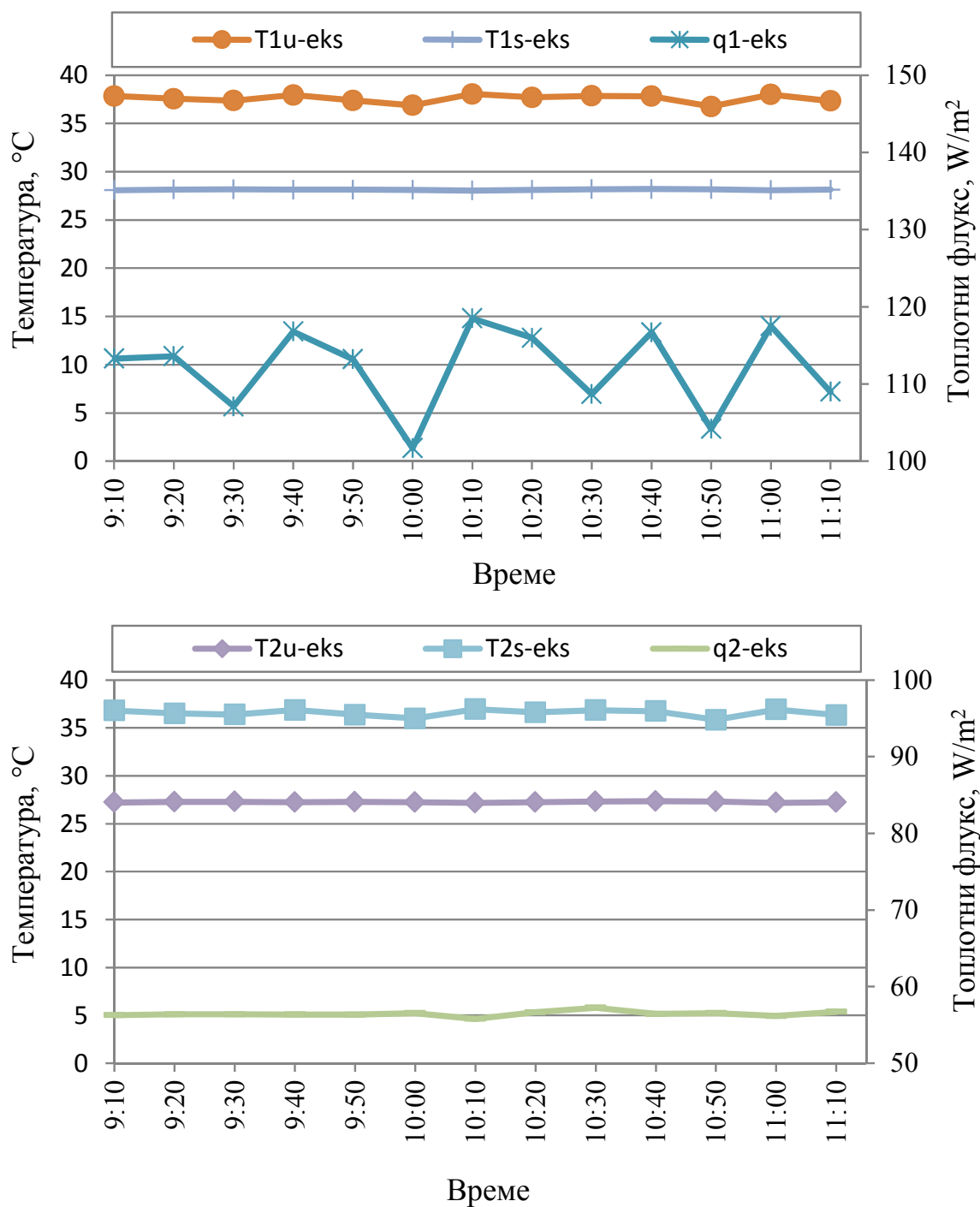
Подно-плафонско грејање (слика 8.42). Унутрашња температура на површини панела код подно-плафонског грејања (температура са доње стране панела) се кретала око 36°C , док се температура површине са спољашње стране кретала око 27°C . Вредност топлотног флуksа са доње стране панела (слика 8.42 а) је била у опсегу од 109 до 113.6 W/m^2 , док се са горње стране (слика 8.42 б) кретала у опсегу од 55.8 до 56.7 W/m^2 .



Слика 8.40 Приказ контактне температура и топлотног флуksа зидног панела са унутрашње стране (слика горе), са спољашње стране (слика доле).



Слика 8.41 Приказ контактне температура и топлотног флуksа плафонског панела са унутрашње стране (слика горе), са спољашње стране (слика доле).



Слика 8.42 Приказ контактне температура и топлотног флукса подно-плафонског панела са доње стране (слика горе), са горње стране (слика доле).

8.4 Закључак експерименталних истраживања

У експериментално спроведеној процедури дошло се до идентичних закључака као у нумерички спроведеним истраживањима приказаним у поглављу 7. Закључено је да грејање са подно-плафонским панелима троши најмање енергије, а грејање са плафонским панелима највише. Тако, при спољним температурама од -5°C , 0°C и 4.5°C подно-плафонско грејање у односу на плафонско грејање троши мање енергије за, 2.57%, 11.28%, и 20.83%, респективно. Односно, при вишим спољним температурама разлика у потрошњи енергије је виша, док се при нижим температурама ова разлика смањује. Ово се може повезати са стањем термичког омотача. Са друге стране подно и зидно грејање су сличне потрошње енергије и троше значајно мање енергије од плафонских панела. Такође, због конструкције подно-плафонског панела и мањег отпора провођењу топлоте, регулација рада самог панела је била преко термостата смештеног унутар доњег спрата. Међутим, урађена је и анализа потрошње енергије за случај када је регулисање рада подно-плафонског панела вођено преко регулатора температуре постављеног у горњем спрату тест кућице. Потрошња енергије за случај регулације са горње стране је већа не него у случају регулације из доње стране и то за 7.46%, 6.24% и 2.66% при спољним температурама од -5°C , 0°C и 4.5°C , респективно.

Када се посматрају температуре унутар просторија (спратова) за подно, зидно и плафонско грејање температуре су одржаване у границама жељених вредности без значајних температурских осцилација. Са друге стране код подно-плафонског грејања присутне су температурске осцилације на страни просторије у којој се регулише температура, а температура у комори која није регулисана је нижа од жељене у распону од $0.5-1^{\circ}\text{C}$. С тим што треба нагласити да је кретање температуре током времена доста нестабилније у случају подно-плафонског грејања са горњом регулацијом.

Имајући све ово у виду може се закључити да су подно-плафонски панели енергетски ефикаснији у односу на преостале панеле. Такође, нешто ниже температуре могу се решити комбинацијом регулације са горње и доње стране, с тим што доминантна регулација мора бити са доње стране панела.

У оквиру експерименталних истраживања је такође извршено и мерење вредности топлотног флукса. Тако да се вредност топлотног флукса ка унутрашњој средини кретала око 125 W/m^2 за зидно и плафонско грејање. За подно-плафонско грејање вредност топлотног флукса са доње стране је била око 110 W/m^2 , а са горње стране око 56 W/m^2 . Температуре на површини панела за зидно и плафонско грејање су биле око 35°C , а код подно-плафонског панела температуре су биле око 37°C са доње стране и око 27°C са горње стране панела.

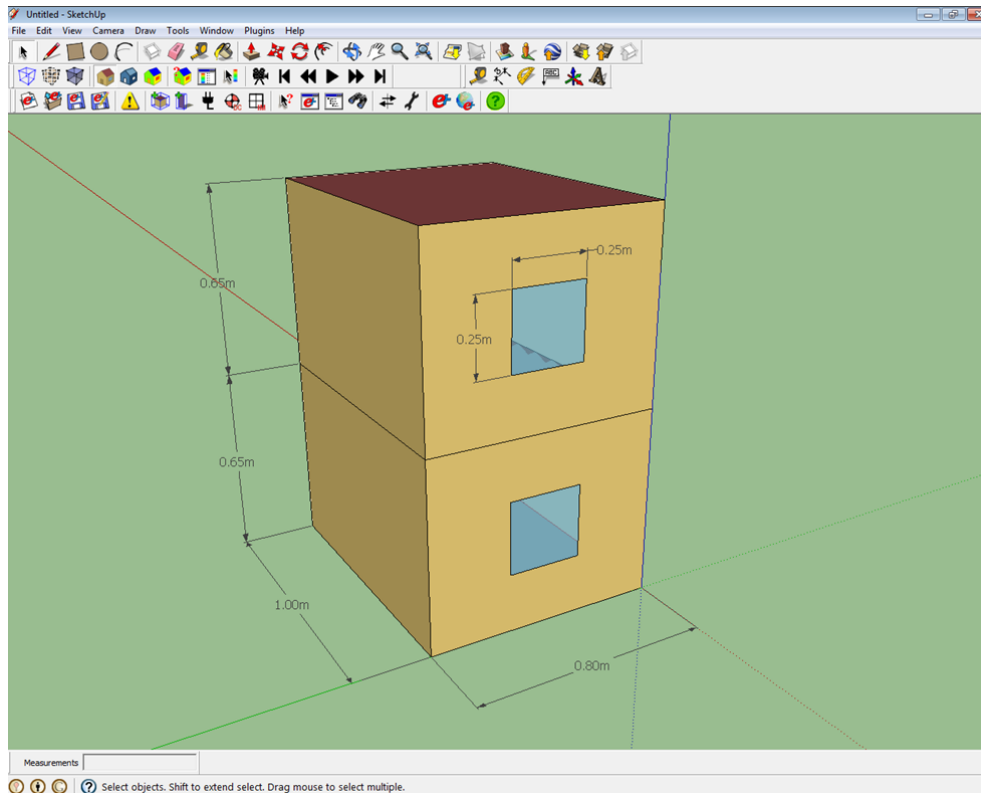
9. ВЕРИФИКАЦИЈА ЕКСПЕРИМЕНТАЛНОГ МОДЕЛА ПОМОЋУ ПРОГРАМА *ENERGYPLUS*

Основни циљ ове дисертације је био да се унапреде постојећи панелни системи грејања. Тако се коришћењем програма *EnergyPlus*, као алата нумеричке анализе, међусобним поређењем панелних система дошло до релација међу постојећим панелним система (подно, зидно и плафонско) као и до једног новог концепта подно-плафонско грејање. Спроведена нумеричка анализа о потрошњи енергије за грејање приказана у поглављу 7.1 се заснивала на коришћењу панелних система код којих је радни медијум била вода. Након тога било је потребно извршити верификацију нумерички добијених закључака што је приказано у поглављу 8. Верификација нумерички спроведених истраживања је извршена помоћу експерименталног тест модела и дошло се до идентичног закључка односно да подно-плафонски панели троше најмање енергије за грејање, а плафонски панели највише. Међутим, присутно је знатно одступање у потрошњи енергије које се може приписати низу фактора:

