

УНИВЕРЗИТЕТ У БЕОГРАДУ

МАШИНСКИ ФАКУЛТЕТ

Никола Д. Танасић

**ОПТИМИЗАЦИЈА СИСТЕМА ЗА
КОРИШЋЕЊЕ ОТПАДНЕ ТОПЛОТЕ ИЗ
ПАПИР МАШИНЕ У ПРОИЗВОДНОЈ
ХАЛИ ФАБРИКЕ КАРТОНА**

докторска дисертација

Београд, 2014.

UNIVERSITY OF BELGRADE
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

Nikola D. Tanasić

**OPTIMIZATION OF PAPER MACHINE
WASTE HEAT RECOVERY SYSTEM IN
THE PRODUCTION HALL OF A
CARDBOARD FACTORY**

doctoral dissertation

Belgrade, 2014

КОМИСИЈА ЗА ОЦЕНУ И ОДБРАНУ ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ

- Ментор: проф. др Мирослав Станојевић, дипл.маш.инж.,
редовни професор, Универзитет у Београду,
Машински факултет
- Чланови
Комисије: проф. др Александар Јововић, дипл.маш.инж.,
редовни професор, Универзитет у Београду,
Машински факултет
- проф. др Дејан Радић, дипл.маш.инж.,
ванредни професор, Универзитет у Београду,
Машински факултет
- др Александар Николић, дипл.ел.инж.,
научни сарадник, Електротехнички институт
„Никола Тесла“, Београд
- проф. др Војислав Новаковић, дипл.маш.инж.,
редовни професор, Norwegian University of Science
and Technology (NTNU), Trondheim, Норвешка
- Датум одбране: 30.05.2014.

ПРЕДГОВОР

Докторска дисертација је израђена у оквиру студијског програма „*Sustainable Energy and Environment in the Western Balkans*“ који је покренут 2006. године у склопу вишегодишње сарадње на нивоу високог образовања Универзитета у Београду, Машинског факултета (БУ-МФ) и Норвешког Универзитета за Науку и Технологију у Трондхајму - НТНУ (Norwegian University of Science and Technology - NTNU, Trondheim, Norway) под покровитељством Владе Краљевине Норвешке.

Овом приликом изражавам најискренију захвалност руководиоцу пројекта проф. др Војиславу Новаковићу са НТНУ и координаторима пројекта за земље Западног Балкана, проф. др Горану Јанкесу и проф. др Александру Јововићу са БУ-МФ на указаном поверењу.

Посебну захвалност дугујем ментору проф. др Мирославу Станојевићу на личном залагању, драгоценим препорукама и сугестијама које су у значајној мери унапредиле овај рад.

Такође се захваљујем свим колегама са Катедре за процесну технику на БУ-МФ на корисним саветима и сарадњи и стручном особљу Фабрике картона Умка а.д. на помоћи приликом експерименталног истраживања.

Специјалну захвалност дугујем г-дину Håkon Skistad-у, M.Sc. који је био мој супервизор током боравка и истраживачког рада на НТНУ у Трондхајму у периоду септембар 2008. - фебруар 2009.

На крају бих волео да се захвалим мојој породици на несебичној подршци и разумевању током свих година мог школовања.

у Београду, фебруар 2014.

Никола Танасић

На основу резултата који су добијени током научно-истраживачког рада на докторској дисертацији објављени су следећи оригинални научни радови:

1. Tanasić, N., Jankes, G., Skistad, H., CFD analysis and airflow measurements to approach large industrial halls energy efficiency: A case study of a cardboard mill hall, *Energy and Buildings*, Vol 43 (6), 2011, pp. 1200-1206, (M21)
2. Tanasić, N., Jankes, G., Skistad, H., Analytical investigation of airflow patterns within a paper machine hall, *Cellulose Chemistry and Technology*, Vol 45 (1-2), 2011, pp. 113-119, (M23)
3. Jankes, G., Tanasić, N., Stamenić, M., Adžić, V., Waste heat potentials in the drying section of the paper machine in Umka Cardboard Mill, *Thermal Science*, Vol 15 (3), 2011, pp. 735-747, (M23)
4. Tanasić, N., Jankes, G., Stamenić, M., Trninić, M., Simonović, T., Airflow measurements and material and heat balance in a cardboard mill hall to approach energy efficiency, *Proceedings of the 2nd International Symposium on Environment Friendly Energies and Applications-EFEA 2012, Newcastle upon Tyne, UK, 25-27 June, 2012*, pp. 123-127, (M33)
5. Jankes, G., Stamenić, M., Tanasić, N., Nikolić, A., Trninić, M., Simonović, T., Parametri energetske efikasnosti sušne sekcije papir mašine, *Zbornik radova sa 18. Međunarodnog Simpozijuma iz oblasti Celuloze, Papira, Ambalaže i Grafike-CPAG 2012, Zlatibor, Srbija, 19.-22. jun, 2012.*, pp. 130-137, (M63)
6. Tanasić, N., Jankes, G., Stamenić, M., Trninić, M., Simonović, T., Stanojević, M., Techno-economic analysis of waste heat recovery system in paper machine dryer section, *Proceedings of the 4th Regional Conference Industrial Energy and Environmental Protection in Southeastern Europe, Divčibare, Serbia, 26-29 June, 2013*, (M34)

НАСЛОВ ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ:

Оптимизација система за коришћење отпадне топлоте из папир машине у производној хали фабрике картона

РЕЗИМЕ:

Основни циљ докторске дисертације је оптимизација система за коришћење отпадне топлоте на основу анализе карактера струјања ваздуха у производној хали у којој је смештена машина за производњу амбалажног папира.

