

## ПОДАЦИ О ТЕХНИЧКОМ РЕШЕЊУ

<b>Врста техничког решења</b>	M81 - Ново техничко решење примењено на међународном нивоу
<b>Аутори техничког решења</b>	<p><b>др Драган Цветковић, научни сарадник</b>, Универзитет у Крагујевцу, Институт за информационе технологије, Крагујевац, Србија</p> <p><b>др Драган Тарановић, ванр. проф. у пензији</b>, Универзитет у Крагујевцу, Факултет инжењерских наука, Крагујевац, Србија</p> <p><b>Александар Нешовић, истраживач сарадник</b>, Универзитет у Крагујевцу, Факултет инжењерских наука, Крагујевац, Србија</p> <p><b>др Саша Ћуковић, виши научни сарадник</b>, Истраживачко-развојни институт за вештачку интелигенцију Србије, Нови Сад, Србија</p> <p><b>др Душан Арсић, доцент</b>, Универзитет у Крагујевцу, Факултет инжењерских наука, Крагујевац, Србија</p>
<b>Назив техничког решења</b>	Експериментална инсталација за испитивање панелних система грејања
<b>Кључне речи</b>	Панелни системи грејања, Електрични грејни каблови, Топлотни флуks, Експериментални модел, Нумерички модел
<b>За кога је рађено техничко решење</b>	Ово решење је проистекло из рада на пројекту: „Истраживања и развој српске куће нето-нулте енергетске потрошње - TP 33015“. Израђено је за потребе компаније HERZ Armaturen” д.о.о. Србија.
<b>Корисник техничког решења</b>	1. „HERZ Armaturen” д.о.о. Србија
<b>Година израде техничког решења</b>	2021
<b>Година када је почело да се користи техничко решење</b>	2021
<b>Верификација резултата</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Потврда наручиоца о примени техничког решења издата о стране фирме „HERZ Armaturen” д.о.о. Србија</li> <li>– Научни радови објављени у међународним часописима са СЦИ листе (2 радова категорије M21a): <ul style="list-style-type: none"> <li>• Cvetković, D., &amp; Nešović, A. (2021). Impact of heat source at radiant electric heating panel. Energy and Buildings, 239, 110843.</li> <li>• Bojić, M., Cvetković, D., Marjanović, V., Blagojević, M., &amp; Djordjević, Z. (2013). Performances of low temperature radiant heating systems. Energy and buildings, 61, 233-238.</li> </ul> </li> </ul>
<b>Ко је прихватио техничко решење</b>	Институт за информационе технологије Универзитета у Крагујевцу
<b>Примена резултата техничког решења</b>	Индустријски производ

## 1. Опис проблема који се решава техничким решењем

Панелни системи грејања (ПСГ) у Србији су релативно нов концепт који нуди низ предности у поређењу са другим системима грејања. Грејна тела нису видна, јер је та улога препуштена преградним грађевинским елементима (површинама), тј.: подовима (подно грејање, ПоГ), зидовима (зидно грејање, ЗГ) и плафонима (плафонско грејање, ПлГ). Елиминишу се хладне околне површине, људи који бораве у овим просторијама емитују топлотну енергију зрачењем у мањим износима, што додатно доприноси термичкој удобности. Активна грејна површина доста је већа у поређењу са радијаторима (и другим сличним грејним телима), што снижава оперативну температуру – нискотемпературни системи. Најравномернији температурни профил по висини просторије (до 2,7 m) постиже се управо применом ПСГ (посебно применом ПоГ и ПлГ). Не сме се занемарити ни прилично једноставна уградња, као и прецизна контрола рада оваквих инсталација.

Према начину довођења топлотне енергије, сви нискотемпературни ПСГ могу се поделити у две групе: са индиректним довођењем (када се у преградни елемент уграђују хидрауличне цеви кроз које протиче топла вода - водени ПСГ) и директним довођењем (када се у преградни елемент уграђују електрични грејни каблови, ЕГК).

Са аспекта преноса топлотне енергије, нискотемпературни ПСГ веома су комплексни, они укључују сва три механизма преноса топлоте: кондукцију (провођење топлоте кроз преградни елемент), конвекцију (прелаз топлоте са унутрашње површине преградног елемента на ваздух у просторији) и зрачење (између унутрашње површине преградног елемента и других површина у просторији).

Узимајући у обзир наведене термичке перформансе, сложеност механизма преноса топлотне енергије, као и архитектурни дизајн (који некада може бити веома захтеван у термо-техничком смислу), у научним круговима оправдано постоје бројне полемике које се односе на правилан одабир одговарајућег типа нискотемпературног ПСГ.

Инсталација развијена у техничком решењу довела је од формирања потпуно новог концепта површинског грејања, названог подно-плафонско грејање (ПоПлГ). Такође, експериментална инсталација даје могућност испитивања, како постојећих (ПоГ, ПлГ и ЗГ), тако и нових (ПоПлГ) типова ПСГ. Експериментална инсталација кроз могућности промену улазних параметара (температура извора, дебљина термоизолације, орјентација панела, избор типа дејства регулатора итд.) пружа могућност испитивања рада свих познатих панелних система грејања. Експериментална инсталација је верификована кроз допунска истраживања применом нумеричких алата и CFD метода (EnergyPlus и Ansys Workbench) [1].

## 2. Стање решености проблема у свету – приказ и анализа постојећих решења

Велики број студија је посвећен развоју нових модела за прорачун преноса топлотне енергије код ПСГ. У наставку су хронолошки представљена истраживања са главним резултатима и закључцима:

- Најранији модел који су развили *Kollmar* и *Liese* [2] је показао да је највеће одавање топлоте код подних панела са горње површине.
- *Berglund* и *Gagge* [3] су спровели серију експеримента користећи класичну канцеларијску структуру, која је опремљена са четири различита система грејања: ПЛГ, ваздушно грејање, радијаторско грејање и ПоГ. Резултати су показали да је ПЛГ најефикасније, али најмање пожељно са аспекта топлотне угодности. ПоГ троши више енергије, али је боље оцењено са аспекта топлотне угодности. Такође, треба имати у виду да је ПЛГ било боље изоловано него други анализирани системи.
- Развијање једноставног модела који ће дизајнерима бити од помоћи представљено је у [4]. У једном делу студије развијен је и аналитички модел дифузије топлотне енергије, који има тачност у поређењу са моделом на бази методе коначних елемената, а који се може примењивати за грејање и хлађење.
- *Yost* и сарадници [5] пронашли су да је потрошња оперативне енергије од стране панела за 30% мања него код класичних система за грејање.
- *Kilkis* и остали су развили алгоритам који је био у стању да предвиди средњу температуру воде у хидрауличком систему када су познати следећи детаљи: конструкција пода, међусобна аксијална удаљеност између цеви, материјали, грејно оптерећење и карактеристике просторије [6].
- *Stetiu* [7] је потврдио истраживање спроведено у [5].
- *Miriel* и сарадници [8] 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.
- У [9, 10] је представљен нови тип електричног ПСГ са материјалом за промену фазе. Разлог за употребу овог материјала је његово пуњење током ноћи када је цена електричне енергије ниска, а затим, током дана, употреба. Резултати су показали да се температура горње површине плоче са материјалом који мења фазе може одржавати током дана близу температуре фазног прелаза, смањујући тако трошкове електричне енергије. Резултати такође показују да се овај ПСГ може користити у различитим климатским условима ако је његова структура правилно дизајнирана.
- Главни фокус студије [11] био је на испитивању различитих система грејања (радијатор високе и средње температуре, ПоГ, ЗГ) и утицају њиховог положаја на унутрашњу климу у канцеларији са издувном вентилацијом у шведским зимским условима.
- *Mingqing* и остали су лабораторијски направили електрични елемент за подно грејање. Главни резултати истраживања показали су следеће: да електрична снага од  $123,8 \text{ W/m}^2$  може повећати собну температуру за  $10^\circ\text{C}$  у року од 330 минута, да је расподела температуре по висини просторије уједначена, да је пораст температуре у случају подне плоче већи у односу на дрвени под, да у процесу загревања малтер троши више од 30% произведене топлоте и да ваздух у просторији апсорбује преко 50% произведене топлоте [12].
- *Hasan* и сарадници [13] су истраживали могућност примене ПоГ у комбинацији са радијаторима.

- *Mi Su Shin* са осталима у [14] је спровео низ нумеричких и експерименталних студија како би развио дијаграме који могу помоћи инжењерима и дизајнерима да правилно димензионишу подне плоче, узимајући у обзир топлотни ток, разлику између максималне и минималне температуре површине пода и максималне температуре површине пода.
- Метода за одређивање површинске температуре ПСГ истражена је у [15].
- *Fontana* [15] је спровео експериментално испитивање термичких перформанси подног грејања у опремљеним затвореним просторијама. Показано је да присуство намештаја утиче на термичке карактеристике подног грејања.
- *Dovjak* и остали [16] 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).
- У [16] су (такође) испитани ПСГ. Прво су експериментално измерене температуре ваздуха у унапред скалираној просторији и на њеним површинама, да би потом био направљен нумерички модел (коришћењем RNG k- $\epsilon$  турбулентног модела и RO модела за симулирање зрачења) који ће описати узроке понашања ПСГ (температурно поље и поље брзина). Резултати су показали да би се овакав модел могао примењивати у собама пуних величина уз могућу грешку од 20%, и грешку од 1% при испитивању оптерећења грејача и расподела температура.

### 3. Суштина техничког решења

Идеја примене јединствене експерименталне инсталације за испитивање ПСГ (поглавље 5) спроведена је кроз три фазе.