- Нумеричка истраживања су испитивана током целе грејне сезоне са реалним променама температуре током дана, док је експериментално испитивање извршено при константним спољним температурама;
- Модел куће код нумеричких истраживања је направљен од материјала са већом топлотном акумулативношћу него у случају експерименталног тест модела;
- Модел куће код нумеричких истраживања се састојао из две интегрисане етажне са заједничком међуспратном конструкцијом, док се експериментални тест модел састојао из две независне коморе које су налегале једна на другу, те се не може рећи да је постојало идеално налегање односно да су етажне интегрисане;
- Налегање термоизолације на конструкцију експерименталног тест модела није идеално што може додатно утицати на провођење топлоте;
- Заптивање прозора код тест модела не постоји па је присутна већа инфилтрација него код нумеричког модела.

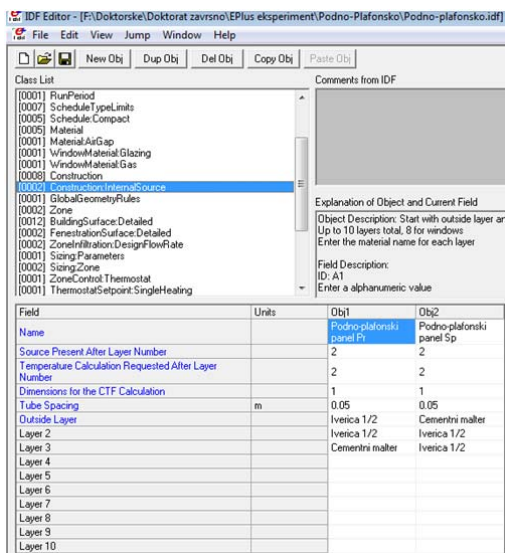
Из горе наведених разлога може се закључити да постоје значајна одступања између нумеричког и експерименталног модела, те се може очекивати грешка у експериментално добијеним резултатима. Наравно, ово не доводи у питање валидност резултата, јер је суштина била да се панелни системи међусобно упореде при идентичним условима што је и урађено.

Верификација експерименталног тест модела се заснива на моделирању експерименталног тест модела у програму *EnergyPlus* и то идентичног оном који је испитиван. На слици 9.1 приказан је изглед тест модела креираног у програму *GoogleSketchUp*.

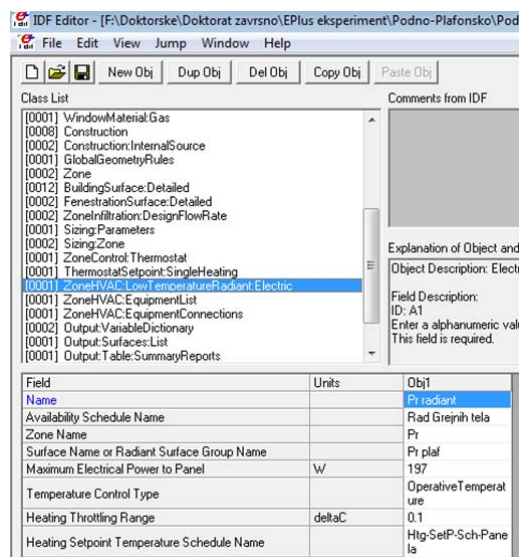


Слика 9.1 Приказ тест модела у програму *GoogleSketchUp*

Креирање се заснивало на коришћењу програма *GoogleSketchUp* ради формирања геометрије објекта, а затим се помоћу програма *EnergyPlus* дефинишу сви преостали детаљи као што су: материјали, конструктивни склопови, рад термостата, задате температуре, панелни системи грејања и сл. (слика 9.2).



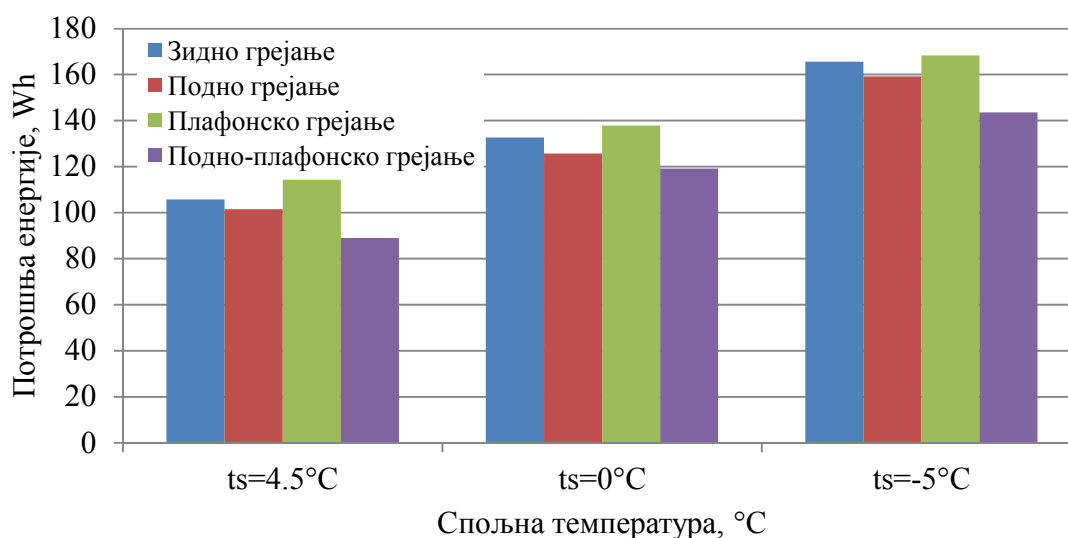
Слика 9.2 Унос структуре панела у програму *EnergyPlus*



Слика 9.3 Дефинисање подно-плафонског панела у програму *EnergyPlus*

У експериментално спроведеном истраживању приказаном у поглављу 8, испитивање је извршено при константним спољним условима од -5°C , 0°C и 4.5°C . Сада је исте услове потребно симулирати и у програму *EnergyPlus*. Међутим, имајући у виду да се програм *EnergyPlus* заснива на динамичкој симулацији и да нема могућност симулирања при константним спољним условима, било је неопходно да се измени или направи нови временски фајл у коме ће бити дефинисане константне спољне температуре од -5°C , 0°C и 4.5°C . Ово је учињено помоћу временског конвертора доступног у оквиру инсталационог пакета као и креирањем „def“ фајла са улогом дефинисања граничника (енг. “*delimiter*”) [51]. Текстуални код „def“ фајла је дат у прилогу тезе.

Након симулације експерименталног тест модела помоћу програма *EnergyPlus*, дошло се до података о потрошњи енергије за грејање, слика 9.4. Као и у експериментално спроведеној процедури приказаној у поглављу 8, сваки од анализираних случајева панелног грејања је првобитно излаган задатим константним спољним температурама у трајању од 4 часа, а тек након тог периода би се отпочело са мерењем потрошње енергије и праћењем температура.



Слика 9.4 Поређење потрошње енергије за грејање панелних система експерименталног тест модела симулираног помоћу програма *EnergyPlus* (зидно, подно, плафонско и подно-плафонско грејање)

Међусобним поређењем потрошње енергије анализираних панелних система приказаних на слици 9.4, дошло се до идентичног закључка као и у експериментално спроведеној процедури (видети слику 8.18). Односно, плафонско грејање троши највише енергије за грејање, а подно-плафонско грејање најмање енергије за грејање. Може се приметити да су нешто ниже потрошње енергије у случају симулираног експерименталног модела, и то за око 11%. То се може приписати томе што симулирани модел представља идеални случај код кога не постоје горе наведени утицаји. Такође, нешто је већа разлика у уштеди енергије између плафонског и подно-

плафонског грејања код експерименталног и симулираног случаја тест модела и то 11.28% за случај експериментално спроведене процедуре, односно 14.67% код симулираног експерименталног тест модела. Ово се такође може приписати неидеалности експериментално спроведене процедуре.

10. МАТЕМАТИЧКИ МОДЕЛ ЕКСПЕРИМЕНТАЛНОГ ПОДНО-ПЛАФОНСКОГ ПАНЕЛА

Панелни системи грејања, иако су концептуално релативно једноставни, веома су комплексни са становишта математичког моделирања. Да би модел био веродостојан, мора да узме у обзир основне законе термодинамике и законе преноса топлоте.