Основна полазна хипотеза у дисертацији је да се свеобухватном анализом процеса производње папира може добити далеко ефикаснији систем за коришћење отпадне топлоте а тиме значајно смањити трошкови за енергију.

Истраживање је обухватило методе попут мерења процесних параметара на сушној секцији картон машине и мерења параметара ваздуха у производној хали за два карактеристична радна режима у реалним условима у Фабрици картона Умка а.д.. На основу резултата мерења израђен је материјални и топлотни биланс картон машине и биланс влажног ваздуха у производној хали. Резултати биланса су послужили за одређивање количине и карактеристика отпадне топлоте која се ослободи у атмосферу током производног процеса.

Поред тога, у дисертацији је аналитичким методама анализиран механизам преношења топлоте са појединих делова картон машине на околни ваздух и одређен је карактер конвективних струјања ваздуха у производној хали применом методе виртуелног линијског извора топлоте. Резултати су пружили добру квалитативно-квантитативну слику о карактеру струјања ваздуха у хали и омогућили увид у техничке проблеме који се јављају током производног процеса као што су ексфилтрација ваздуха из појединих делова картон машине у производну халу и неодговарајуће одржавање и регулисање капацитета вентилационих система у производној хали.

Значајан циљ дисертације је развој нумеричког модела којим је симулирано струјање ваздуха у производној хали. Резултати симулације су омогућили одређивање температурског, брзинског и поља апсолутне влажности ваздуха у производној хали на основу чега су дефинисане оптималне локације за одсисавање ваздуха који се одводи ка систему за коришћење отпадне топлоте. У

циљу валидације нумеричког модела резултати добијени симулацијама су упоређени са одговарајућим експерименталним резултатима. Постигнуто је релативно добро слагање резултата с обзиром на габарите хале, комплексност струјне слике и велики број утицајних фактора.

У укупној цени произведеног картона трошкови за енергију учествују и до 30 %. Коришћењем отпадне топлоте може се у значајној мери смањити потреба за примарним изворима енергије. У складу са тим практичан циљ докторске дисертације је да покаже у којој мери оптимизација система за коришћење отпадне топлоте може да допринесе смањењу утрошка примарне енергије у производном процесу. Сходно томе, спроведена је техно-економска анализа у циљу одређивања оптималне површине размењивача топлоте типа ваздух-ваздух у склопу система за коришћење отпадне топлоте на основу улазних података који су добијени нумеричким симулацијама ваздушних токова у производној хали. За анализу је примењена ε - NTU метода спрегнута са претходно дефинисаним функцијама трошкова при чему су узете у обзир сезонске варијације параметара отпадног и свежег атмосферског ваздуха. Укупне нето уштеде у новцу које се могу постићи применом предложеног система у предвиђеном радном веку од 20 година износе око 2,23 милиона EUR, при чему је прост период отплате инвестиције приближно 27 месеци. Оптимизирани размењивач топлоте у просеку искористи мање од 20 % од расположиве количине отпадне топлоте из вентилационог система. Ово указује на потребу за уградњом другог степена рекуперације отпадне топлоте са ефикаснијим размењивачима топлоте типа ваздух-вода и спрезањем система за коришћење отпадне топлоте са топлотним пумпама, што ће бити предмет будућих истраживања.

Научни допринос дисертације огледа се у томе да постоји веома мали број истраживања и студија на ову тему које су спроведене на примеру великог индустријског објекта са сложеним производним процесом какав је производна хала у папирној индустрији. Свеобухватан приступ, методе примењене у раду и развијени модели имају генералан карактер тако да ће мотивисати и друге истраживаче да дају свој допринос и унапреде научна достигнућа у овој области.

КЉУЧНЕ РЕЧИ:

Папирна индустрија, сушна секција картон машине, вентилација производне хале, материјални и топлотни биланс, отпадна топлота, конвективна струјања ваздуха, нумеричка динамика флуида (CFD), оптимизација система за коришћење отпадне топлоте

НАУЧНА ОБЛАСТ:

Процесна техника

УДК:

676.012/.013(043.3)

676.056:621.1.016.4(043.3)

DOCTORAL DISSERTATION TITLE:

Optimization of paper machine waste heat recovery system in the production hall of a cardboard factory

SUMMARY:

The main goal of the dissertation is optimization of waste heat recovery system based on the analysis of air flow patterns within the production hall in which a packaging grade paper machine is accommodated.

The basic starting hypothesis in the dissertation is that a comprehensive analysis of the paper production process can yield more efficient waste heat recovery system and thus significantly reduce energy costs.

The research included methods such as field measurement of process parameters in the dryer section of the cardboard machine and measurement of air flow parameters in the production hall for two typical operating modes under real conditions in the Cardboard factory Umka Ltd. Based on the results of measurements material and heat balances of the cardboard machine and moist air in the production hall were calculated. The results of balances were used to determine the amount and characteristics of waste heat which is released to the atmosphere from the production process.