У првој фази (2012-2013) спроведена су нумеричка истраживања на тему међусобног поређења нискотемпературских панелних система грејања [17-22]. У овом делу, коришћен је нови ПСГ назван подно-плафонско грејање, ПоПлГ (због његове двојачке улоге). Наиме, ПоПлГ користи се само у међуспратним конструкцијама (обавезно без коришћења изолационих материјала), тако да се у исто време греју просторије испод (улога ПлГ) и изнад (улога ПоГ) наведеног преградног елемента.

У другој фази (2014-2015) експериментална инсталација (из радног наслова) је коришћена у циљу верификације претходно добијених нумеричких резултата. У нумеричким истраживањима спроведеним у првој фази коришћени су водени ПСГ, док су у експерименталном истраживању коришћени ЕГК. Инсталација са ЕГК је изабрана из економских разлога.

У трећој фази (2018-2021) симулиран је рад експерименталне инсталације за испитивање ПоГ (са ЕГК) коришћењем нумеричких алата (*EnergyPlus* и *Ansys Workbench*), при чему су сада коришћени идентични услови испитивања (геометрија, материјали, оперативна температура, итд.) [1]. У софтверу *EnergyPlus*, програму који се базира на динамичким симулацијама, вештачки су креирани амбијентални услови за унапред дефинисан геометријски модел експерименталне инсталације у *Google SketchUp* софтверу. Нумерички резултати за исти експериментални модел, добијени су применом добро познате методе коначних запремина.

## 4. Детаљан опис техничког решења

Експериментална испитивања карактеристика ПСГ спроведена су на Факултету инжењерских наука у Крагујевцу. Један део истраживања спроведен је у оквиру Лабораторије за термодинамику и термотехнику, а други део у Лабораторији за моторна возила.

Јединствена експериментална инсталација (Слика 1) обухвата: расхладну тест комору, тест модел, мерну опрему и опрему за прикупљање података.



Слика 1. Експериментална инсталација за испитивање ПСГ

Расхладна тест комора је димензија  $1500 \times 1500 \times 1800$  mm и смештена је унутар просторије димензија  $3500 \times 5500 \times 3800$  mm. Тест комора ради на принципу расхладне коморе унутар које се налазе два испаривача повезаних са ваздушним чилером (Слика 2). Чилер на кондензаторској страни користи ваздух из просторије унутар које се налази тест модел.



Слика 2. Рахладна тест комора са приказом испаривача

Расхладна тест комора има могућност хлађења до  $-15^{\circ}\text{C}$ . 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 ниже од  $-5^{\circ}\text{C}$ . Регулација температуре тест коморе је преко ПИД регулатора (Слика 3) и

ПТ100 сонде. Мерење и бележење података о влажности и температури унутар тест коморе је преко сензора температуре и влажности (Слика 4). Овај сензор бежичним сигналом комуницира са рачунаром који служи за прикупљање података.

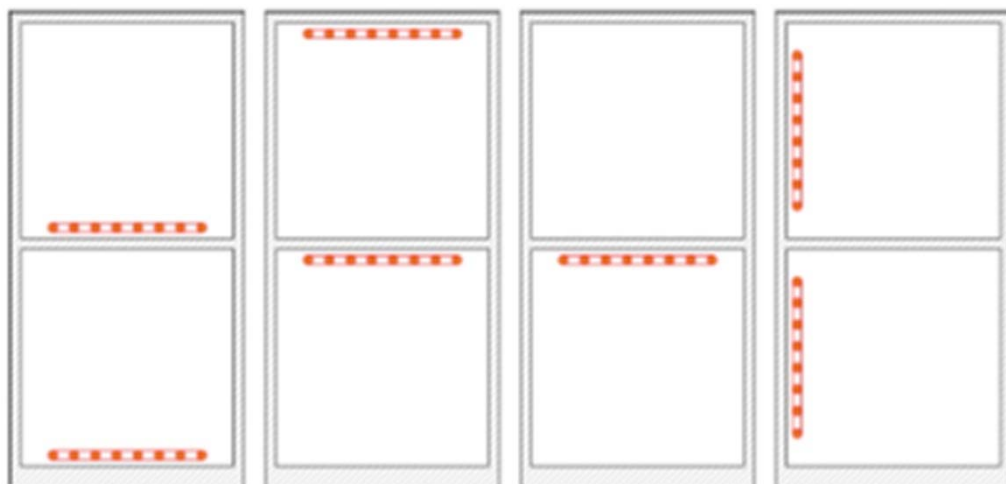


**Слика 3.** Сензор за одржавање температуре унутар тест коморе



**Слика 4.** Сензор за аквизицију влажности и температуре унутар тест коморе

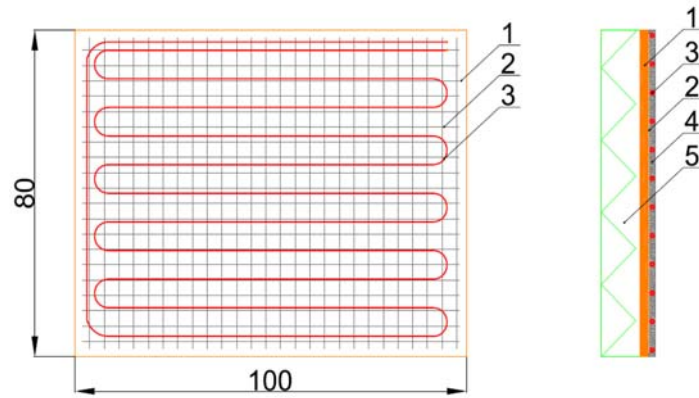
**Тест модел** се састоји из две зоне (коморе), које се постављају једна изнад друге тако да свака представља по једну просторију (спрат) која се греје. Димензије просторија су идентичне (1000×800×650 mm). Такође, свака од просторија тест модела има по један отвор на бочној страни застакљен плексигласом димензија 300×250 mm. Овај отвор има функцију прозора, а такође има и функцију ревизионог отвора. У оквиру прве фазе експеримента, истраживана су четири типа ПСГ (Слика 5), редом: ПоГ, ПЛГ, ПоПЛГ и ЗГ.



**Слика 5.** Анализирани случајеви ПСГ

**ПСГ** се састоје од стиропора дебљине 50 mm, плоче од неоплемењене иверице дебљине 18 mm, ПВЦ мрежице, ЕГК, цементног малтера дебљине 5 mm и јупол заврше обраде (Слика 6). Тест модел је у конструктивном смислу у потпуности направљен од иверице, преко које је хефтањем причвршћена ПВЦ мрежица, која служи за полагање грејног кабла са растером полагања од 50 mm (Слика 7). Преко ЕГК наноси се танак слој цементног малтера дебљине 5 mm који доприноси хомогеном распрострањању температуре дуж грејног панела.





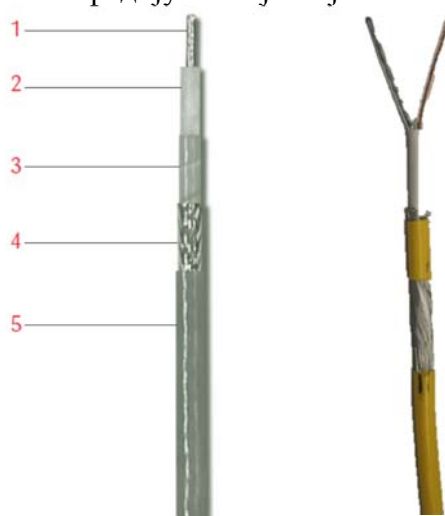
Слика 6. Детаљ конструкције ПСГ

(1) Плоча од иверице; (2) ПВЦ мрежица; (3) ЕГК; (4) цементни малтер; (5) стиропор



Слика 7. Детаљ монтаже ЕГК у конструкцији ПСГ

**Електрични грејни каблови ЕГК** (Слика 8) 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 ЕГК је 17 W/m, дебљина је 3.5 mm, а минимални радијус савијања је 5D.



Слика 8. Конструкција електричног грејног кабла

(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 модела. Тест модел је смештен унутар тест коморе унутар које се такође одржава температура константном. 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 4-5°C). Док је температура -5°C максимална допуштена вредност код ове мерне инсталације. Температура 0°C је међувредност између две претходно поменуте вредности. ПСГ са ЕГК повезан је на регулатор температуре (Таб. 1, Слика 9) који регулише рад аутотрансформатора (Таб. 2, Слика 10) по принципу укључено/искључено. Свака од просторија тест модела има свој регулатор који мери вредност температуре помоћу ПТ100 сонде постављене у средини коморе (Слика 11). Регулатори температуре су повезани са рачунаром на коме се врши записивање података о температури унутар просторија тест модела као и о времену искључености/укључености аутотрансформатора. Излаз из аутотрансформатора према ПСГ је подешен на 220 VAC при чему је потрошња електричне енергије  $0,895 \pm 0,005$  A, што даје укупну снагу панела од око  $197 \pm 0,5$  W. Ови параметри су одржавани константним током мерења, а регулатор је мерењем температуре унутар просторија тест модела укључивао односно искључивао аутотрансформатор.