Простирање топлоте представља размену унутрашње енергије између појединих компонената у посматраном систему у јединици времена. Основни принципи размене топлоте су провођење топлоте (кондукција), прелаз топлоте (конвекција) и зрачење (радијација). Код простирања топлоте кондукцијом, топлотна енергија се преноси молекулима у самом телу или са једног тела на друго. Код простирања топлоте конвекцијом, до размене топлоте долази тако што се флуид креће из једне средине одређене температуре и долази у додир са средином друге температуре. Код простирања топлоте зрачењем, топлота се простира електромагнетним таласима и није везана за супстанцу, тако да би се размена топлоте успоставила и кроз вакуумску средину. Такође, топлота зрачењем се може пренети кроз средине са вишом, нижом и једнаком температуром.

10.1 Основни принципи преноса топлоте

Провођење топлоте (кондукција)

Основа у проучавању провођења топлоте се заснива на Фуријеовом закону провођења, по коме је топлотни флуks пропорционалан градијенту температуре и он гласи:

$$q''(x, t) = -\lambda \frac{\partial T(x, t)}{\partial x} \quad (10.1)$$

Друга полазна једначина у проучавању преноса топлоте провођењем је једначина Фуријеа која успоставља однос између температуре t , функције времена, као и променљивих x, y, z и она у општем случају гласи:

$$\begin{bmatrix} \dot{q}_x \\ \dot{q}_y \\ \dot{q}_z \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} \lambda_{xx} & \lambda_{xy} & \lambda_{xz} \\ \lambda_{xy} & \lambda_{yy} & \lambda_{yz} \\ \lambda_{xz} & \lambda_{yz} & \lambda_{zz} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{\partial T}{\partial x} \\ \frac{\partial T}{\partial y} \\ \frac{\partial T}{\partial z} \end{bmatrix} \quad (10.2)$$

Тако се на основу једначине (10.2) може дефинисати топлотни флуks који прође кроз дебљину dx :

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (10.3)$$

На основу претходно наведених једначина, у случају једнослојног равног зида, једначина за топлотни флуks гласи:

$$q = -\lambda \frac{(t_2 - t_1)}{\delta} \quad (10.4)$$

где је δ дебљина зида, t_1 и t_2 температуре на површини зида.

Такође, за вишеслојан раван зид једначина топлотног флуksа гласи:

$$q = \frac{(t_1 - t_{n+1})}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}} = \frac{\Delta t}{R_{uk}} = k\Delta t \quad (10.5)$$

Преношење топлоте (конвекција)

Конвекција представља комбинацију две истовремене појаве: преношење топлоте са тела ка слојевима флуида који га додирују и премештање тих флуидних слојева било услед разлике у њиховој густини (природна конвекција), било дејством спољне силе, независне од појаве (принудна конвекција).

Проучавање конвекције је једно од најсложенијих поглавља у науци о топлоти. Код панелног грејања практично учествује само природна конвекција. Међутим, појаве попут инфилтрације, вентилације и кретања људи значајно утичу на конвекцију.

За подне панеле кретање ваздуха у додиру са површином стварно се обавља само услед природне конвекције (када је просторија празна и потпуно затворена). Међутим, активности лица која се налазе унутар просторије, а нарочито њихово ходање, изазива кретања ваздуха у близини патоса и повећава се размена услед конвекције. Поред тога, просторије никад нису потпуно заптивене. Зими се увек врши продирање хладног ваздуха кроз пукотине, чиме се конвекција повећава.

За плафоне је питање нешто сложеније. Ако је просторија била празна, строго заптивена, има исте зидове са истим губицима топлоте, онда из разлога симетрије може да се претпостави да се температура тих ограда смањује одозго на доле и да се ваздух таложи у хоризонталним слојевима. Тако да се не види потпуно јасно, како се врши природна конвекција. Међутим, просторија у ствари није никад потпуно заптивена и зидови имају различите губитке топлоте, тако да исти имају различиту температуру, што проузрокује неизбежна кретања ваздуха.

У једној празној просторији унутрашњих зидова, у којој сви зидови имају исту температуру, кретање ваздуха у близини плафона ће бити врло споро. Односно, одавање топлоте ће се повећати у просторијама са хладним просторијама и смањивати у просторијама са малим губицима. Затим, смањивањем конвекције изазива се повишење температуре на површини панела тј. повећање зрачења.

У општој једначини природне конвекције топлотни флуks конвекцијом гласи:

$$q_{konv} = \alpha A \Delta t \quad (10.6)$$

где је Δt разлика температура између тела и флуида, α коефицијент конвекције, A површина преко које се врши размена.

Истраживања на тему дефинисања коефицијената конвекције су била интензивна с почетком двадесетог века. Међутим, истраживања на тему дефинисања коефицијента конвекције код панелних система грејања су вођена тек половином двадесетог века. Тако су *Parmelee* и *Huebscher* [52] укључили ефекат принудне конвекције на пренос топлоте са површине панела као додатак коефицијенту природне конвекције. Међутим, повећање размене топлоте од стране принудне конвекције не треба да се уводи унутар прорачуна, јер су интервали и карактеристике непредвидиви и принудна конвекција нема значајан утицај на повећање укупне размене топлоте са активне површине панела. Топлотни флуks природне конвекције код панелних система је функција ефективне површине панела и температуре слоја ваздуха која је у директном контакту са панелом.

Прве једначине топлотног флуksа при природној конвекцији су поставили *Min* и сарадници [53]. Они су дефинисали коефицијент природне конвекције на 1.5 m од пода у центру просторије димензија 3.66x7.47 m (еквивалентни пречник $De = 4.91$ m). Ове једначине су касније кориговане од стране *Kollmar* и *Liese* [54] и оне се данас користе у америчком стандарду *ASHRAE*. Низом експерименталних испитивања дошло се до коефицијента конвекције код панелних система [55], тако да они гласе:

- за подно грејање $a=9.26$ W/(m²K)
- за зидно грејање $a=9.09$ W/(m²K)
- за плафонско грејање $a=8.29$ W/(m²K)

Пренос топлоте зрачењем (радијација)

Основна једначина топлотног флуksа услед преноса топлоте зрачењем је дефинисана једначином [56]:

$$q_r = J_p - \sum_{j=1}^n F_{pj} J_j \quad (10.8)$$

где је J_p укупно зрачење које се размењује са површине панела, J_j зрачење са других површина у просторији, F_{pj} фактор угла зрачења између површине панела и друге површине у просторији, n број површина у просторији (не рачунајући површину панела). Фактори угла зрачења су већ дефинисани [56, 57].

Неколико метода је развијено у циљу упрошћавања једначине (10.8) и то смањивањем више-површинских окружења са апроксимацијом на две површине. Размена зрачењем у затвореном простору се моделира на основу претпоставке да површине зраче на фиктивну (коначну) површину која има емисивност и површину температуре која даје отприлике исти топлотни флуks као у реалном више-површинском случају [58]. Поред тога, фактор угла не мора бити дефинисан у процени две околне површине. Средња температура зрачења се може добити из једначина топлотног флуksа топлотним зрачењем:

$$q_r = \sigma F_r [T_p^4 - T_r^4] \quad (10.9)$$

где је σ *Stefan-Boltzmann*–ова константа $\sigma=5.67 \times 10^{-8}$ W/(m²K), F_r фактор размене зрачењем (бездимензиони број), T_p ефективна температура панела °C, T_r температура фиктивне површине °C.

Температура фиктивне површине се може дефинисати као:

$$T_r = \frac{\sum_{j=p}^n A_j \varepsilon_j T_j}{\sum_{j=p}^n A_j \varepsilon_j} \quad (10.10)$$

где је A_j температура површине просторије °C, ε_j топлотна емисивност површине просторије.

Када су емисивност површине и окружења приближно једнаки, и површине директно изложене дејству панела генерално незагрејане, тада једначина (10.10) постаје тежинска температура негрејаних површина изложених дејству панела. Стога било која негрејана површина се обрачунава као *AUST*. На пример ако се само део пода загрева, остатак пода није укључен у обрачун *AUST*, осим ако се посматра од стране панела који се налазе у плафону или зиду.

Фактор размене зрачењем за дво-површинску размену зрачењем дат је једначином [59]:

$$F_r = \frac{1}{\frac{1}{F_{p-r}} + \left(\frac{1}{\varepsilon_p} - 1\right) + \frac{A_p}{A_r} \left(\frac{1}{\varepsilon_r} - 1\right)} \quad (10.11)$$

где је F_{p-r} фактор угла зрачења са панела на фиктивну површну ($F_{p-r}=1.0$ за раван панел), A_p површина панела, A_r површина фиктивне површине, ε_p топлотна емисивност површине панела, ε_r топлотна емисивност фиктивне површине.