In addition, analytical methods were used to analyze the heat transfer from some parts of the cardboard machine to the surrounding air while the buoyancy driven air flows within the hall were determined using the virtual line heat source method. The results provided a good qualitative and quantitative picture of the nature of air flow patterns in the hall and enabled insight into the technical issues that may arise in the production process such as exfiltration of air from some parts of the cardboard machine into the production hall and inadequate maintenance and control of ventilation systems in the production hall.

An important aim of the dissertation is the development of a numerical model for the simulation of air flow patterns in the production hall. The results of simulation, which have provided the temperature, velocity and humidity fields in the production hall, were used to define the optimum locations of exhaust openings connected to the waste heat recovery system. In order to validate the numerical model the results of simulations were compared with the corresponding experimental results. A relatively good

agreement between the results is achieved with respect to the hall dimensions, the complexity of air flow patterns and the large number of influencing factors.

Energy costs comprise up to 30 % of the total cost of produced cardboard. Utilization of waste heat can significantly reduce the need for the primary energy sources. Accordingly, the practical aim of the dissertation is to show to which extent the optimization of the waste heat recovery systems can contribute to the reduction of the primary energy consumption in the production process. Thus, a techno-economical analysis was conducted in order to determine the optimal surface area of an air to air heat exchanger within the waste heat recovery system based on the input data obtained by numerical simulation of the air flow patterns in the production hall. The ε - NTU method coupled with pre-defined cost functions was used for the analysis taking into account the seasonal variations of the atmospheric and waste air parameters. Total net savings of 2.23 million EUR can be achieved using the proposed system during its technical life of 20 years with a simple investment payback period of 27 months. The optimized heat exchanger on average recovers less than 20 % of the available waste heat amount from the ventilation system. This indicates the need for the application of the second stage of heat recovery in more efficient air to water heat exchangers and coupling the waste heat recovery system with heat pumps, which will be the subject of future research.

The scientific contribution of the dissertation is the fact that there are very few research studies on this topic conducted in a large industrial building with a complex production process such as the production hall in the paper industry. A comprehensive approach, the methods applied in the study and developed models are general and will motivate other researchers to contribute and promote scientific advances in this field of research.

KEY WORDS:

Paper industry, dryer section of the cardboard machine, production hall ventilation, material and heat balance, waste heat, buoyancy driven air flows, computational fluid dynamics (CFD), optimization of the waste heat recovery system

SCIENTIFIC FIELD:

Process engineering

UDC:

676.012/.013(043.3)

676.056:621.1.016.4(043.3)

САДРЖАЈ

1. Увод	1
1.1 Мотивација	1
1.2 Предмет и циљ дисертације	2
1.3 Методе истраживања	4
1.4 Резултати истраживања	5
1.5 Структура дисертације	5
2. Производња папира, извори отпадне топлоте и системи за њено коришћење	7
2.1 Сушна секција папир машине	9
2.2 Вентилација производне хале	35
3. Преглед постојећих резултата и достигнућа у научној области	39
3.1 Енергетски прегледи и биланси енергије	41
3.2 Оптимизација система за рекулерирацију отпадне топлоте (CROT)	44
3.3 Струјање ваздуха у индустријским халама	49
3.4 Закључак	57
4. Резултати снимања постојећег стања и мерења процесних параметара на картон машини и параметара ваздуха у производној хали у Фабрици картона Умка а.д.	59
4.1 Мерење процесних параметара на картон машини	59
4.2 Мерење параметара ваздуха и температуре чврстих површи у производној хали	68
4.3 Дискусија резултата	82
5. Материјални и топлотни биланс сушне секције картон машине	85
5.1 Једначине материјалног и топлотног биланса	86
5.2 Прорачуни са влажним ваздухом	91
5.3 Резултати и дискусија	92
5.4 Одређивање степена корисности ХСС и ССП	102
6. Развој аналитичког модела за одређивање карактера конвективних струјања ваздуха у производној хали	106

6.1 Материјални и топлотни биланс ваздуха у производној хали	107
6.2 Одређивање карактера конвективних струјања ваздуха у производној хали	112
6.3 Закључак	121
7. Развој нумеричког модела за симулацију струјања ваздуха у производној хали	123
7.1 Нумеричка динамика флуида (CFD)	123
7.2 Математички модел	124
7.3 Симулација струјања ваздуха у производној хали	130
7.4 Закључак	145
8. Техно-економска анализа и оптимизација система за коришћење отпадне топлоте	147
8.1 ϵ -NTU метода	148
8.2 Функције трошкова	150
8.3 Структура система за коришћење отпадне топлоте	152
8.4 Резултати и дискусија	154
8.5 Закључак	157
9. Закључна разматрања	158
Литература	
Списак коришћених ознака	
Прилози	
Прилог 1 – Термовизијски снимци за летњи режим рада	
Прилог 2 – Термовизијски снимци за зимски режим рада	
Прилог 3 – Резултати материјалног и топлотног биланса секције за сушење картона и секције за сушење премаза	
Прилог 4 – Резултати одређивања карактера конвективних струјања ваздуха у хали у зимском режиму рада	
Прилог 5 – Резултати нумеричких симулација	
Биографија аутора	