Таб. 1. Карактеристике аутотрансформатора		Таб. 2. Карактеристике регулатора температуре	
Тип	ISKRA TRN 110	Тип	XMT 808
Улазни напон	220 V	Време одзива	<0.5 s
Излазни напон	0-320 V	Потрошња	< 4W
Називна струја	4 A	Комуникација	RS485 RS232

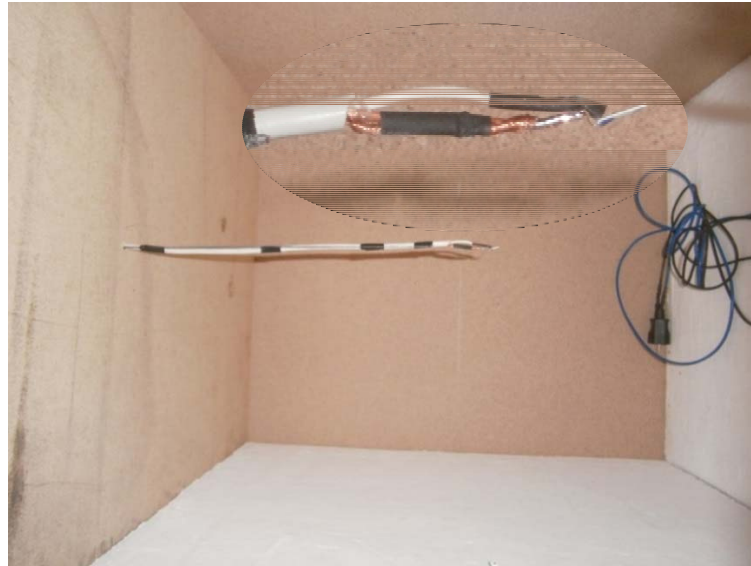


Слика 9. Аутотрансформатор



Слика 10. Уређај за регулацију температуре



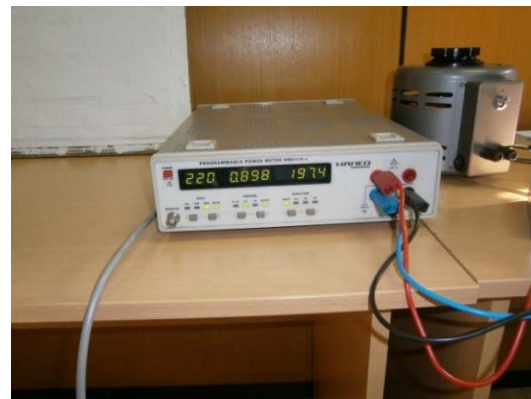


Слика 11. Унутрашњост просторије тест модела са положајем ПТ100 сонде

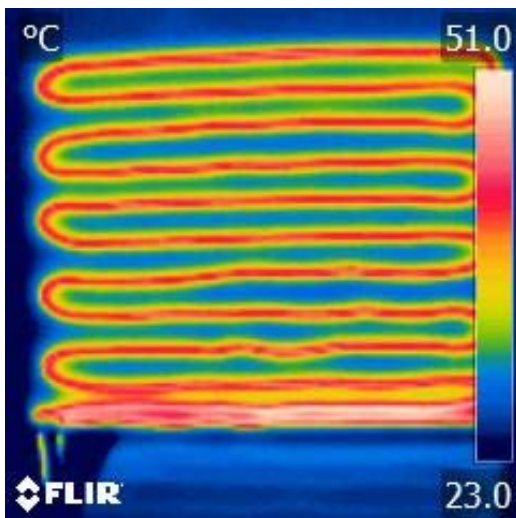
У циљу провере исправности ПСГ, сваки од њих је повезан на тест инсталацију. Такође, ово је било неопходно како због разлога провере исправности самих ПСГ, тако и због одређивања температурног поља сваког од панела. Температурно поље је одређено помоћу термовизијске камере. На сликама 12 приказано је температурно поље ЕГК.



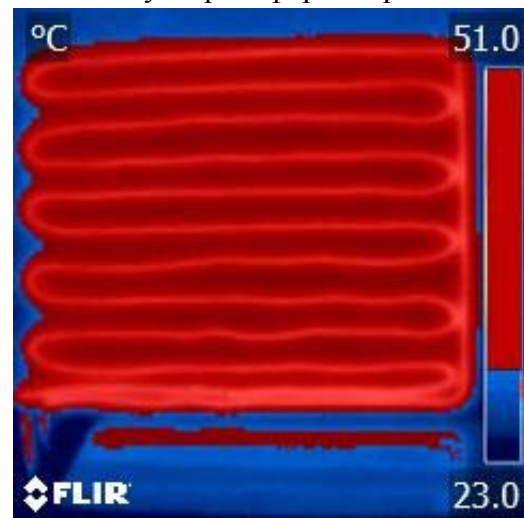
а) Тест инсталација



б) Излазне вредности из аутотрансформатора



в) Термографски приказ ПСГ са ЕГК



г) Термографски приказ ПСГ са ЕГК (задата вредност 31°C)

Слика 12. Тест мерење ПСГ са ЕГК

Слика 12в приказују температурно поље ПСГ са ЕГК од минималне температуре  $23^{\circ}\text{C}$ , па све до максималне температуре  $51^{\circ}\text{C}$ . Слика 12г приказују температурно поље за исти ПСГ од минималне температуре  $31^{\circ}\text{C}$ , односно указују да је цела температура на површини ПСГ  $\leq 31^{\circ}\text{C}$ . Такође, треба напоменути да је испитивање вршено при собној температури од  $20^{\circ}\text{C}$ .

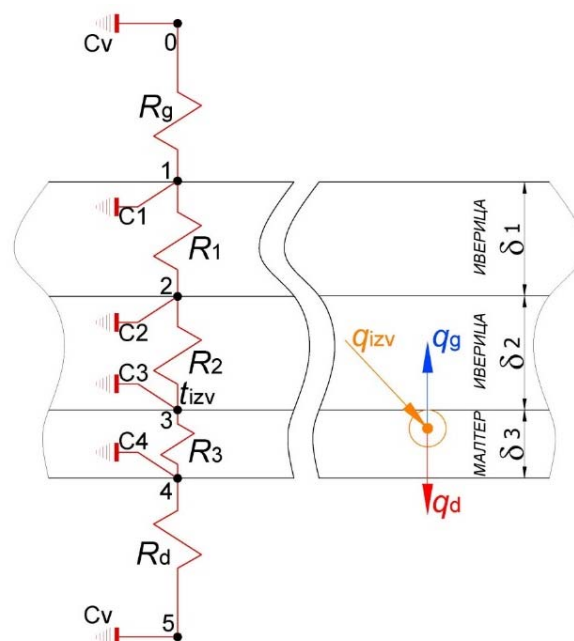
## МАТЕМАТИЧКИ МОДЕЛ ЕКСПЕРИМЕНТАЛНОГ ПОДНО-ПЛАФОНСКОГ ПАНЕЛА

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 простире електромагнетним таласима и није везана за супстанцу, тако да би се размена топлоте успоставила и кроз вакумску средину. Такође, топлота зрачењем се може пренети кроз средине са вишом, нижом и једнаком температуром.

### *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 13).



Слика 13  $RC$  шема преноса топлоте у случају експерименталног подно-плафонског модела

На слици 13 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  $\delta_1$ ,  $\delta_2$ , и  $\delta_3$  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:

$$C \frac{dt_1}{d\tau} = \alpha_g A (t_g - t_1) + \alpha_v A (t_{u,g} - t_1) + \frac{t_2 - t_1}{R_1} \quad (\text{Eq.1})$$

Једначина топлотног биланса у чвору 2 се може дефинисати као:

$$C \frac{dt_2}{d\tau} = \frac{t_1 - t_2}{R_1} + \frac{t_3 - t_2}{R_2} \quad (\text{Eq.2})$$

Једначина топлотног биланса у чвору 3 се може дефинисати као:

$$C \frac{dt_3}{d\tau} = \frac{t_2 - t_3}{R_2} + \frac{t_4 - t_3}{R_3} + q_{izv} A \quad (\text{Eq.3})$$

Једначина топлотног биланса у чвору 4 се може дефинисати као:

$$C \frac{dt_4}{d\tau} = \alpha_d A (t_d - t_4) + \alpha_v A (t_{u,d} - t_4) + \frac{t_3 - t_4}{R_3} \quad (\text{Eq.4})$$

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

$$q_g = \alpha_g A (t_1 - t_g) \quad (\text{Eq.5})$$

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

$$q_d = \alpha_d A (t_4 - t_d) \quad (\text{Eq.6})$$

Топлотна акумулативност је дефинисана изразом:

$$C = \frac{\rho c_p \delta A}{2} \quad (\text{Eq.7})$$

Топлотна отпорност је дефинисана изразом:

$$R = \frac{\delta}{\lambda A} \quad (\text{Eq.8})$$

где је  $\rho$  густина материјала слоја,  $c_p$  специфични топлотни капацитет материјала слоја,  $A$  површина слоја.

На основу једначина стања, једначине (Eq.1)-(Eq.4) се могу записати у матричном облику као:

$$\begin{bmatrix} \frac{dt_1}{d\tau} \\ \frac{dt_2}{d\tau} \\ \frac{dt_3}{d\tau} \\ \frac{dt_4}{d\tau} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{\alpha_g A}{C_v} - \frac{\alpha_v A}{C_v} - \frac{1}{R_1 C_1} & \frac{1}{R_1 C_1} & 0 & 0 \\ \frac{1}{R_1 C_1} & -\frac{1}{R_1 C_1} - \frac{1}{R_2 C_2} & \frac{1}{R_2 C_2} & 0 \\ 0 & \frac{1}{R_2 C_2} & -\frac{1}{R_2 C_2} - \frac{1}{R_3 C_3} & \frac{1}{R_3 C_3} \\ 0 & 0 & \frac{1}{R_3 C_3} & -\frac{\alpha_d A}{C_v} - \frac{\alpha_v A}{C_v} - \frac{1}{R_3 C_4} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} t_1 \\ t_2 \\ t_3 \\ t_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{\alpha_g A}{C_v} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & A \\ 0 & \frac{\alpha_d A}{C_v} & \frac{1}{C_k} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} t_g \\ t_d \\ q_{izv} \end{bmatrix} \quad (\text{Eq.9})$$