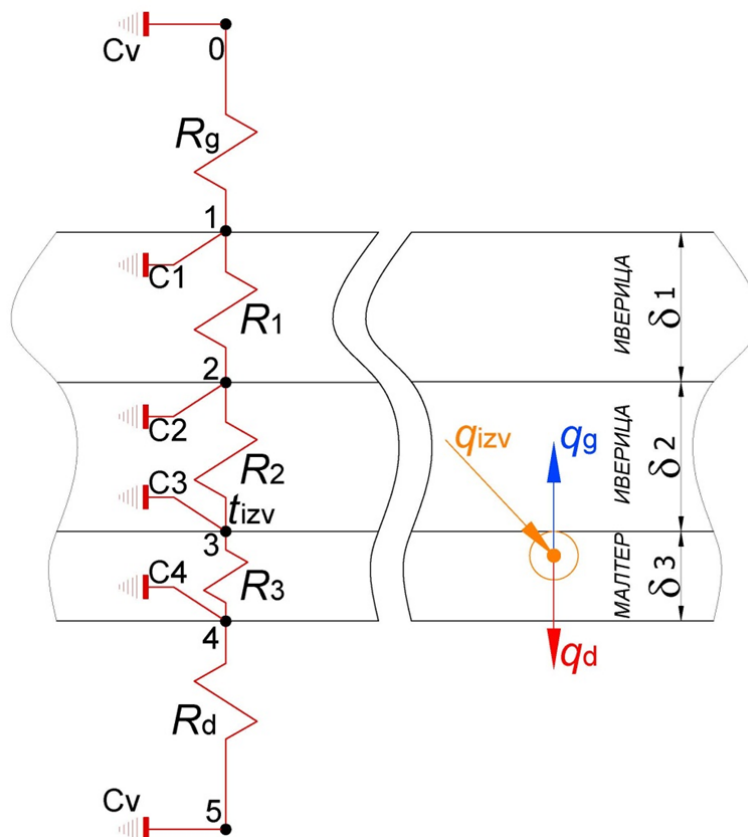
У пракси, топлотна емисивност ε_p неметалног или обојеног метала нерелефтујуће површине је око 0.9. Када се ова емисивност користи у једначини (10.11), фактор размене зрачењем F_r постаје око 0.87 за већину унутрашњих простора. Заменом ове вредности у једначини (10.9) $\sigma \cdot F_r$ постаје 4.93×10^{-8} W/(m²K). Такође, *Min* и сарадници [53] су у њиховој тест просторији добили да је $\sigma \cdot F_r$ око 5.03×10^{-8} W/(m²K). Тада једначина топлотног флукса топлотним зрачењем за панелно грејање постаје:

$$q_r = 5 \times 10^{-8} \left[(t_p + 273.15)^4 - (AUST + 273.15)^4 \right] \quad (10.12)$$

где је t_p ефективна температура површине панела, *AUST* тежинска температура свих унутрашњих површина зидова, плафона, пода, прозора, врата и сл. Подаци о тежинској температури свих унутрашњих површина се може наћи у *ASHRAE* стандарду [56].

10.2 Пренос топлоте код експерименталног модела подно-плафонског панела

Провођење топлоте у случају подно-плафонског панела који је коришћен у експерименталном истраживању се може представити преко RC шеме (слика 10.1).



Слика 10.1 RC шема преноса топлоте у случају експерименталног подно-плафонског модела

На слици 10.1 приказана је RC шема којом се може дефинисати преношење топлоте код подно-плафонског панела који је коришћен у експерименталном истраживању описаном у поглављу 8. Са δ_1 , δ_2 и δ_3 су означене дебљине материјала и то иверице, иверице и малтера, респективно. Чворови 0, 1, 2, 3, 4 и 5 представљају унутрашњу температуру ваздуха унутар горњег спрата, температуру површине панела са горње стране, температуру између слојева иверице, температуру на месту извора, температуру површине панела са доње стране и унутрашњу температуру ваздуха унутар доњег спрата, респективно. Са R_1 , R_2 , и R_3 су означене топлотне отпорности иверице и малтера, док су са R_g и R_d означене топлотне отпорности услед конвекције са горње стране односно доње стране панела, респективно. Са C_1 , C_2 и C_3 су означене топлотне акумулативности слојева иверице и малтера, док је са C_v означена топлотна акумулативност унутрашњег ваздуха.

Једначина топлотног биланса у чвору 1 се може дефинисати као:

$$C \frac{dt_1}{d\tau} = \alpha_g A (t_g - t_1) + \alpha_v A (t_{u,g} - t_1) + \frac{t_2 - t_1}{R_1} \quad (10.13)$$

Једначина топлотног биланса у чвору 2 се може дефинисати као:

$$C \frac{dt_2}{d\tau} = \frac{t_1 - t_2}{R_1} + \frac{t_3 - t_2}{R_2} \quad (10.14)$$

Једначина топлотног биланса у чвору 3 се може дефинисати као:

$$C \frac{dt_3}{d\tau} = \frac{t_2 - t_3}{R_2} + \frac{t_4 - t_3}{R_3} + q_{izv} A \quad (10.15)$$

Једначина топлотног биланса у чвору 4 се може дефинисати као:

$$C \frac{dt_4}{d\tau} = \alpha_d A (t_d - t_4) + \alpha_v A (t_{u,d} - t_4) + \frac{t_3 - t_4}{R_3} \quad (10.16)$$

Једначина топлотног флукса са горње стране панел може се дефинисати као:

$$q_g = \alpha_g A (t_1 - t_g) \quad (10.17)$$

Једначина топлотног флукса са доње стране панел може се дефинисати као:

$$q_d = \alpha_d A (t_4 - t_d) \quad (10.18)$$

Топлотна акумулативност је дефинисана изразом:

$$C = \frac{\rho c_p \delta A}{2} \quad (10.19)$$

Топлотна отпорност је дефинисана изразом:

$$R = \frac{\delta}{\lambda A} \quad (10.20)$$

где је ρ густина материјала слоја, c_p специфични топлотни капацитет материјала слоја, A површина слоја.

На основу једначина стања, једначине (10.13)-(10.16) се могу записати у матричном облику као:

$$\begin{bmatrix} \frac{dt_1}{d\tau} \\ \frac{dt_2}{d\tau} \\ \frac{dt_3}{d\tau} \\ \frac{dt_4}{d\tau} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{\alpha_g A}{C_v} - \frac{\alpha_v A}{C_v} - \frac{1}{R_1 C_1} & \frac{1}{R_1 C_1} & 0 & 0 \\ \frac{1}{R_1 C_1} & -\frac{1}{R_2 C_2} - \frac{1}{R_1 C_1} & \frac{1}{R_2 C_2} & 0 \\ 0 & \frac{1}{R_2 C_2} & -\frac{1}{R_3 C_3} - \frac{1}{R_2 C_2} & \frac{1}{R_3 C_3} \\ 0 & 0 & \frac{1}{R_3 C_3} & -\frac{\alpha_d A}{C_v} - \frac{\alpha_v A}{C_v} - \frac{1}{R_3 C_4} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} t_1 \\ t_2 \\ t_3 \\ t_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{\alpha_g A}{C_v} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\alpha_d A}{C_v} & \frac{1}{C_k} \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} t_g \\ t_d \\ q_{izv} \end{bmatrix} \quad (10.21)$$

Једначине (10.17) и (10.18) се могу записати у матричном облику као:

$$\begin{bmatrix} q_g \\ q_d \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_g A & 0 \\ 0 & \alpha_d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} t_1 \\ t_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -\alpha_g A & 0 & 0 \\ 0 & -\alpha_d & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} t_g \\ t_d \\ q_{izv} \end{bmatrix} \quad (10.22)$$

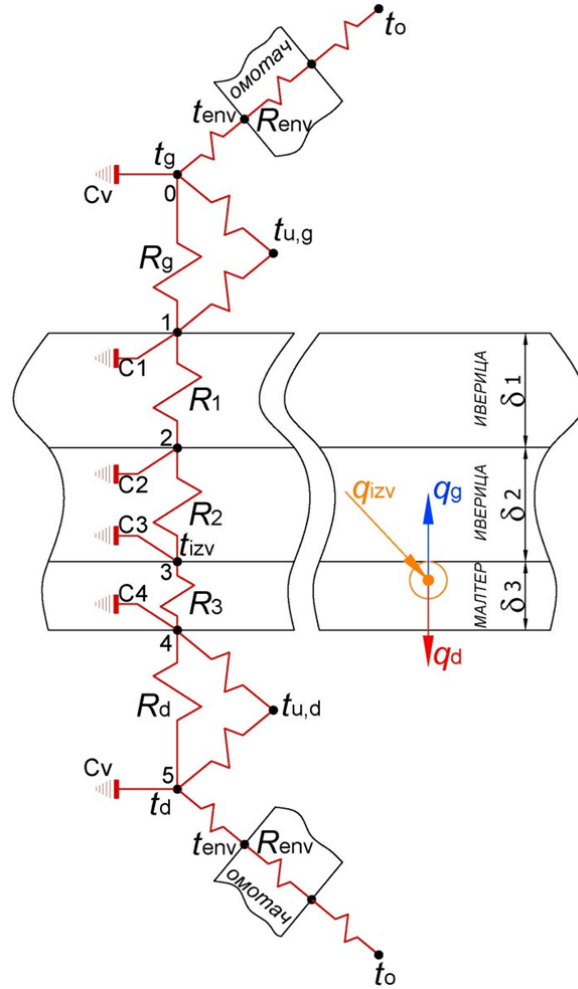
У општем случају за n чворова једначине (10.21) и (10.22) могу се записати као:

$$\begin{bmatrix} \frac{dt_1}{d\tau} \\ \vdots \\ \frac{dt_n}{d\tau} \end{bmatrix} = [A] \begin{bmatrix} t_1 \\ \vdots \\ t_n \end{bmatrix} + [B] \begin{bmatrix} t_g \\ t_d \\ q_{izv} \end{bmatrix} \quad (10.23)$$

Односно:

$$\begin{bmatrix} q_g \\ q_d \end{bmatrix} = [C] \begin{bmatrix} t_1 \\ \vdots \\ t_n \end{bmatrix} + [D] \begin{bmatrix} t_g \\ t_d \\ q_{izv} \end{bmatrix} \quad (10.24)$$

Једначине (10.13)-(10.18), односно једначине (10.21) и (10.22) представљају основне једначина кретања топлотног флукса кроз подно-плафонски панел. Међутим, решавањем ових једначина топлотни флукс тежи бесконачности јер није дефинисана повратна спрега, односно топлотни понор. Тако да се уводе две нове једначине које укључују утицај спољне температуре (слика 10.2). Са t_g је означена оперативна температура горње коморе, са t_d је означена оперативна температура доње коморе, са t_o је означена спољна температура, са $t_{w,g}$ је означена унутрашња температура ваздуха унутар горње коморе, са $t_{w,d}$ је означена унутрашња температура ваздуха унутар доње коморе.