1. УВОД

1.1 МОТИВАЦИЈА

Папирна индустрија спада у енергетски интензивне секторе са потрошњом примарне енергије од $6,4 \cdot 10^6$ TJ у 2005. години што је чинило око 6 % од укупне потрошње енергије у индустрији на свету [1]. Цене енергената су у сталном порасту тако да је у Европи у периоду од 2004. до 2007. године забележено повећање цене енергената од 40 % [1]. Сходно томе енергија је постала један од кључних чинилаца у укупним трошковима производње у овом индустријском сектору. На пример, у 2005. години трошкови за енергенте у европским фабрикама за производњу папира су чинили 19 % од укупних трошкова производње у поређењу са 15 % колико су износили у 2001. години. У 2008. години у појединим фабрикама удео трошкова за енергију у укупним трошковима производње је достигао и 30 % [1]. Према другом извору учешће трошкова за енергију у цени коштања папира у развијеним земљама ЕУ у 2005. години је износило 12 до 17 % а у неразвијеним земљама и до 25 % [2]. Ове бројке указују да је код модерних папир машина, поред високе продуктивности и строгих критеријума по питању квалитета папира који се постављају као императив, нарочито важно водити рачуна енергетској ефикасности производног процеса.

Опште је познато да је енергетска ефикасност најефективнији и најекономичнији приступ за смањење утrophка фосилних горива и редукацију емисија гасова стаклене баште нарочито у краткорочном и средњерочном периоду [3]. Поред тога енергетска ефикасност повећава конкуретност датог привредног субјекта на тржишту.

Потенцијали за побољшање енергетске ефикасности постоје у свим фазама производње папира почев од процеса припреме папирне масе од улазних сировина па до механичког и термичког сушења, намотавања и дораде папира. У овој дисертацији процес производње картона је разматран са више аспеката, анализиран је применом различитих расположивих метода и начињен је напор да се учини енергетски ефикаснијим и економичнијим. Посебан акценат је на

секцији за термичко сушење картона у којој се утроши и до 80 % од укупне количине топлотне енергије која се доведе на картон машину [1].

У процесу производње картона ослобађају се значајне количине отпадне топлоте. Отпадна топлота је садржана у влажном ваздуху који се искористи у сушној секцији картона машине након чега се одводи у систем за рекулперацију топлоте и потом ослобађа у околину. У зависности од стања хаубе сушне секције и ефикасности процеса термичког сушења папира и система за рекулперацију топлоте у атмосферу могу бити ослобођене значајне количине отпадне топлоте. Поред тога, у току производног процеса са картона машине се емитује значајна количина топлоте и водене паре на ваздух у производној хали. Топао и влажан ваздух се услед узгонске силе подиже до нивоа плафона хале одакле се избацује у околину посредством вентилационог система. Температура, влажност и брзина ваздуха могу значајно да варирају дуж производне хале и зависе од великог број фактора као што су стање хаубе сушне секције, процесни параметри на машини, тип папира који се производи, спољашњи атмосферски услови итд.

1.2 ПРЕДМЕТ И ЦИЉ ДИСЕРТАЦИЈЕ

Предмет дисертације је систематизација и примена расположивих метода за дефинисање главних извора и потенцијала отпадне топлоте у процесу производње картона уз одређивање термо-физичких својстава отпадног ваздуха на картона машини и у производној хали. Поред тога, анализиран је карактер струјања ваздуха у хали и идентификовани су најважнији фактори који на њега утичу како би се одредиле оптималне локације за одсисавање отпадног ваздуха из хале. Ово представља значајан практичан проблем јер су параметри отпадног ваздуха од пресудног значаја за димензионисање и оптимизацију система за коришћење отпадне топлоте у циљу повећања његове ефикасности.

Основни научни циљ дисертације је оптимизација система за коришћење отпадне топлоте на основу анализе карактера струјања влажног ваздуха у производној хали и параметара који утичу на струјање ваздуха како би се дефинисали услови за ефикасније коришћење отпадне топлоте.

Почетни циљеви истраживања односе се на снимање постојећег стања, мерење процесних параметара у реалним радним условима и израду материјалног и топлотног биланса сушне секције картон машине за два карактеристична режима рада на основу којих је одређена количина отпадне топлоте која се ослободи у току производног процеса.

Други корак се односи на испитивање механизма преноса топлоте са машине на околни ваздух и идентификацију главних извора влаге која се ослободи са картон машине у производну халу. На основу мерења параметара ваздуха у хали у летњем и зимском режиму рада машине израђен је материјални и топлотни биланс влажног ваздуха у производној хали који са билансом сушне секције картон машине чини једну заокружену целину. Резултати мерења и билансирања представљају основу за израду и валидацију нумеричког модела којим је симулирано струјање ваздуха у хали.

Развој нумеричког модела хале такође представља значајан циљ истраживања. Резултати симулације би требало да доведу до бољег разумевања механизма преноса топлоте и супстанције и природе струјања ваздуха у хали као и да одговоре на питање која су то места у хали најповољнија за одсисавање отпадног ваздуха и спрегу са системом за коришћење отпадне топлоте.

Научни допринос дисертације огледа се у томе да постоји веома мали број истраживања и студија које су спроведене на примеру великог индустријског објекта са сложеним производним процесом какав је производна хала у папирној индустрији. Свеобухватан приступ, методе примењене у раду и развијени модели имају генералан карактер тако да ће мотивисати и друге истраживаче да дају свој допринос и унапреде научна достигнућа у овој области.