Једначине (Eq.5) и (Eq.6) се могу записати у матричном облику као:

$$\begin{bmatrix} q_g \\ q_d \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_g A & 0 \\ 0 & \alpha_d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} t_1 \\ t_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -\alpha_g A & 0 & 0 \\ 0 & -\alpha_d & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} t_g \\ t_d \\ q_{izv} \end{bmatrix} \quad (\text{Eq.10})$$

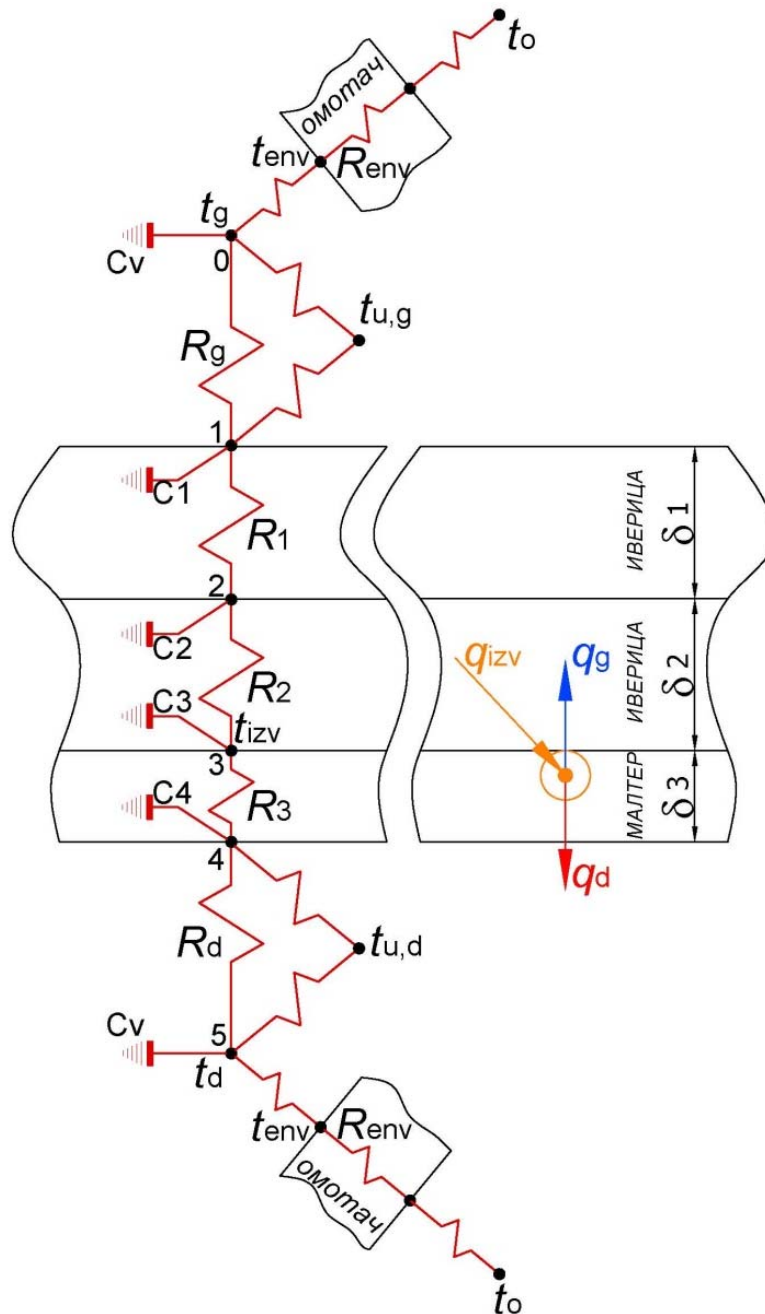
У општем случају за  $n$  чворова једначине (Eq.9) и (Eq.10) могу се записати као:

$$\begin{bmatrix} \frac{dt_1}{d\tau} \\ \vdots \\ \frac{dt_n}{d\tau} \end{bmatrix} = [A] \begin{bmatrix} t_1 \\ \vdots \\ t_n \end{bmatrix} + [B] \begin{bmatrix} t_g \\ t_d \\ q_{izv} \end{bmatrix} \quad (\text{Eq.11})$$

Односно:

$$\begin{bmatrix} q_g \\ q_d \end{bmatrix} = [C] \begin{bmatrix} t_1 \\ \vdots \\ t_n \end{bmatrix} + [D] \begin{bmatrix} t_g \\ t_d \\ q_{izv} \end{bmatrix} \quad (\text{Eq.12})$$

Једначине (Eq.1)-(Eq.6), односно једначине (Eq.9) и (Eq.10) 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 уведе две нове једначине које укључују утицај спољне температуре (слика 14). 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  $t_{u,g}$  је означена унутрашња температура ваздуха унутар горње коморе, са  $t_{u,d}$  је означена унутрашња температура ваздуха унутар доње коморе.



Слика 14 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:

$$C \frac{dt_g}{d\tau} = \alpha_g A (t_1 - t_g) + q_{z,g} + \alpha_{env} \sum_{i=2}^7 A_{env} (t_{env} - t_g) + \alpha_v \sum_{i=2}^7 A_{env} (t_{u,g} - t_g) \quad (\text{Eq.13})$$

Једначина топлотног биланса у чвору 5 се може дефинисати као:

$$C \frac{dt_d}{d\tau} = \alpha_d A (t_4 - t_d) + q_{z,d} + \alpha_{env} \sum_{i=2}^7 A_{env} (t_{env} - t_d) + \alpha_v \sum_{i=2}^7 A_{env} (t_{u,d} - t_d) \quad (\text{Eq.14})$$



На основу једначина стања, једначине (Eq.13) и (Eq.14) се могу записати у матричном облику као:

$$\begin{bmatrix} \frac{dt_g}{d\tau} \\ \frac{dt_d}{d\tau} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{-e_1}{C_v} - \frac{e_3}{C_v} - \frac{-\alpha_g}{C_v} & 0 \\ 0 & \frac{-e_2}{C_v} - \frac{e_4}{C_v} - \frac{-\alpha_d}{C_v} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} t_g \\ t_d \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{-\alpha_g A}{C_v} & 0 & \frac{-e_1}{C_v} & \frac{-e_3}{C_v} & 0 \\ 0 & \frac{-\alpha_d A}{C_v} & \frac{-e_2}{C_v} & 0 & \frac{-e_4}{C_v} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} t_1 \\ t_4 \\ t_{env} \\ t_{u,g} \\ t_{u,d} \end{bmatrix} \quad (\text{Eq.15})$$

где је:

$$e_1 = e_2 = \alpha_{env} \sum_{i=2}^7 A_{env} \quad (\text{Eq.16})$$

$$e_3 = e_4 = \alpha_v \sum_{i=2}^7 A_{env} \quad (\text{Eq.17})$$

Тежинска температура свих унутрашњих површина (осим панела) се може израчунати као:

$$AUST = \frac{\sum_{i=2}^7 (A_i t_{bi})}{\sum_{i=2}^7 (A_i)} \quad (\text{Eq.18})$$

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:

$$t_{env1} = t_o + q_{env1} R_{стиропора} + q_{env1} R_{иверице} + \frac{q_{env1}}{\alpha_o} \quad (\text{Eq.19})$$

За конструкцију прозора:

$$t_{env2} = t_o + q_{env2} R_{прозора} + \frac{q_{env}}{\alpha_o} \quad (\text{Eq.20})$$

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

$$q_{env} = \frac{t_u - t_o}{\frac{1}{\alpha_o} + R_{env} + \frac{1}{\alpha_u}} \quad (\text{Eq.21})$$

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

Табела 3 Карактеристике материјала тест кућице [23]

	Дебљина $\delta$ (m)	Густина $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	Топлотна проводљивост $\lambda$ (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 (Eq.7) и (Eq.8) и података из табеле могу се одредити вредности коефицијената  $C_n$  и  $R_n$ .