Слика 10.2 RC шема преноса топлоте у случају експерименталног подно-плафонског модела са узетом спољном температуром у разматрање

Једначина топлотног биланса у чвору 0 се може дефинисати као:

$$C \frac{dt_g}{d\tau} = \alpha_g A (t_1 - t_g) + q_{z,g} + \alpha_{env} \sum_{i=2}^7 A_{env} (t_{env} - t_g) + \alpha_v \sum_{i=2}^7 A_{env} (t_{u,g} - t_g) \quad (10.25)$$

Једначина топлотног биланса у чвору 5 се може дефинисати као:

$$C \frac{dt_d}{d\tau} = \alpha_d A (t_4 - t_d) + q_{z,d} + \alpha_{env} \sum_{i=2}^7 A_{env} (t_{env} - t_d) + \alpha_v \sum_{i=2}^7 A_{env} (t_{u,d} - t_d) \quad (10.26)$$

На основу једначина стања, једначине (10.25) и (10.26) се могу записати у матричном облику као:

$$\begin{bmatrix} \frac{dt_g}{d\tau} \\ \frac{dt_d}{d\tau} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{-e_1}{C_v} - \frac{e_3}{C_v} - \frac{-\alpha_g}{C_v} & 0 \\ 0 & \frac{-e_2}{C_v} - \frac{e_4}{C_v} - \frac{-\alpha_d}{C_v} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} t_g \\ t_d \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{-\alpha_g A}{C_v} & \frac{-e_1}{C_v} & \frac{-e_3}{C_v} & 0 \\ 0 & \frac{-\alpha_d A}{C_v} & \frac{-e_2}{C_v} & \frac{-e_4}{C_v} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} t_1 \\ t_4 \\ t_{env} \\ t_{u,g} \\ t_{u,d} \end{bmatrix} \quad (10.27)$$

где је:

$$e_1 = e_2 = \alpha_{env} \sum_{i=2}^7 A_{env} \quad (10.28)$$

$$e_3 = e_4 = \alpha_v \sum_{i=2}^7 A_{env} \quad (10.29)$$

На основу једначине (10.10), тежинска температура свих унутрашњих површина (осим панела) се може израчунати као:

$$AUST = \frac{\sum_{i=2}^7 (A_i t_{bi})}{\sum_{i=2}^7 (A_i)} \quad (10.30)$$

Применом једначине (10.5) и познавајући конструкцију експерименталног модела може се дефинисати температура унутрашњих површине омотача (зидова, плафона и подова) у функцији од спољашње температуре:

За конструкцију зидова, подова, плафона:

$$t_{env1} = t_o + q_{env1} R_{стиропора} + q_{env1} R_{иверице} + \frac{q_{env1}}{\alpha_o} \quad (10.31)$$

За конструкцију прозора:

$$t_{env2} = t_o + q_{env2} R_{прозора} + \frac{q_{env}}{\alpha_o} \quad (10.32)$$

Топлотни флуks који се изгуби кроз омотач модела је у функцији већ дефинисане унутрашње температуре и спољашње температуре која је заправо улаз у модел.

$$q_{env} = \frac{t_u - t_o}{\frac{1}{\alpha_o} + R_{env} + \frac{1}{\alpha_u}} \quad (10.33)$$

У табели 10.1 приказане су карактеристике материјала на основу којих се могу израчунати коефицијенти неопходни за решавање једначина стања.

Табела 10.1 Карактеристике материјала тест кућице [56]

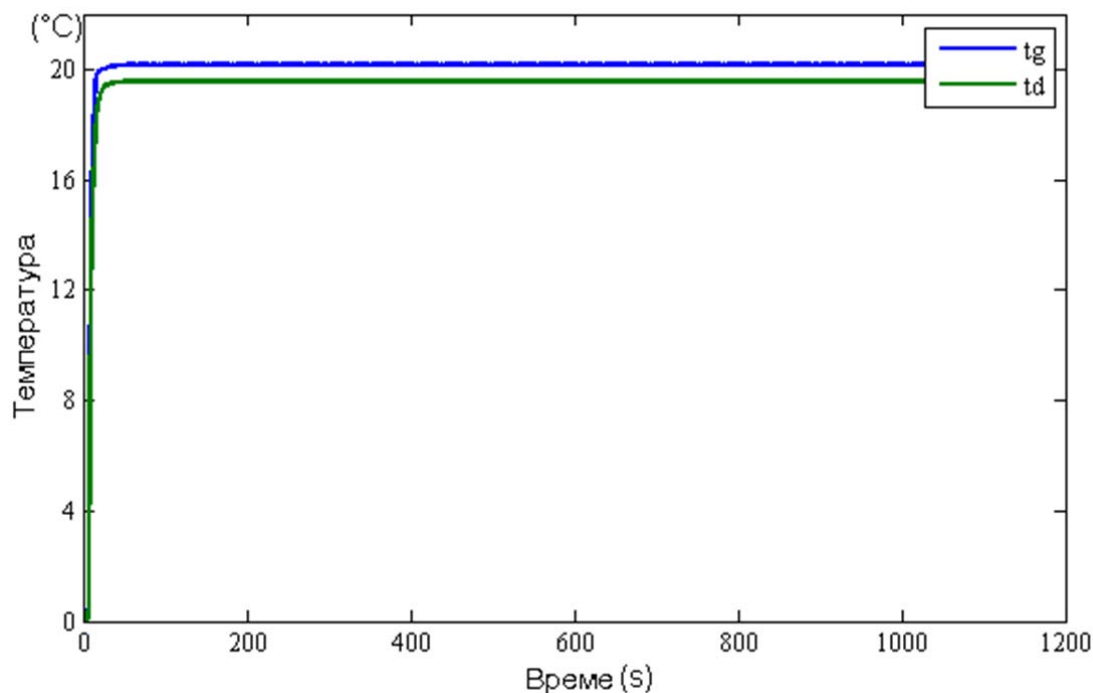
	Дебљина δ (m)	Густина ρ (kg/m ³)	Топлотна проводљивост λ (W/mK)	Специфична топлота c_p (J/kgK)	Емисивност
Иверица	0.018	530	0.16	2090	0.93
Малтер	0.005	2100	1.4	1050	0.91
Стиропор	0.05	20	0.041	1260	0.94
Плексиглас	0.003	1180	0.19	1465	0.86
Ваздух	-	1.204	0.024	786.9	-
Флорполимер	0.001	2200	0.25	1250	0.90

На основу једначина (10.19) и (10.20) и података из табеле могу се одредити вредности коефицијената C_n и R_n .

$C_1 = C_2 = 3987.7 \text{ J/K};$	$R_g = 1/\alpha_g = 0.108 \text{ K/W};$
$C_3 = C_4 = 4410 \text{ J/K};$	$R_d = 1/\alpha_d = 0.121 \text{ K/W};$
$C_k = 259.1 \text{ J/K};$	$R_{env} = 0.67 \text{ K/W};$
$C_v = 246.3 \text{ J/K};$	$R_{прозора} = 0.016 \text{ K/W};$
$R_1 = R_2 = 0.07 \text{ K/W};$	$\alpha_g = 9.26 \text{ W/m}^2\text{K [55];}$
$R_3 = 0.0045 \text{ K/W};$	$\alpha_d = 8.29 \text{ W/m}^2\text{K [55];}$
$R_k = 0.021 \text{ K/W};$	$\alpha_o = 25 \text{ W/m}^2\text{K [43];}$
$R_v = 0.125 \text{ K/W};$	$\alpha_{env} = 8 \text{ W/m}^2\text{K [43].}$

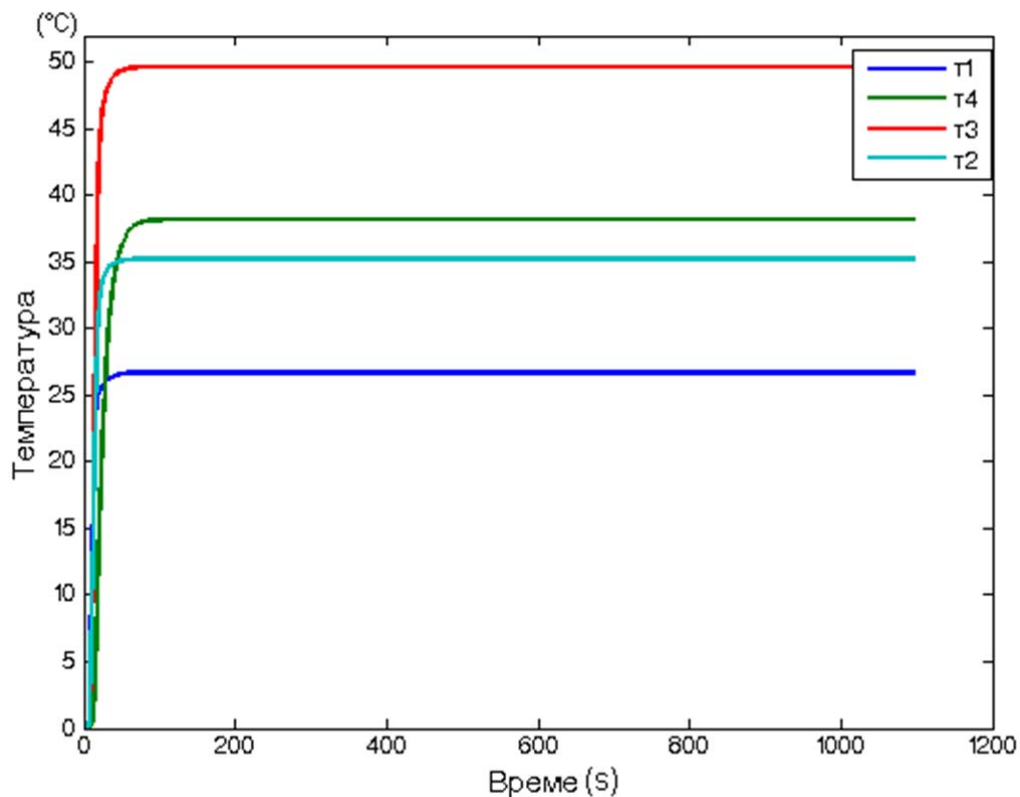
Решавањем једначина стања (10.21), (10.22) и (10.27) уз помоћ програма *MatLab* дошло се до решења за непознате температуре и вредности топлотних флукса кроз подно-плафонски панел. У прилогу је приказана коришћена шема која је креирана у оквиру програма *MatLab*, односно његовог додатка *Simulink*.