Коришћење отпадне топлоте може у значајној мери да смањи потребе папирне индустрије за примарном енергијом. У складу са тим докторска дисертација има за практичан циљ да покаже у којој мери оптимизација система за коришћење отпадне топлоте може да допринесе смањењу утрошка примарне енергије у производном процесу. Такође, практичан циљ дисертације је систематизација постојећих сазнања из области коришћења ниско-температурске отпадне топлоте у папирној индустрији.

1.3 МЕТОДЕ ИСТРАЖИВАЊА

Детаљно познавање извора отпадне топлоте и фактора који на ове изворе утичу је од пресудног значаја за примену мера енергетске ефикасности и смањење потрошње примарне енергије у производном процесу. Имајући у виду комплексност струјања ваздуха у производној хали детаљне информације о струјном пољу у затвореном простору могуће је добити једино применом нумеричких модела заснованих на временски осредњеним Навије-Стоксовим једанчинама, односно симулацијом струјања ваздуха у хали, или опсежним мерењима параметара ваздуха у хали [4]. Опсежна мерења параметара ваздуха на великом броју локација су обично дуготрајна и скупа а често нису ни практична у комплексним индустријским објектима великих габарита [5]. Са друге стране основни проблем у примени нумеричких модела је потреба да се геометрија струјног простора поједностави али тако да се узму у обзир сви релевантни фактори који имају пресудан утицај на струјање ваздуха у хали. Поред тога потребно је извршити валидацију нумеричких резултата експерименталним подацима како би се проверила њихова тачност и поузданост [6].

При изради дисертације коришћене су методе детаљног материјалног и енергетског билансирања сушне секције картон машине, аналитички и нумерички модели струјања ваздуха у производној хали и мерења процесних параметара и карактеристика ваздушних токова у реалним радним условима. Мерења су спроведена на сушној секцији картон машине и у производној хали у Фабрици картона Умка а.д. која је највећа фабрика за производњу амбалажног папира у Србији.

У циљу оптимизације система за коришћење отпадне топлоте примењена је ε - NTU метода спрегнута са претходно дефинисаним функцијама трошкова при чему су узете у обзир сезонске варијације параметара отпадног и свежег атмосферског ваздуха.

Основна полазна хипотеза у дисертацији је да се свеобухватном анализом процеса може добити далеко ефикаснији систем за коришћење отпадне топлоте и тиме значајно смањити трошкови за енергију.

1.4 РЕЗУЛТАТИ ИСТРАЖИВАЊА

Резултати спроведених истраживања треба да омогуће дефинисање методологије за израду материјалног и топлотног биланса сушне секције картон машине и влажног ваздуха у производној хали на основу којих је могуће оценити ефикасност производног процеса и одредити количину и карактеристике отпадне топлоте која се у процесу ослобађа.

До сада неистражене могућности коришћења отпадне топлоте из вентилационог система производне хале анализирани су применом аналитичких и нумеричких модела. Спрезањем ових модела са резултатима мерења параметара ваздуха у реалним условима употпуњена је слика о струјном пољу у хали што је омогућило идентификацију најповољнијих локација за одсисавање ваздуха из хале и унапређење система за коришћење отпадне топлоте. Показано је да оптимизирани систем може да уштеди и до 2,23 милиона EUR у предвиђеном радном веку од 20 година, при чему је вредност инвестиције на нивоу од 284.000 EUR а прост период отплате инвестиције око 27 месеци.

Поред тога, увид у факторе који утичу на микроклиматске услове у хали помоћи ће у евентуалном отклањању недостатака у производном процесу, на самој картон машини и пратећим техничким системима који доводе до нежељених губитака топлоте у околину и који негативно утичу на финални квалитет производа.

1.5 СТРУКТУРА ДИСЕРТАЦИЈЕ

У првом поглављу дата је мотивација, предмет и циљ докторске дисертације. Такође су сумиране примењене методе и наведени очекивани резултати истраживања.

У другом поглављу укратко је описан процес производње папира са освртом на најзначајније изворе отпадне топлоте. У овом поглављу такође је дат преглед и опис система за коришћење ниско-температурске отпадне топлоте који су најчешће у употреби у папирној индустрији.

У трећем поглављу приказан је преглед релевантне литературе и научних достигнућа у овој области.

У четвртом поглављу сумиране су примењене методе и резултати експерименталних истраживања, односно мерења процесних параметара на картон машини и термо-физичких особина ваздуха у производној хали.

У петом поглављу дефинисана је методологија и приказани су резултати материјалног и топлотног биланса сушне секције картон машине за два карактеристична радна режима, летњи и зимски.

Резултати експерименталних истраживања и биланса материје и енергије послужили су за детекцију највећих извора губитака енергије и одређивање потенцијала отпадне топлоте. Поред отпадне топлоте из сушне секције картон машине која је садржана у влажном ваздуху након првог степена рекуперације топлоте, највећи потенцијали за уштеде су идентификовани у отпадном ваздуху из вентилационог система производне хале. Сходно томе развијени су аналитички и нумерички модели за симулацију струјања ваздуха у производној хали који су описани у поглављима шест и седам. Нумеричке симулације су спроведене у програмском пакету FLUENT. У седмом поглављу је такође спроведена валидација нумеричког модела, односно упоређени су резултати симулација са одговарајућим експерименталним подацима. Циљ валидације је да покаже да ли је и у којој мери могуће моделирати комплексно струјање ваздуха у хали имајући у виду габарите хале и велики број фактора који на њега утичу.