$$C_1 = C_2 = 3987.7 \text{ J/K};$$

$$R_g = 1/\alpha_g = 0.108 \text{ K/W};$$

$$C_3 = C_4 = 4410 \text{ J/K};$$

$$R_d = 1/\alpha_d = 0.121 \text{ K/W};$$

$$C_k = 259.1 \text{ J/K};$$

$$R_{env} = 0.67 \text{ K/W};$$

$$C_v = 246.3 \text{ J/K};$$

$$R_{прозора} = 0.016 \text{ K/W};$$

$$R_1 = R_2 = 0.07 \text{ K/W};$$

$$\alpha_g = 9.26 \text{ W/m}^2\text{K} [55];$$

$$R_3 = 0.0045 \text{ K/W};$$

$$\alpha_d = 8.29 \text{ W/m}^2\text{K} [55];$$

$$R_k = 0.021 \text{ K/W};$$

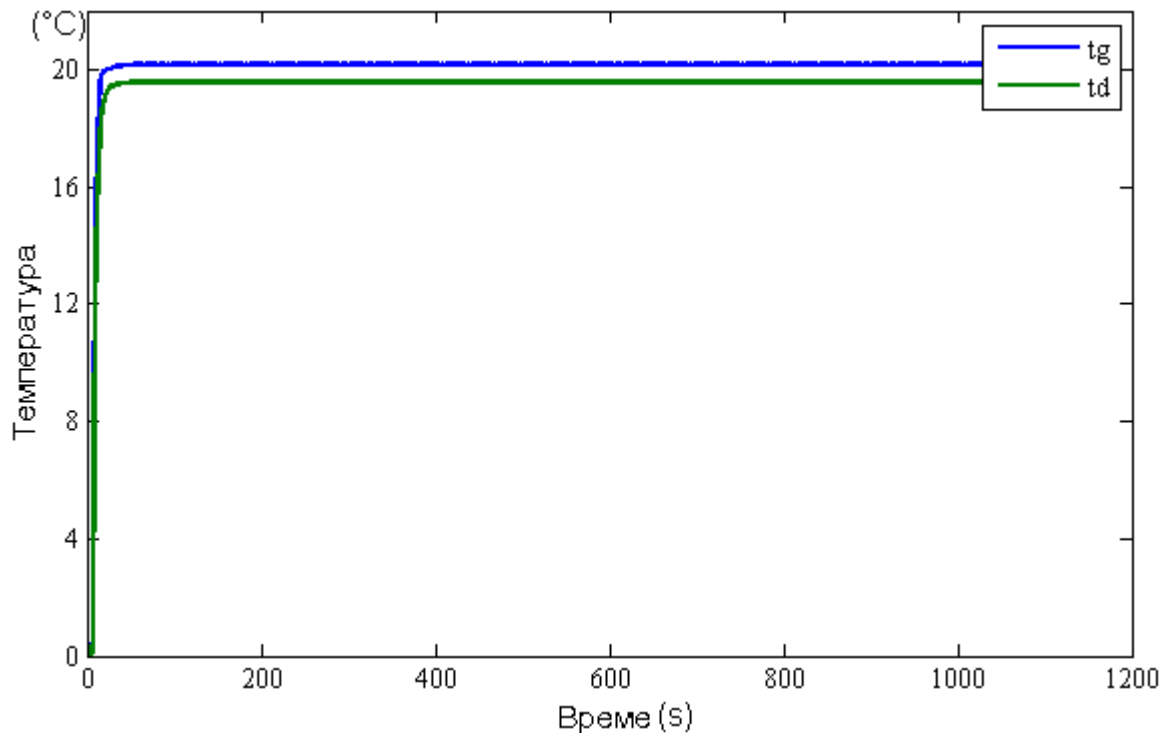
$$\alpha_o = 25 \text{ W/m}^2\text{K} [43];$$

$$R_v = 0.125 \text{ K/W};$$

$$\alpha_{env} = 8 \text{ W/m}^2\text{K} [43].$$

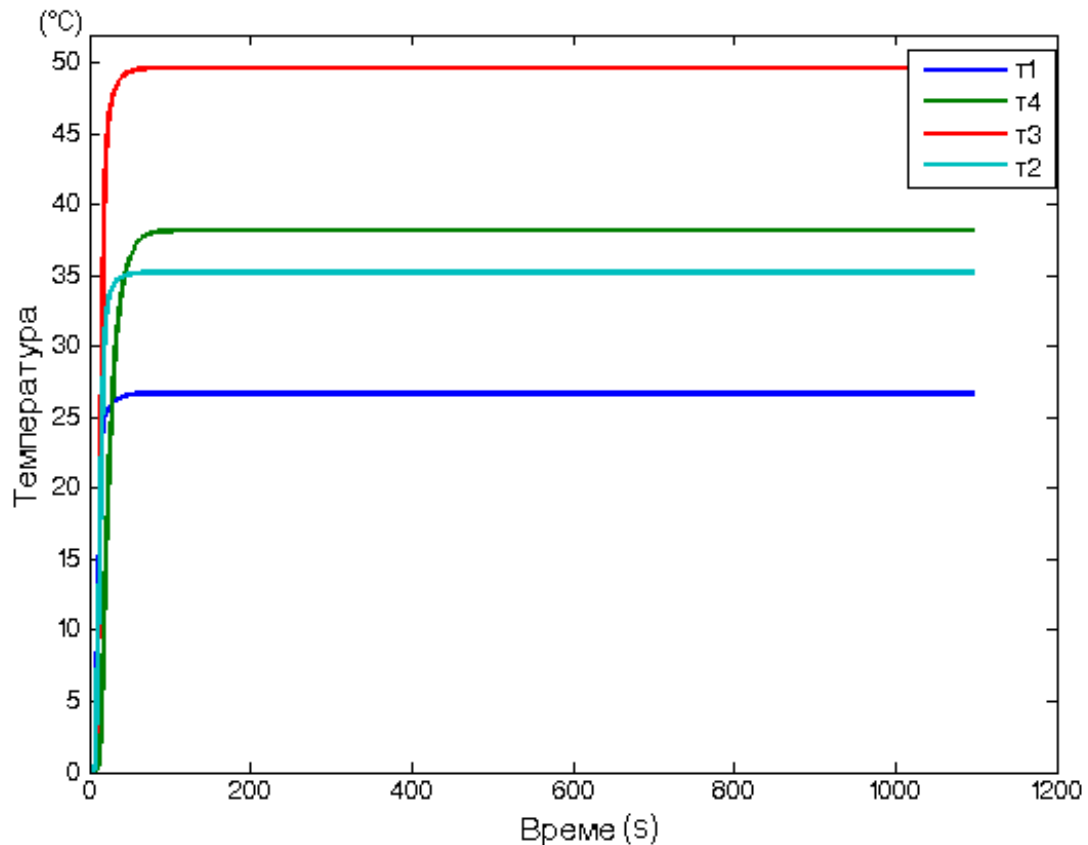
Решавањем једначина стања (Eq.9), (Eq.10) и (Eq.15) уз помоћ програма *MatLab* дошло се до решења за непознате температуре и вредности топлотних флукса кроз подно-плафонски панел. У прилогу је приказана коришћена шема која је креирана у оквиру програма *MatLab*, односно његовог додатка *Simulink*.

На слици 15 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 15 Оперативне температуре унутар спратова тест модела

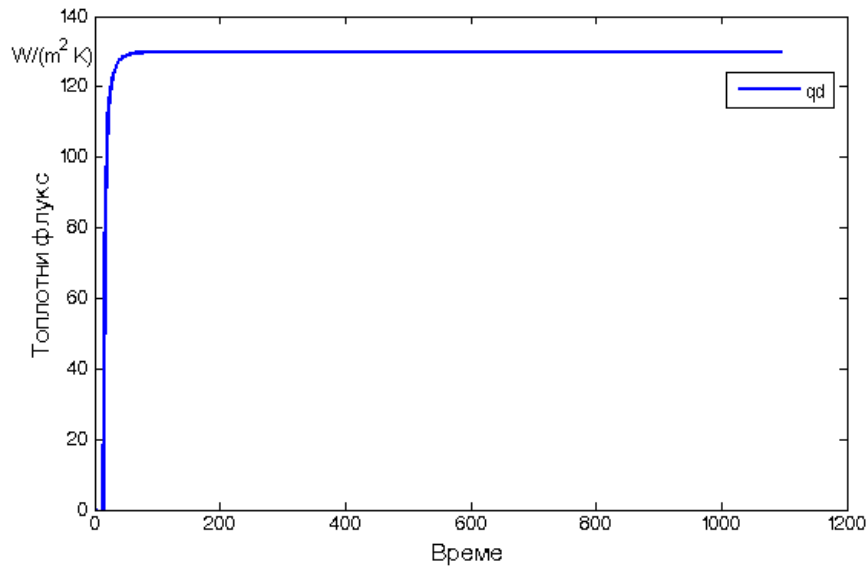
На слици 16 приказане су температуре унутар слојева као и на површини панела. Температура извора  $t_3$  је била око  $49.7^\circ\text{C}$ , температура на површини панела са доње стране је била око  $35.3^\circ\text{C}$ , температура на површини панела са његове горње стране је била око  $26.8^\circ\text{C}$ .



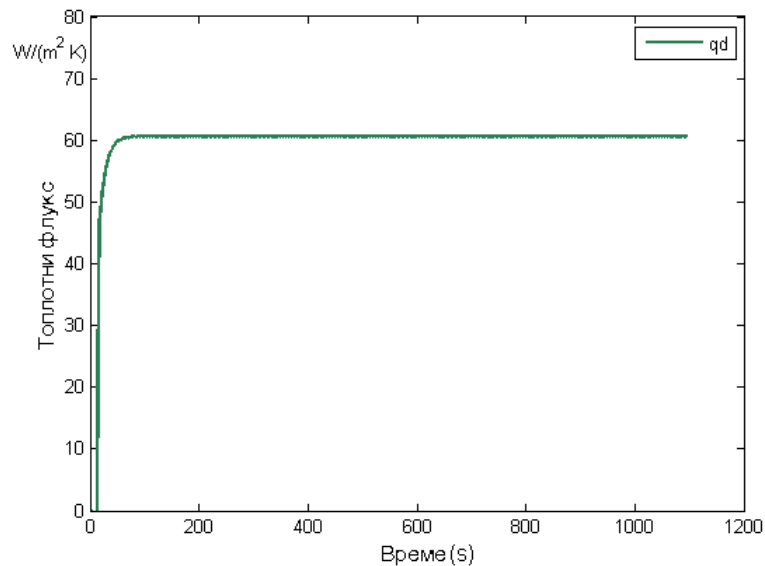
Слика 16 Температуре у чворовима подно-плафонског панела

На основу података о температура панела са слике 16 и једначина (Eq.18), 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 17 и 18 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 17 Топлотни флукс са доње стране панела



Слика 18 Топлотни флукс са горње стране панела

У поређењу са експериментално добијеним резултатима може се закључити да постоје незнатна одступања, као последица утицаја усвојених термичких карактеристика материјала.