На слици 10.3 приказан је график са променама оперативних температура унутар просторије. Оперативна температура унутар доњег спрата t_d је била константна са вредношћу од око 20.18°C , док је температура унутар горњег спрата имала константну вредност од око 19.55°C .



Слика 10.3 Оперативне температуре унутар спратова тест модела

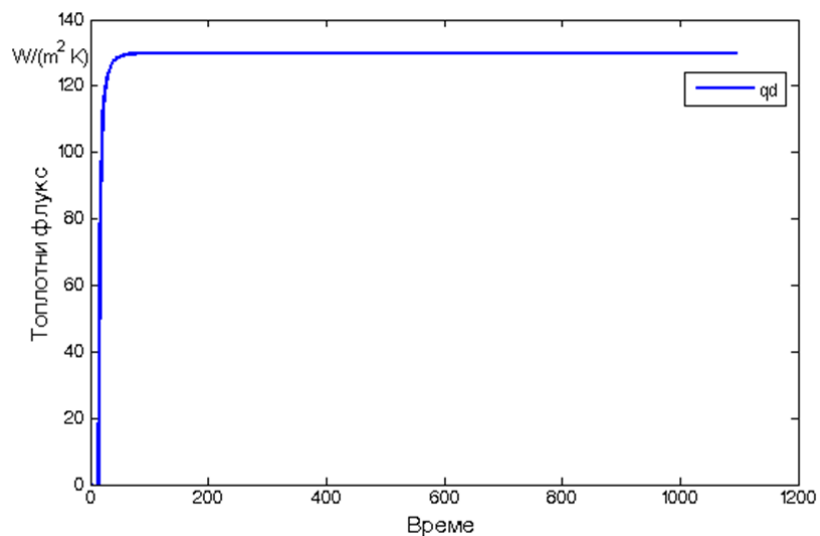
На слици 10.4 приказане су температуре унутар слојева као и на површини панела. Температура извора t_3 је била око 49.7°C , температура на површини панела са доње стране је била око 35.3°C , температура на површини панела са његове горње стране је била око 26.8°C .



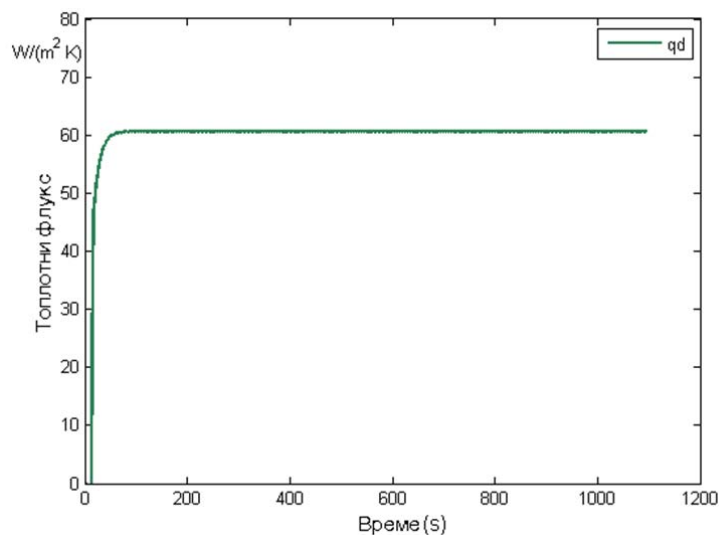
Слика 10.4 Температуре у чворовима подно-плафонског панела

На основу података о температура панела са слике 10.4 и једначина (10.6) и (10.30), могу се одредити количине топлотног флукса зрачењем и оне износе $91.92 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ за подно-плафонски панел са доње стране, односно $44.1 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ за подно-плафонски панел са горње стране.

На сликама 10.5 и 10.6 приказане су вредности топлотног флукса са горње и доње стране панела. Топлотни флукс са доње стране панела q_d је био константан током времена и имао вредност од око $129.8 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$, док је топлотни флукс са горње стране панела q_g такође био константан током времена и имао вредност од око $60.8 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$.



Слика 10.5 Топлотни флукс са доње стране панела



Слика 10.6 Топлотни флукс са горње стране панела

У поређењу са експериментално добијеним резултатима може се закључити да постоје одређена одступања. Топлотни флукс добијен из математичког модела је нешто већи и са горње и са доње стране. Ово може бити последица утицаја термичких карактеристика материјала, односно тачности података из литературе.

11. ЗАКЉУЧАК

Основни циљ ове докторске дисертације је да применом научних метода унапреди тренутно познате панелне системе грејања. Први део дисертације посвећен је нумеричким истраживањима на којима се заснива ова дисертација. Нумеричка истраживања су спроведена помоћу програма *EnergyPlus*, који је одабран јер представља алат са могућношћу динамичке симулације у реалном времену уз узимањем свих реалних утицаја у обзир. Такође, програм *EnergyPlus* је већ валидиран и као такав добро познат научној јавности. Наравно, увек се може поставити питање прецизности коришћених улазних података. Међутим, треба имати у виду да су сви панелни системи симулирани при идентичним условима.

Прво спроведено нумеричко истраживање приказано у поглављу 7.1 имало је за циљ да међусобно упореди панелне системе са енергетског, ексергетског, економског и еколошког аспекта. Односно, да се утврди који је систем најефикаснији, затим да се види да ли систем који је најефикаснији са аспекта енергије, такође најефикаснији и са аспекта ексергије. Затим, који систем изискује најмање новца за грејање и на крају који систем има најмањи утицај на животну средину. Ово истраживање довело је до развоја једног новог концепта који је назван „подно-плафонско“ грејање. Подно-плафонско грејање ради на принципу подног грејања за горњу етажу и истовремено плафонског грејања за доњу етажу. Наравно, треба имати у виду да је ова теза испитивала панелне системе грејања код кућа а не зграда. Ново развијани концепт „подно-плафонско“ грејање, у поглављу 7.1, се показао као систем који троши најмање енергије и то за око 27% мање од плафонског грејања, 10% од зидног и 22% од подног грејања. Такође, треба имати у виду да дебљине термоизолације нису биле исте на свим елементима куће, већ су усвојене према уобичајеном типу градње у Србији. Међутим, у поглављу 7.3 су приказани подаци о потрошњи енергије за случај оптималних дебљина термоизолације, где је уштеда применом подно-плафонских панела била чак 40% у односу на сва три анализирана система. Сразмерно потрошњи енергије биће и мањи утицаји на животну средину као и нижа цена енергије за грејање. Међутим из разлога нешто већег неслагања између утрошене и уништене ексергије, подно-плафонски панели имају нешто мањи степен ексергетске ефикасности. Али треба имати у виду да је ово истраживање спроведено у случају рада панелних система спрегнутих са гасним котлом. И на крају као завршно поређење панелних система у оквиру поглавља 7.1, испитане су температуре ваздуха и околних површина за сва четири анализирана случаја. Није било сумње да ће класични системи панелног грејања (подно, зидно и плафонско) задовољити ове захтеве. Међутим, постављало се питање одрживости подно-плафонских панела по овом питању. Истраживање је показало да су све просторије на доњој етажи имале температуру од око 20°C, а да је једино просторија SS3 на горњој етажи имала температуру од 18.9°C уместо жељених 20°C. Што се тиче температура околних површина, све температуре су биле у распону од 17.5 до 27°C. Тако да имајући у виду високе температуре околних површина као и да панелни системи због свог механизма преноса топлоте при температури нижим за 2-3°C

обезбеђују исте услове термичког комфора као ваздушни системи при 20°C, ово одступање се може узети као прихватљиво.

У наредном поглављу 7.2, приказано је испитивање различитих типова генератора топлоте спрегнутих са панелним системима. Као представник високо-температурских извора топлоте изабран је котлоу на природни гас, а као представник ниско-температурских извора топлоте изабрана је геотермална топлотна пумпа вода-вода. Првобитно добијени резултати на ову тему истраживања су указали на једну интересантну појаву. Панелни системи повезани на топлотну пумпу су трошили мање финалне енергије за грејање него системи повезани на гасни котлоу, али кад се ради о потрошњи примарне енергије ситуација се дијаметрално разликује. Разлог томе је висок степен трансформације примарне енергије код добијања електричне енергије ($R=3.01$). Овај закључак је довео укључивања фотонапонских панела у спрези са геотермалном топлотном пумпом, а у циљу разблаживања утицаја високог степена трансформације примарне енергије. Применом геотермалних топлотних пумпи у комбинацији са фотонапонским панелима дошло се до система који троши најмање примарне енергије за грејање. Такође, имајући у виду стратегију развоја енергетике у Србији, као и светске трендове, реално је очекивати да ће се тежити ка смањењу фактора трансформације примарне енергије односно повећању удела обновљивих извора енергије у енергетском миксу. Тако да се дошло до граничних вредности фактора трансформације примарне енергије, испод које панелни системи повезани на геотермалне топлотне пумпе троше мање примарне енергије него панелни системи повезани на котлове на природни гас. Са друге стране, укључивање термина “уграђене енергије” и “уграђеног CO₂” довело је до још веће потрошње енергије, односно повећања емисије CO₂ што ако се посматрају на глобалном нивоу, доводи у питање примену ових система.