У осмом поглављу приказана је техно-економска анализа у циљу оптимизације корисне површине плочастог размењивача топлоте типа ваздух-ваздух у склопу система за коришћење отпадне топлоте. Оптимални размењивач обезбеђује максималне уштеде у трошковима за примарну енергију при минималним инвестиционим и експлоатационим трошковима. Анализа је спроведена на основу улазних података који су добијени нумеричким симулацијама ваздушних токова у производној хали.

У последњем деветом поглављу дати су закључци дисертације и планови за будућа истраживања у овој научној области.

2. ПРОИЗВОДЊА ПАПИРА, ИЗВОРИ ОТПАДНЕ ТОПЛОТЕ И СИСТЕМИ ЗА ЊЕНО КОРИШЋЕЊЕ

Папир је значајан у културолошком развоју човечанства, игра важну улогу у комуникацијама и незамењив је у многим областима људске заједнице. Нема сумње да ће и у будућности папир имати значајну улогу у свакодневном животу. Међутим, да би остао компетентан и одржао корак са новим методама комуникације неопходан је стални развој и унапређење технологије како би се испунили све строжији захтеви и критеријуми. Такође, производња папира мора бити економична, одржива и у складу са принципима заштите животне средине са минималном употребом природних ресурса [7].

Код производње папира разликују се два основна процеса који су међусобно у спречи а то су производња примарних влакана (дрвењаче и целулозе) из дрвне масе и производња папира. Ова два производна процеса могу бити интегрисана у оквиру једне фабрике или раздвојена при чему фабрика која производи папир набавља папирна влакна односно сировину на другом месту. Папир се производи и од секундарних влакана која се добијају од рециклираног старог папира поступцима развлакњивања, одстрањивања штампарске боје, рафинацијом, а по потреби и бељењем. Удео рециклираног папира као улазне сировине за производњу папира у Европи има константан тренд пораста а у 2006. години је износио 49 % [8]. У појединим земљама попут Холандије овај удео износи и 75 % [9]. Поред тога, 90 % од укупне производње амбалажног папира и картона у Европи се производе од рециклираних секундарних влакана [10].

Процес производње папира се у основи састоји из пет целина [1]:

1. Припрема сировине где се папирна влакна (примарна или секундарна) мешају са водом и адитивима. У овој фази одвија се прерада, филтрирање и уклањање боје да би се постигле жељене карактеристике улазне сировине.
2. У ситовој или секцији формера из папирне масе се уклања вода, гравитацијом, центрифугалним силама или вакуумом.

3. Након формирања папирна трака се уводи у секцију преса где се одвија даље одстрањивање воде механичким путем. Удео чврсте материје у папирној траци након ове секције обично износи 33 до 55 % у зависности од граматуре и типа папира који се производи и конструкције пресе.

4. Преостала влага у папиру се одстрањује термичким путем у сушној секцији. У зависности од карактеристика финалног производа папир се после сушне секције третира премазима, лепком или скробом.

5. У случају третмана папира неком врстом премаза, неопходан је још један степен термичког сушења. Након финалног сушења папир садржи влагу у границама од 5 до 9 % и као такав се намотава у ролне на намотачу.

Из процеса припреме папирне масе водена суспензија се доводи у наточно корито папир машине са масеним уделом чврсте материје од 0,2 до 1,2 % [11]. Наток, сито и пресе чине мокри део папир машине. Картон машина је сличне конструкције као и папир машина. Највећа разлика је у ситовој партији која због постојања више слојева има више посебних натока и сита. Поред система са више сита постоје и машине са усисним формерима или комбинацијом усисних формера и равних сита [11].

На једној типичној машини код које је масени удео чврсте материје у папиру на излазу из секције преса 40 % а на намотачу 95 %, количина одстрањене воде по kg папира у секцији формера, преса и сушној секцији износи 195; 2,5 и 1,45 kg [12]. Трошкови за енергију која је потребна за одстрањивање воде у секцији формера и преса далеко су нижи од трошкова за енергију за термичко сушење папира у сушној секцији, однос трошкова по секцијама је приближно 1:67:327, респективно [13]. За 1 % сувља папирна трака иза секције преса смањује потрошњу паре за термичко сушење папира у сушној секцији за 4 % [14]. Према томе, побољшањем перформанси партије преса може се значајно допринети смањењу потрошње енергије на папир машини. Ово је нарочито важно с обзиром да је процес производње папира енергетски веома интензиван (за производњу једне тоне папира у просеку се утроши око 11,5 GJ примарне енергије [15]).

Пресовање папира се може унапредити повећањем силе притиска између два ваљка пресе или дужим периодом времена током којег је папирна трака

притиснута између њих. Високоуочинске пресе са широким нипом, такозване „shoe“ пресе, омогућавају постизање масеног удела чврсте материје у папирној траци и до 55 % [14]. Перформансе пресе се такође могу побољшати ако се повиси температура папирне траке за време пресовања чиме се смањује вискозност воде у папиру и на тај начин побољшава ефикасност одвођења воде из папирне траке. Искуство показује да удео суве материје расте за 1 % на сваких 10 °C повишења температуре папирне траке [12]. Методе које се примењују за постизање више температуре папирне траке су: додатно загревање воде у процесу припреме папирне масе, употреба парних касета на секцији преса за загревање папирне траке, загревање ваљака пресе, сушење импулсном пресом итд.