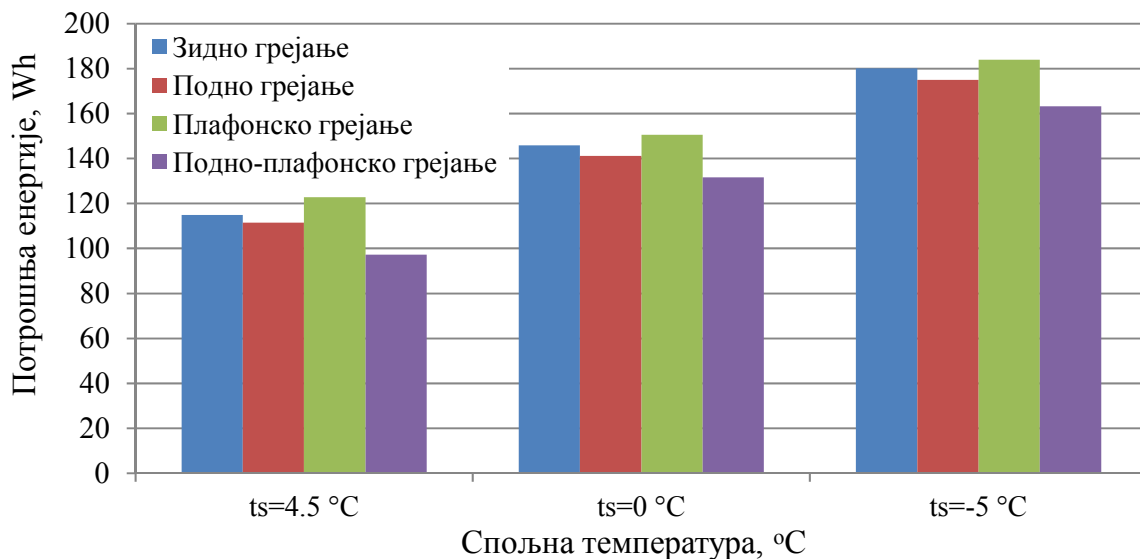
## 5. Пример резултата мерења

### 5.1 Верификација нумеричких резултата (прва фаза)

На слици 13 приказане су потрошње електричне енергије за грејање анализираних ПСГ са ЕГК. Потрошње су приказане при константним спољним температурама, односно: 4,5°C, 0°C и -5°C. Како би се обезбедили исти компаративни услови, односно елиминисале евентуалне разлике у почетним термичким условима, сваки од анализираних случајева ПСГ је првобитно у трајању од 4 часа излаган задатим константним спољним температурама, а тек након тог периода би се отпочело са мерењем потрошње електричне енергије као и праћењем температура.

Мерењем је утврђено да највише електричне енергије троши ПЛГ, и то на следећи начин: 183,98 Wh (-5°C), 150,64 Wh (0°C) и 122,88 Wh (4,5°C). Најнижа потрошња електричне енергије је за ПоПЛГ, и то: 163,23 Wh (-5°C), 131,71 Wh (0°C) и 97,28 Wh (4,5°C). ЗГ има потрошњу од: 180,10 Wh (-5°C), 145,87 Wh (0°C) и 114,89 Wh (4,5°C), односно, за ПоГ ове вредности су: 175,04 Wh (-5°C), 141,25 Wh (0°C) и 111,58 Wh (4,5°C).

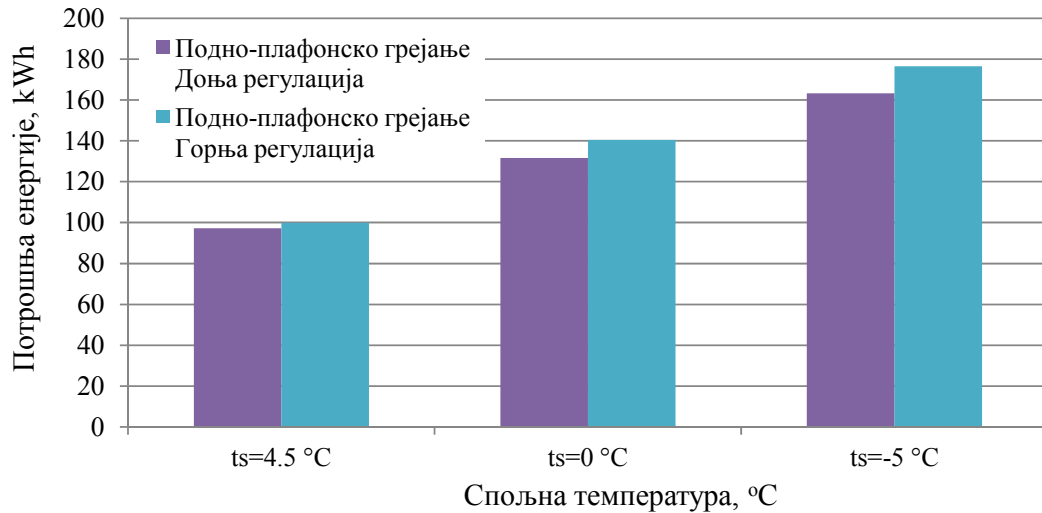
С обзиром да је конструкција ПоПЛГ таква да је отпор термичке проводљивости мањи са доње стране, регулација температуре за систем ПоПЛГ је била преко термостата који се налази унутар доњег спрата тест модела.



Слика 13. Поређење потрошње електричне енергије за ПСГ са ЕГК (ЗГ, ПоГ, ПЛГ и ПоПЛГ)



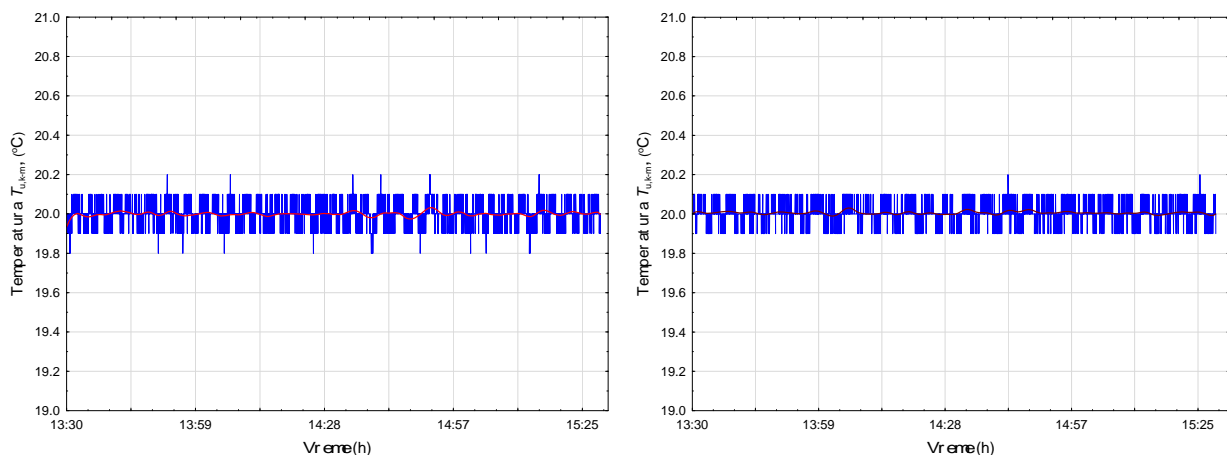
На слици 14 приказано је поређење потрошње електричне енергије за ПоПлГ, и то у случајевима када је регулација температуре вршена преко регулатора из доњег спрата тест модела или када је регулација температуре вршена из горњег спрата тест модела.



**Слика 14.** Поређење потрошње електричне енергије за грејање код ПоПлГ у зависности од места регулисања

Потрошња енергије ПоПлГ са горњом регулацијом је виша него код ПоПлГ са доњом регулацијом. Односно, потрошња електричне енергије ПоПлГ са доњом регулацијом је: 163,23 Wh (-5°C), 131,71 Wh (0°C) и 97,28 Wh (4,5°C), а потрошња електричне енергије ПоПлГ са горњом регулацијом је: 176,39 Wh (-5°C), 140,485 Wh (0°C) и 99,94 Wh (4,5°C).

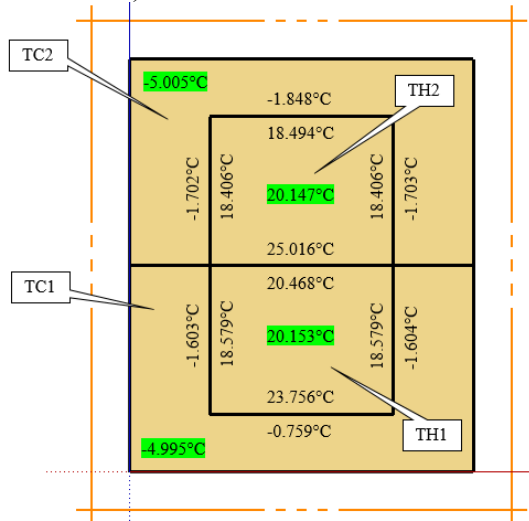
На Слици 15 приказана је промена унутрашњих амбијенталних температура у току времена за избрани период мерења. Мерења су приказана у току сваке секунде у укупном интервалу од 2 часа. Промена унутрашње амбијенталне температуре унутар комора тест модела је мерена при константним спољним температурама од: 4,5°C, 0°C и -5°C. Температура је била претежно у опсегу  $20 \pm 0.1^\circ\text{C}$ , са неколико скокова од  $\pm 0.2^\circ\text{C}$ .



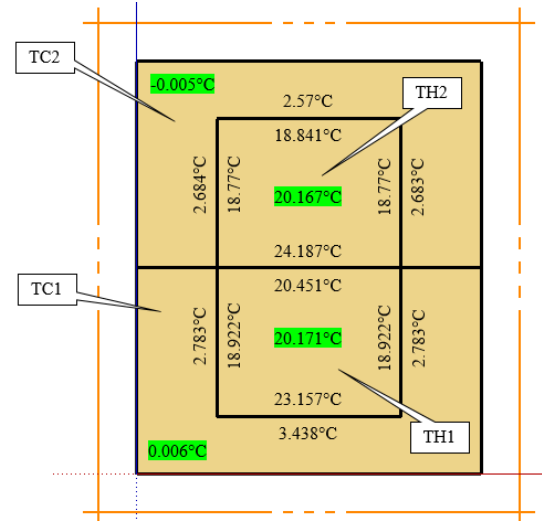
**Слика 15.** Унутрашња температура спратова тест модела горњи спрат (лево), доњи спрат (десно)

## 5.2 Нумеричко истраживање ПоГ (друга фаза)

Резултати нумеричког истраживања у софтверу EnergyPlus, а који се односе на амбијенталне и контактне температуре грађевинских елемената, у тест кућици, у зависности од спољне температуре (4,5°C, 0°C и -5°C), графички су приказани на наредним сликама (Слика 16-18).