Студија приказана у поглављу 7.1 је анализирала панелне системе на кућама са примењеним дебљинама изолације према уобичајеној пракси градње у Србији. У поглављу 7.3 приказана је оптимизација дебљина термоизолације код кућа које примењују панелне систем грејања. Оптимизација је показала да је дебљина изолације најосетљивија на месту постављања панела. Такође, највеће дебљине су на зиду, а најмање на поду. У зависности од врсте панелног грејања кретала се и дебљина термоизолације. Па је за под била у границама од 0.073 m - 0.12 m, за зид 0.183 m - 0.21 m, за плафон 0.148 m - 0.20 m. Применом оптималних дебљина термоизолације постиже се значајна уштеда енергије у односу на куће без термоизолације (76%-81%) или у односу на куће термоизолизоване према уобичајеној пракси градње у Србији (41%-49%). Када је у питању уштеда енергије у односу на куће изоловане према новом правилнику о енергетској ефикасности зграда постижу се нижа уштеда (17%-23%), али опет у довољној мери да би указала на значајно одступање од правилника.

У поглављу 7.4 приказана је ексергетска анализа панелних система повезаних на високо-температурске или ниско-температурске изворе топлоте. Котлоу на природни гас и геотермална топлотна пумпа су изабрани јер представљају два типична представника високо-температурског, односно ниско-температурског извора топлоте који се примењују код панелних система. Ексергетска анализа се заснивала на одређивању степена ексергетске ефикасности, као односу између утрошене и уништене ексергије.

Утрошена ексергија од стране панелних система је врло слична за оба случаја. Међутим, права разлика настаје сагледавањем уништене ексергије од стране генератора топлоте, а као последице високе вредности температуре извора за случај сагоревања природног гаса спрам температуре извора код геотермалне топлотне пумпе. Тако да се ексергетска ефикасност код панелних система повезаних на гасни котао кретала око 10%, док је на другој страни ексергетска ефикасност панелних система повезаних на геотермалну топлотну пумпу била око 90%.

Кроз ове четири студије спроведена је нумеричка анализа, која је јасно дефинисала међусобни однос постојећих панелних система и дефинисањем тог односа довела до развоја једног новог панелног система названог „подно-плафонско“ грејање. Такође, приказане су предности коришћења ниско-температурских извора топлоте у спрези са панелним системима и јасно дефинисан утицај и жељена вредност коефицијента трансформације примарне енергије. Нумерички спроведена процедура увек повлачи питање одрживости анализираних модела у практичним случајевима. Из тог разлога, спроведена је експериментална анализа панелних система и приказана у другом делу тезе у поглављу 8.

Висока цена инсталације водених панелних система, габарити ове инсталације, габарити панела и габарити тест модела условили су да експериментално истраживање буде спроведено коришћењем електричних грејних панела. Спроведена студија је потврдила нумерички добијене закључке, односно да „подно-плафонски“ панели троше најмање, а плафонски панели троше највише енергије за грејање. Па је уштеда подно-плафонског панела у односу на плафонски била око 20% при спољној температури од 4.5°C. Нумерички анализирани случајеви подно-плафонског грејања су регулисани преко термостата из доње етажe, а у експерименталној процедури покушано је са регулацијом подно-плафонског панела преко термостата смештеног унутар горње етажe. Ова варијанта је такође била ефикаснија у односу на преостале панелне системе, али се уштеда спустила са претходних 20% на око 3%. Ово запажање, указује да се код подно-плафонских панела, коришћењем комбиноване регулације може постићи жељена температура и у просторији унутар које се не налази терморегулатор. Када је реч о температурама код подно-плафонског грејања, оне су биле нешто ниже у горњој етажи (око 1°C), док је за остале случајеве панелног грејања температура била у границама задате.

У циљу потврђивања експериментаних са нумерички добијеним резултатима извршена је верификација експерименталног модела помоћу програма *EnergyPlus*. Одступање је око 11% и оно се може приписати идеалности модела креираног у програму *EnergyPlus*, односно неидеалности експерименталног модела.

И на крају, у оквиру ове дисертације развијен је математички модел подно-плафонског грејања који је показао подударност са експериментално испитаним подно-плафонским моделом.

Генерални закључак је да је постигнута значајна уштеда у потрошњи енергије за грејање применом „подно-плафонских“ панела, што има велики значај ако се узме у виду данашња тежња ка кућама нулте потрошње. Ова теза је поред анализе о потрошњи енергије, сагледала и указала на значај врсте топлотних извора код панелних система, утицаја на животну средину и трошкове грејања коришћењем

панелних система грејања, али и са глобалног аспекта на утицај *уграђене енергије* и *уграђеног CO₂* у случају коришћења панелних система грејања. Спроведена истраживања су се заснивала на познавању основних принципа термодинамике и преноса топлоте, а даља истраживања на ову тему могу се усмерити на развој система регулације код подно-плафонског грејања као и на детаље уградње истог.

12. ЛИТЕРАТУРА

- [1] Kollmar A., Liese W., Die strahlungsheizung, R Oldenbourg, Munchen, 1957.
- [2] Zhang Z., Pate B., A semi-analytical formulation of heat transfer from structures with embedded tubes, *Heat Transfer in Buildings and Structures* 78 (1987) 17–25.
- [3] Kilkis I., Eltez M., Sager S., A simplified model for the design of radiant in-slab heating panels, *ASHRAE Transactions* 99 (1995) 210–216.
- [4] Maloney M., Pederson O., Witte J., Development of a radiant heating system model for BLAST, *ASHRAE Transactions* 94 (1988) 1795–1808.
- [5] Strand K., Pederson O., Modeling radiant systems in an integrated heat balance based energy simulation program, *ASHRAE Transactions* 108 (2002) 1–9.
- [6] Miriel J., Serres L., Trombe A., Radiant ceiling panel heating–cooling systems: experimental and simulated study of the performances, thermal comfort and energy consumptions, *Applied Thermal Engineering* 22 (2002) 1861–1873.
- [7] Laouadi A., Development of a radiant heating and cooling model for building energy simulation software, *Building and Environment* 39 (2004) 421–431.
- [8] Koschenz M., Lehmann B., *Thermoaktive Bauteilsysteme Tabs*, EMPA Energiesysteme/ Haustechnik, Zurich, 2000 (in German).
- [9] Lu X., Tervola P., Transient heat conduction in the composite slab-analytical method, *Journal of Physics A: Mathematical and General* 38 (1) (2005) 81–96.
- [10] Weber T., Jóhannesson G., An optimized RC-network for thermally activated building components, *Building and Environment* 40 (1) (2005) 1–14.
- [11] Maxime Tye-Gingras, Louis Gosselin, Comfort and energy consumption of hydronic heating radiant ceilings and walls based on CFD analysis, *Building and Environment*, Volume 54, August 2012, Pages 1-13, ISSN 0360-1323, <http://dx.doi.org/10.1016/j.buildenv.2012.01.019>.
- [12] Olesen B.W., Possibilities and limitations of radiant floor cooling, *ASHRAE Transactions* 103 (1) (1997) 42–48.
- [13] Olesen B.W., Michel E., Heat exchange coefficient between floor surface and space by floor cooling—theory or a question of definition, *ASHRAE Transactions* 106 (1) (2000) 684–694.
- [14] Kilkis B., Exergy metrication of radiant panel heating and cooling with heat pumps. *Energy Convers Manage* 2012;63:218–24.
- [15] Kosir M., Krainer A., Dovjak M., Perdian R., Kristl Z., Alternative to the conventional heating and cooling systems in public buildings. *Strojniški vestnik – J Mech Eng* 2010;56:575–83.
- [16] Mazo J., Delgado M., Marin J. M., Zalba B., Modeling a radiant floor system with Phase Change Material (PCM) integrated into a building simulation tool: Analysis of a case study of a floor heating system coupled to a heat pump, *Energy and Buildings*, Volume 47, April 2012, Pages 458-466, ISSN 0378-7788, <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2011.12.022>.
- [17] Seo J., Jeon J., Lee J.H., Kim S., Thermal performance analysis according to wood flooring structure for energy conservation in radiant floor heating systems, *Energy and*