И поред значајних потенцијала за смањење потрошње енергије у мокром делу папир машине, највећи потенцијали за унапређење енергетске ефикасности постоје у сушној секцији папир машине [14]. Сходно томе управо ова секција папир машине је предмет детаљне анализе у оквиру дисертације.

2.1 СУШНА СЕКЦИЈА ПАПИР МАШИНЕ

Вода се у папирној траци јавља у две форме: физичка вода, која се задржава између папирних влакана или у већим порама, и микро-капиларна вода. За испаравање микро-капиларне воде поред латентне топлоте испаравања неопходна је додатна количина енергије која се назива топлота сорпције. Она чини свега око 1 % од укупне количине енергије потребне за сушење папира тако да се у већини случајева може занемарити [1]. Топлота сорпције расте експоненцијално са опадањем садржаја влаге у папиру тако да би требало избегавати сушење папира са изразито малим садржајем влаге.

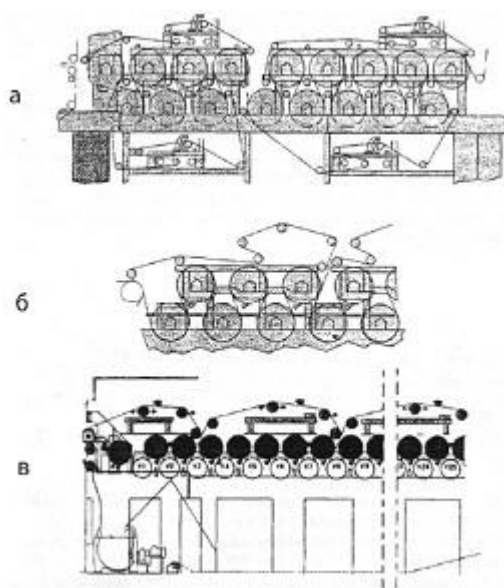
Конструкција сушне секције је остала практично непромењена од времена њеног првобитног изума 1817. године од стране Дикинсона (John Dickinson 1782-1869). У глобалним оквирима контактено сушење са ротирајућим сушним цилиндрима је доминантан метод за сушење папира са учешћем од 85 до 90 % у папирној индустрији док удео ових сушних секција за сушење картона достиже и 95 % [7].

Постоји низ покушаја да се развију нове технике сушења које се одликују мањим енергијским интензитетом. Међу овим техникама најпознатије су импулсно сушење, сушење ваздушним млазом или млазом прегрејане водене паре (*impigement*), сушење прострујавањем (*through-air*), и сушење технологијом *condebelt*. Од свих ових техника једино је сушење ваздушним млазом комерцијално примењено у папирној индустрији. Предност ове технологије је знатно већи интензитет сушења, мања инертност и компактност уређаја док је потрошња енергије у већој или мањој мери подједнака са сушењем папира на ротирајућим сушним цилиндрима [1].

Почев од 60-их година прошлог века сушне секције су биле конструктивно изведене са сушним цилиндрима постављеним у два реда од којих је сваки био опремљен сопственим филцом (слика 1а). Филц се води преко сушних цилиндара а усмерава се помоћу водећих ваљака тако да је папирна трака притиснута филцом при прелазу преко цилиндра. Кретање папирне траке кроз сушну секцију је такво да је наизменично у контакту са доњом и горњом групом цилиндара. Око 2/3 површине сушног цилиндра је у сталном контакту са папирном траком која се суши. Предност ове конфигурације лежи у чињеници да сви цилиндри учествују у испаравању воде и сушењу папира. Због недовољне потпоре папирне траке на прелазима између цилиндара, ову конфигурацију је могуће користити само при мањим брзинама папир машине или при крају сушне секције где је удео суве материје у папирној траци већи [7]. Код ове конфигурације јавља се проблем настајања ваздушних џепова. Наиме услед лакшег одвођења ваздуха засићеног воденом паром са ивица папирне траке може доћи до значајне разлике у влажности по ширини папирне траке. Брже сушење ивица папирне траке може довести до појаве набора, витоперења и коначно до пуцања папирне траке.

Са повећањем брзине папир машина, витоперење и кидање папирне траке у почетним сушним групама је постало један од највећих проблема у производњи. Да би се превазишао овај проблем уведена је једнофилчана конфигурација (слика 1б) која се првобитно користила само у првим сушним групама на почетку сушне секције (1976. године) а касније, током 90-их година, целокупне сушне секције су биле изведене као једнофилчане. Код ове конфигурације папирна трака је увек у

контакту са филцом што елиминише проблеме као што су истезање и пуцање траке. Због непостојања ваздушних џепова и дужег расположивог времена за испаравање, када трака није у контакту са сушним цилиндром, јавља се равномернија расподела влажности папирне траке по њеној ширини. Ова иновација омогућила је драстично повећање брзине папир машине. Недостатак ове конфигурације је то што се на доњем реду сушних цилиндара филц налази између папирне траке и површине цилиндра тако да су ови цилиндри неефикасни у смислу размене топлоте [7]. Због смањеног капацитета сушења потребан је већи број цилиндара што захтева дужу сушну хаубу и машински халу.