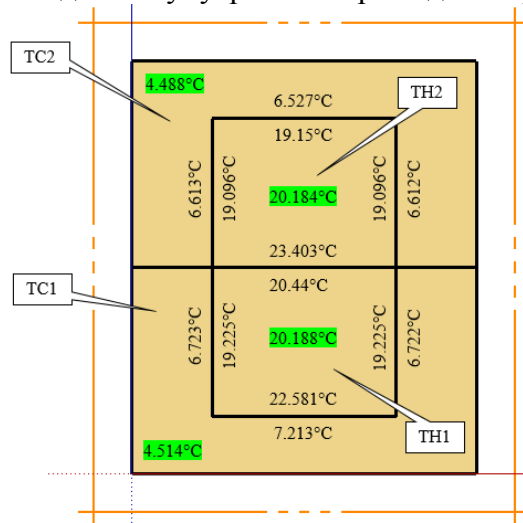


Слика 16. Карактеристичне температуре ваздуха и преградних елемената тест модела када је спољна температура -5°C



Слика 17. Карактеристичне температуре ваздуха и преградних елемената тест модела када је спољна температура 0°C

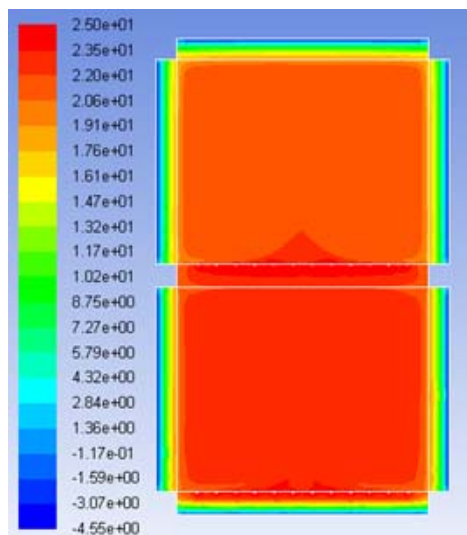
Слика 16 (за -5°C) показује да је средња амбијентална температура доње просторије (20,153°C) незнатно виша од горње просторије (20,147°C). Разлог је делимична заклоњеност доње просторије, јер је тест комора са доње стране у контакту са подом, а у обзир се мора узети и међусpratна конструкција која одваја горњу и доњу просторију. Средња температура површине зидова, како унутрашњих, тако и спољних, опада по висини. Унутрашња површина ПоГ у горњој просторији (25,016°C) има вишу температуру од унутрашње површине ПоГ у доњој просторији (23,756°C), због тзв. термосифонског ефекта. Температура плафона са унутрашње стране у горњој просторији (18,494°C) виша је од температура зидова са унутрашње стране (18,406°C), такође због термосифонског ефекта, али је нижа од температуре зидова са унутрашње стране доње просторије (18,579°C).



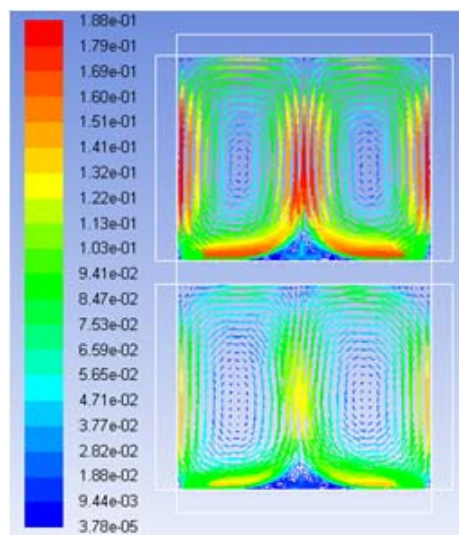
Слика 18. Карактеристичне температуре ваздуха и преградних елемената тест куће када је спољна температура 4,5°C

Слика 17 показује да су температуре унутрашњих површина ПоГ (за  $0^{\circ}\text{C}$ ) ниже су у односу на температуре истих површина (за  $-5^{\circ}\text{C}$ ). Аналогно Слици 16 и Слици 17, закључује се да су температуре унутрашњих површина ПоГ најниже ( $22,581^{\circ}\text{C}$  – доња просторија,  $23,403^{\circ}\text{C}$  – горња просторија), када је спољна температура  $4,5^{\circ}\text{C}$ , што и доказује Слика 18.

Због тога што EnergyPlus не поседује могућност приказивања вертикалног температурног поља и вертикалног поља брзина услед природне конвекције, комплетна експериментална инсталација симулирана је и у софтверу Ansys Workbench.



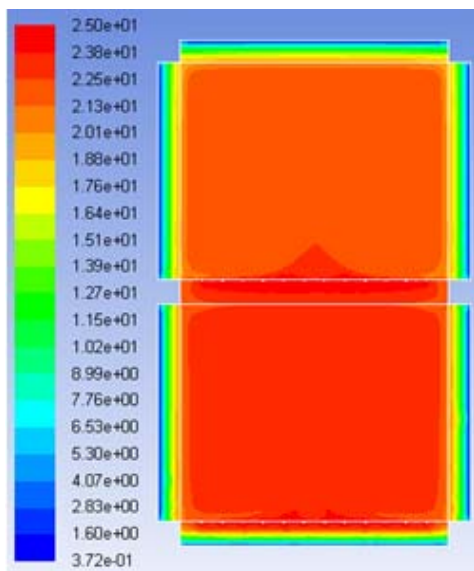
**Слика 19.** Вертикално температурно поље у тест кућици када је спољна температура  $-5^{\circ}\text{C}$



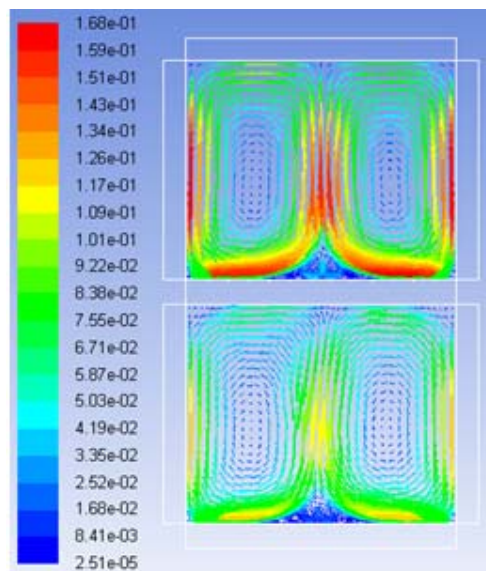
**Слика 20.** Вертикално поље брзина у тест кућици када је спољна температура  $-5^{\circ}\text{C}$

На слици 19 и слици 20, приказана су поменута поља у тест кућици (у горњој и доњој просторији), за случај када је спољна температура (у тест комори)  $-5^{\circ}\text{C}$ . Слика 21 и Слика 22 приказују иста поља када је спољна температура  $0^{\circ}\text{C}$ , а слика 23 и Слика 24 када је спољна температура  $4,5^{\circ}\text{C}$ .

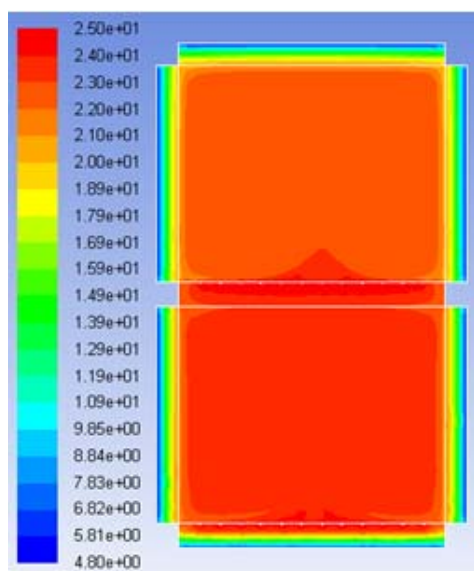
Слика 19 показује да је, средња амбијентална температура ваздуха горње просторије ( $20.6^{\circ}\text{C}$ ) нижа од средње амбијенталне температуре ваздуха доње просторије ( $23.5^{\circ}\text{C}$ ) – исти разлози као и у случају EnergyPlus модела. Из истих разлога брзина струјања ваздуха (Слика 20) већа је у горњој него у доњој просторији. Другим речима, због тога што постоји већа разлика температура између пода и плафона у горњој просторији, већа је и погонска сила, тј. термосифонског ефекта, за одвијање струјања ваздуха услед природне конвекције, па се достижу максималне брзине струјања до  $0.188 \text{ m/s}$ .