- Buildings, Volume 43, Issue 8, August 2011, Pages 2039-2042, ISSN 0378-7788, <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2011.04.019>.
- [18] Fontana L., Thermal performance of radiant heating floors in furnished enclosed spaces, *Applied Thermal Engineering* 31 (2011) 1547-1555
- [19] Yost A., Barbour E., Watson R., An evaluation of thermal comfort and energy consumption for a surface mounted ceiling radiant panel heating system, *ASHRAE Transactions* 101 (1995) 1221–1235.
- [20] Stetiu C., Energy and peak power potential of radiant cooling systems in US commercial buildings, *Energy and Buildings* 30 (1999) 127–138.
- [21] Dovjak M., Shukuya M., Krainer A., Exergy analysis of conventional and low exergy systems for heating and cooling of near zero energy buildings, *Strojniški vestnik – Journal of Mechanical Engineering* 58 (2012) 453–461.
- [22] Berglund, L.G. and A.P. Gagge. 1985. Human response to thermal conditions maintained in an office by radiant ceiling, baseboard, forced air, and floor heating systems. *ASHRAE Transactions*, Volume 91, Part 2B, pp. 439-451.
- [23] Miriel J., Serres L., Trombe A., Radiant ceiling panel heating–cooling systems: experimental and simulated study of the performances, thermal comfort and energy consumptions, *Applied Thermal Engineering*, Volume 22, Issue 16, November 2002, Pages 1861-1873, ISSN 1359-4311, [http://dx.doi.org/10.1016/S1359-4311\(02\)00087-X](http://dx.doi.org/10.1016/S1359-4311(02)00087-X).
- [24] Hasan A., Kurnitski J., Kai Jokiranta, A combined low temperature water heating system consisting of radiators and floor heating, *Energy and Buildings*, Volume 41, Issue 5, May 2009, Pages 470-479, ISSN 0378-7788, <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2008.11.016>.
- [25] Crawley D. B., Lawrie L. K., Winkelmann F. C., Buhl W.F., Huang Y.J., Pedersen C. O., Strand R. K., Liesen R. J., Fisher D. E., Witte M. J., Glazer J., *EnergyPlus: creating a new-generation building energy simulation program*, *Energy and Buildings*, Volume 33, Issue 4, April 2001, Pages 319-331,
- [26] weather files, извор: <http://apps1.eere.energy.gov>
- [27] Strand R.K., Heat source transfer functions and their application to low temperature radiant heating systems, Ph.D. Dissertation, Department of Mechanical and Industrial Engineering, University of Illinois at Urbana-Champaign, 1995.
- [28] Meteonorm, Global Meteorological Database for Engineers, Planners and Education: <http://www.meteonorm.com>, приступљено Maj 2011.
- [29] World Meteorological Organization: <http://worldweather.wmo.int/101/c00198.htm>, приступљено Maj 5, 2011
- [30] Yavuzturk C., Spitler J.D., A short time step response factor model for vertical ground loop heat exchangers, *ASHRAE Trans*, 105 (2) (1999), pp. 475–485
- [31] Company HakaGerodur, Technical manual of geothermal probes, <http://www.scribd.com/doc/238043830/08-EWS-2026-Technisches-Handbuch-D-F-E>, приступљено 05.05.2011.
- [32] Company Rehau, Catalog of geothermal probes, <http://www.rehau.com/download/668772/raugeo-tehnicka-informacija.pdf>, приступљено 05.05.2011.
- [33] извор: company SM-Inzenjering, Belgrade, Serbia. <http://www.sm-inzenjering.rs>, приступљено 05.05.2011

- [34] Monahan J., Powell J.C., A comparison of the energy and carbon implications of new systems of energy provision in new build housing in the UK, *Energy Policy*, 39 (1) (2011), pp. 290–298.
- [35] The energy balance, <http://www.scribd.com/doc/12836648/Energetski-Bilans-Plan-Za-2008>, приступљено 05.05.2011.
- [36] Kilkis B., Exergy metrication of radiant panel heating and cooling with heat pumps *Energy Conversion and Management*, 63 (2012), pp. 218–224
- [37] Interklima, The method of calculation, http://www.interklima.rs/01_14nacin_obracuna.html, приступљено 05.05.2011.
- [38] извор: http://www.eps.rs/SiteAssets/Lists/Sitemap/EditForm/20130708_EPS%20Snabdevanje.pdf, приступљено 05.05.2011
- [39] Bojić M., **Cvetković D.**, Marjanović V., Blagojević M., Djordjević Z., Performances of low temperature radiant heating systems, *Energy and Buildings*, Volume 61, June 2013, Pages 233-238, ISSN 0378-7788, <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.02.033>.
- [40] Bojić M., **Cvetković D.**, Miletić M., Malešević J., Boyer H., Energy, cost, and CO2 emission comparison between radiant wall panel systems and radiator systems, *Energy and Buildings*, Vol.54, No.1, pp. 496-502, ISSN 0378-7788, Doi <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2012.04.024>, 2012
- [41] Bojić M., **Cvetković D.**, Bojić Lj., Decreasing energy use and influence to environment by radiant panel heating using different energy sources, *Applied Energy*, Volume 138, 15 January 2015, Pages 404-413, ISSN 0306-2619, <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.10.063>.
- [42] **Cvetković D.**, Bojić M., Optimization of thermal insulation of a house heated by using radiant panels, *Energy and Buildings*, Volume 85, December 2014, Pages 329-336, ISSN 0378-7788, <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2014.09.043>.
- [43] Regulation of energy efficiency of buildings (in Serbian) Ministry of Energy, Development and Environmental Protection of Republic of Serbia (2011) SI.RS br. 061/2011
- [44] Bogner M., Technical Regulations about Heating, Cooling and Air Conditioning (in Serbian) SMEITS, Belgrade (2002)
- [45] **Cvetković D.**, Bojić M., Ranković V., Nikolić D., Skerlić J., EXERGY EFFICIENCY OF PANEL HEATING SYSTEMS AT DIFFERENT HEAT SOURCE, 44th International congress & exhibition on heating, refrigeration and air conditioning, Belgrade 2013, ISBN 978-86-81505-70-0, pp 251-258.
- [46] Temperature regulator XMTF-308, Yuyao Gongyi Meter, <http://yuyaocongongyi.en.made-in-china.com/productimage/JeanuEWcJskv-2f1j00iKqtzrogvHbG/China-Xmtf-308-4-Digit-Decimal-Point-Digital-Temperature-Controller.html>, приступљено Април 2013
- [47] Humidity and Temperature sensor TSN-TH70E, “Arexx Engineering“ Holadnia, <http://www.arexx.com/templogger/html/en/documentation.php>., приступљено Април 2013
- [48] Fabrika kablova Jagodina “FKS”, <http://www.fks.co.rs/fks/elmos/grejini/therm-3.html>, приступљено Март 2012
- [49] Flir instruments, <http://www.flir.com/thermography/americas/us/view/?id=54156&collectionid=601&col=54163>, приступљено Април 2014

-
- [50] Hukseflux Thermal Sensor, <http://www.hukseflux.com/product/trsys01>, приступљено Јун 2014
- [51] Auxiliary EnergyPlus Programs, Extra programs for EnergyPlus, April 1, 2013, University of Illinois, Lawrence Berkeley National Laboratory.
- [52] Parmelee G.V., and Huebscher R.G., 1947. Forced convection, heat transfer from flat surfaces. ASHVE Transactions 53:245.
- [53] Min, T.C., Schutrum L.F., Parmelee G.V, and Vouris J.D., 1956. Natural convection and radiation in a panel heated room. ASHAE Transactions 62:337.
- [54] Kollmar A., and Liese W., 1957. Die Strahlungsheizung, 4th ed. R. Oldenburg, Munich.
- [55] ASHRAE. 2005. Handbook—Fundamentals, Chapter 25, Table 1
- [56] ASHRAE. 2005. Handbook—Fundamentals, Chapter 3
- [57] Fanger P.O., 1972. Thermal comfort analysis and application in environmental engineering. McGraw-Hill, New York.
- [58] Walton, G.N. 1980. A new algorithm for radiant interchange in room loads calculations. ASHRAE Transactions 86(2):190-208.
- [59] Hottel H.C., Radiant-heat transmission. 3rd ed. New York: McGraw-Hill Book; 1954.

13. ПРИЛОГ

13.1 Коришћени „.def“ фајл за генерисање временских фајлова

```
&location
City='BEOGRAD'
StateProv='SRB'
Country='SRB'
InWMO='132740'
InLat=44.8
InLong=20.47
InElev=132
InTime=1
/
&wthdata
NumInHour=1
InputFileType='CUSTOM'
InFormat='DELIMITED'
DataElements=Date,HH:MM,DataSource,Dry Bulb Temperature,Dew Point
Temperature,Relative Humidity,Atmospheric Pressure,Extraterrestrial Horizontal
Radiation,Extraterrestrial Direct Normal Radiation,Horizontal Infrared Radiation Intensity
from Sky,Global Horizontal Radiation,Direct Normal Radiation,Diffuse Horizontal
Radiation,Global Horizontal Illuminance,Direct Normal Illuminance,Diffuse Horizontal
Illuminance,Zenith Luminance,Wind Direction,Wind Speed>Total Sky Cover,Opaque Sky
Cover,Visibility,Ceiling Height,Present Weather Observation,Present Weather
Codes,Precipitable Water,Aerosol Optical Depth,Snow Depth,Days Since Last
Snow,Albedo,Liquid Precipitation Depth,Liquid Precipitation Quantity
DataUnits='dd.mm.yyyy','hh:mm','x','C','C','%','Pa','Wh/m2','Wh/m2','Wh/m2','Wh/m2','Wh/m
2','Wh/m2','lux','lux','lux','Cd/m2','deg','m/s','tenths','tenths','km','m','x','x','mm','thousandths','c
m','x','{.01}','mm','hr'
DataConversionFactors=1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1,1
DelimiterChar=';'
DateSeparator='!'
DecimalSymbolChar='.'
/
&miscdata
Comments1='Standard EPW Custom def format for reading EnergyPlusCSV files in
EnergyPlus Weather Converter'
SourceData='SRB_Belgrade.132720_IWECEPW.csv'
/
&datacontrol
NumRecordsToSkip=19
MaxNumRecordsToRead=8784
MissingWindDirAction=RANDOM
/
```


13.2 Simulink шема решавања система једначина стања фајлова