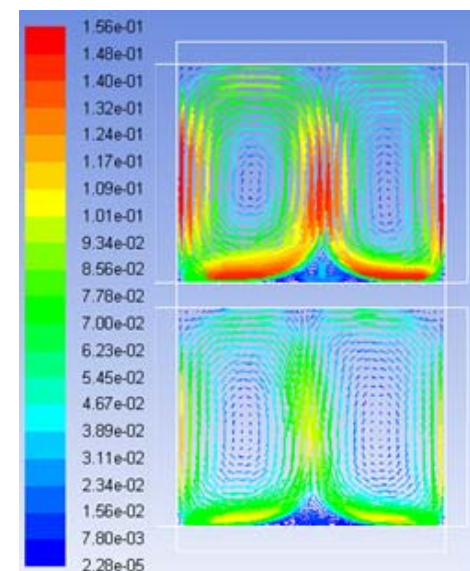
Слика 21. Вертикално температурно поље у тест кућици када је спољна температура 0°C



Слика 22. Вертикално поље брзина у тест кућици када је спољна температура 0°C



Слика 23. Вертикално температурно поље у тест кућици када је спољна температура 4,5°C



Слика 24. Вертикално поље брзина у тест кућици када је спољна температура 4,5°C

При истом режиму рада, средње амбијенталне температуре у доњим и горњим просторијама тест модела су више, када је спољна температура виша.

У случају да је спољна температура 0°C (Слика 21, Слика 22), тада је средња амбијентална температура у доњој просторији 23,8°C, а у горњој 21,3°C. Тада је мања разлика између спољне и унутрашње амбијенталне температуре, па је и погонска сила за одвијање природне конвекције мања (максимална брзина струјања ваздуха достиже се у горњој просторији и износи 0,168 m/s).

Када је спољна температура 4,5°C (Слика 23, Слика 24), тада је средња амбијентална температура у доњој просторији 24°C, а у горњој 22°C, а максимална брзина струјања ваздуха у горњој просторији најнижа (1,56 m/s).

## 6. Закључак

ПСГ користе се у Србији због низа предности: равномерна расподела температуре по висини просторије, нискотемпературни режим рада, већа флексибилност код уређења ентеријера, могућност повезивања са разним топлотним изворима (топлотне пумпе, гасни котлови, итд.), лака уградња, дуг радни век, једноставна контрола и управљање, итд.

Са друге стране, максимална температура унутрашње стране грађевинског елемента (површине), у који је уграђен ПСГ, мора бити ограничена, јер су хигијенски захтеви нешто строжи, што значи да постоји горњи температурни лимит рада ових система грејања (посебно изражено код ПоГ).

Такође, модеран начин градње (густина градње, параметри локације, структурна организација зграде, њена намена, специфични фактори облика, просторна заузетост, оријентација просторија, употреба савремених грађевинских материјала, цене на тржишту, итд.) у неким ситуацијама може отежати имплементацију ПСГ, посебно у погледу правилног одабира одговарајућег типа панелног грејања (ПоГ, ПлГ, ЗГ и ПоПлГ) и његовог спрезања са одговарајућим извором топлотне енергије.

Да би се овакве појаве у пракси избегле у будућности, аутори су предложили нову експерименталну инсталацију која се може користити за испитивање, како постојећих (ПоГ, ПлГ и ЗГ), тако и нових (ПоПлГ) типова ПСГ, а која је верификована кроз допунска истраживања применом нумеричких алата (EnergyPlus и Ansys Workbench), као и научним радовима објављеним у врхунским научним часописима категорије M21a.

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 етаже, а у експерименталној процедури покушано је са регулацијом подно-плафонског панела преко термостата смештеног унутар горње етаже. 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.

Такође, развијени математички модел подно-плафонског грејања 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 CO<sub>2</sub> у случају коришћења панелних система грејања.

*Предложено техничко решење категорије M81 објављено је и верификовано у врхунском међународном часопису категорије M21a: Svetković, D., & Nežović, A. (2021). Impact of heat source at radiant electric heating panel. Energy and Buildings, 239, 110843.*

*Такође, претходно је динамичким симулацијама постављен темељ техничком решењу формирањем концепта подно-плафонског грејања и исти је објављен у врхунском међународном часопису категорије M21a: Војић, М., Светковић, Д., Марјановић, В., Благојевић, М., & Дјорђевић, З. (2013). Performances of low temperature radiant heating systems. Energy and buildings, 61, 233-238.*

## Литература:

1. **Cvetković, D., & Nešović, A.** (2021). Impact of heat source at radiant electric heating panel. *Energy and Buildings*, 239, 110843.
2. **Kollmar, A., & Liese, W.** (1957). *Die Strahlungsheizung: Flächen-, Strahlplatten-und Infrarotheizungen*. R. Oldenbourg.
3. **Berglund, L. G., & Gagge, A. P.** (1985). Human response to thermal conditions maintained in an office by radiant ceiling, baseboard, forced air, and floor heating systems. *ASHRAE transactions*, 91(2B), 439-451.
4. **Kilkis, I. B., Sager, S. S., & Uludag, M.** (1994). A simplified model for radiant heating and cooling panels. *Simulation Practice and Theory*, 2(2), 61-76.
5. **Yost, P. A., Barbour, C. E., & Watson, R.** (1995). An evaluation of thermal comfort and energy consumption for a surface-mounted ceiling radiant panel heating system (No. CONF-950104-). American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, GA (United States).
6. **Kilkis, I. B., & Satici, M.** (1995). Computer-aided design of radiant subfloor heating systems (No. CONF-950104-). American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, GA (United States).
7. **Stetiu, C.** (1999). Energy and peak power savings potential of radiant cooling systems in US commercial buildings. *Energy and buildings*, 30(2), 127-138.
8. **Mirieli, J., Serres, L., & Trombe, A.** (2002). Radiant ceiling panel heating-cooling systems: experimental and simulated study of the performances, thermal comfort and energy consumptions. *Applied Thermal Engineering*, 22(16), 1861-1873.
9. **Lin, K., Zhang, Y., Xu, X., Di, H., Yang, R., & Qin, P.** (2005). Experimental study of under-floor electric heating system with shape-stabilized PCM plates. *Energy and buildings*, 37(3), 215-220.
10. **Lin, K., Zhang, Y., Xu, X., Di, H., Yang, R., & Qin, P.** (2005). Experimental study of under-floor electric heating system with shape-stabilized PCM plates. *Energy and buildings*, 37(3), 215-220.
11. **Myhren, J. A., & Holmberg, S.** (2008). Flow patterns and thermal comfort in a room with panel, floor and wall heating. *Energy and buildings*, 40(4), 524-536.
12. **Mingqing, S., Xinying, M., Xiaoying, W., Zuofu, H., & Zhuoqiu, L.** (2008). Experimental studies on the indoor electrical floor heating system with carbon black mortar slabs. *Energy and Buildings*, 40(6), 1094-1100.
13. **Hasan, A., Kurnitski, J., & Jokiranta, K.** (2009). A combined low temperature water heating system consisting of radiators and floor heating. *Energy and Buildings*, 41(5), 470-479.
14. **Shin, M. S., Rhee, K. N., Ryu, S. R., Yeo, M. S., & Kim, K. W.** (2015). Design of radiant floor heating panel in view of floor surface temperatures. *Building and Environment*, 92, 559-577.
15. **Jin, X., Zhang, X., & Luo, Y.** (2010). A calculation method for the floor surface temperature in radiant floor system. *Energy and Buildings*, 42(10), 1753-1758.
16. **Fontana, L.** (2011). Thermal performance of radiant heating floors in furnished enclosed spaces. *Applied Thermal Engineering*, 31(10), 1547-1555.
17. **Dovjak, M., Shukuya, M., & Krainer, A.** (2012). Exergy analysis of conventional and low exergy systems for heating and cooling of near zero energy buildings. *Strojniški vestnik- Journal of Mechanical Engineering*, 58(7-8), 453-461.
18. **Seyam, S., Huzayyin, A., El-Batsh, H., & Nada, S.** (2014). Experimental and numerical investigation of the radiant panel heating system using scale room model. *Energy and buildings*, 82, 130-141.

19. **Bojić, M., Cvetković, D., Miletić, M., Malešević, J., & Boyer, H. (2012).** Energy, cost, and CO2 emission comparison between radiant wall panel systems and radiator systems. *Energy and Buildings*, 54, 496-502.
20. **Bojić, M., Cvetković, D., Marjanović, V., Blagojević, M., & Djordjević, Z. (2013).** Performances of low temperature radiant heating systems. *Energy and buildings*, 61, 233-238.
21. **Cvetković, D., & Bojić, M. (2014).** Optimization of thermal insulation of a house heated by using radiant panels. *Energy and Buildings*, 85, 329-336.
22. **Bojić, M., Cvetković, D., & Bojić, L. (2015).** Decreasing energy use and influence to environment by radiant panel heating using different energy sources. *Applied energy*, 138, 404-413.
23. **ASHRAE. 2005.** Handbook—Fundamentals, Chapter 3

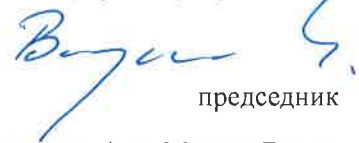
МИНИСТАРСТВО НАУКЕ,  
ТЕХНОЛОШКОГ РАЗВОЈА И ИНОВАЦИЈА  
Матични научни одбор за енергетику,  
рударство и енергетску ефикасност  
ТР 0312-033/2023

Београд 28.02.2023. године

На основу захтева Научног већа Института за информационе технологије Универзитета у Крагујевцу број 01 – 1830/4 за верификацију техничког решења под називом: „Експериментална инсталација за испитивање панелних система грејања и концепт подно-плафонског грејања“, чији су аутори: др Драган Цветковић, др Драган Тарановић, Александар Нешовић, др Саша Ћуковић, др Душан Арсић, а према *Правилнику о стицању истраживачких и научних звања* („Сл. Гласник, 159/20“), Матични научни одбор за енергетику, рударство и енергетску ефикасност је на седници одржаној 28.02.2023. године разматрао исти и донео одлуку да предлаже признавање техничког решења у категорији:

**М85 - Ново техничко решење у фази реализације**

Матични научни одбор за енергетику,  
рударство и енергетску ефикасност

  
председник  
проф.др Милош Бањац