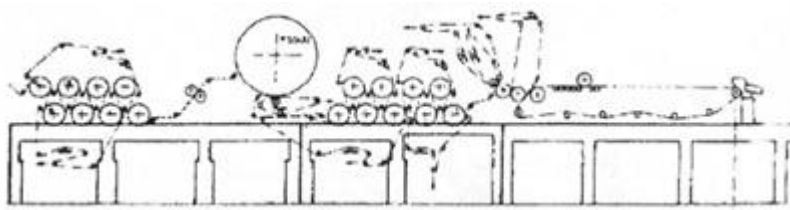
Слика 1. Вишецилиндричне сушне секције: (а) дворедна конфигурација са два филца, (б) дворедна конфигурација са једним филцом, (в) једноредна конфигурација [16]

При већим брзинама машине због струјања ваздуха у сушној хауби и центрифугалних сила угрожена је стабилност вођења папирне траке. Овај проблем је решен увођењем вакуумских уређаја на местима одвајања папирне траке од сушних цилиндара, ожљепљавањем доњих цилиндара или заменом доњег реда сушних цилиндара са вакуумским ваљцима, тзв. једноредна конфигурација (слика 1в). Ова унапређења не само да решавају проблеме са вођењем папирне траке већ доприносе и бољем квалитету папира. Вакуум ваљци су повољни из два разлога:

омогућавају бољи контакт између папира и филца и смањују ефекат попречног скупљања папирне траке [7].

Вишецилиндрична сушна секција обично се састоји од 5 до 7 независних сушних група. Свака сушна група опремљена је посебним филцом и погонским системом. Овим се омогућава подешавање потребне брзине папирне траке на свакој сушној групи чиме се регулише затегнутост и елиминише скупљање траке у правцу кретања кроз машину.

У пракси постоје и друге комбинације распореда сушних цилиндара од којих је најинтересантнија конфигурација која комбинује класични дворедни систем са глет (*Yankee*) цилиндром (слика 2). Овај цилиндар повећава удео суве материје у папирној траци са 65 на 75 % и користи се за обезбеђивање потребне глаткоће нарочито код производње амбалажних папира и картона [7].



Слика 2. Конфигурација сушне секције са глет цилиндром [17]

Сушни цилиндри израђени су од ливеног гвожђа, пречника најчешће 1,5 m или 1,8 m, а код глет цилиндра до 7 m. Ширина цилиндра је 1,5 до 10 m, а дебљина зида омотача од 25 до 40 mm за притиске до 1000 kPa. Цилиндри новије конструкције имају уграђене шипке или оребрења са унутрашње стране који интензивирају турбуленцију кондензата и омогућавају боље и равномерније преношење топлоте. Вакуумски ваљци који се користе код једноредних сушних група имају пречник од 0,6 до 1,5 m. Површина ових ваљака има канале и отворе чиме се обезбеђује контакт са папирном траком применом вакуума реда неколико kPa.

Сушна секција на картон машини обично има више цилиндара него на машини за производњу папира. Много већа количина воде коју треба испарити из картона условљава потребу за већим бројем сушних цилиндара. С обзиром да

картон машине обично имају мање брзине, већина је испод 500 m/min, најчешће су у употреби двофилчане конфигурације [7].

Сушење папира на сушним цилиндима који се загревају воденом паром је релативно повољно у смислу енергетске ефикасности. Процес се одвија у затвореној хауби што омогућава рекуперацију отпадне топлоте при високој температури тачке росе. Вишецилиндрична сушна секција има и одређене мане у поређењу са другим методама сушења а то су велики габарити машине, спор одзив и велика термичка акумулација система [7].

Независно од примењеног метода сушења, сушне секције морају да задовоље следеће основне критеријуме [7]:

1. Капацитет сушења. Процес сушења треба да буде ефикасан са минималним ангажовањем машинске опреме. Опрема за сушење је габаритна и скупа. Папир машина чини преко 50 % од укупних инвестиционих трошкова приликом изградње нове фабрике за производњу папира [1]. Конструкција сушне секције треба да обезбеди максимални јединични интензитет испаравања за све типове папира који се производе.

2. Профил испаравања. Профил испаравања дуж сушне секције је нарочито важан из разлога што варијације у дистрибуцији влаге у сушној хауби могу да доведу до променљивих карактеристика папира и да утичу на продуктивност.

3. Продуктивност сушне секције. Овај параметар је изузетно важан за ефикасност производног процеса. Пуцање траке које се дешава у сушној секцији је најчешћи узрок прекида у производњи. Утицај овог параметра расте са порастом брзине кретања траке на машини.

4. Енергетска ефикасност. Конструкција вентилационог система хаубе сушне секције и система за дистрибуцију водене паре и кондензата треба да буде таква да се минимизира потрошња енергије у процесу сушења а да се вишак топлоте поново искористи у процесу сушења или на некој другој секцији машине.

Као извор топлоте код конвенционалних сушних цилиндара користи се водена пара. Енергија неопходна за процес сушења ослобађа се кондензацијом водене паре на унутрашњој површини сушног цилиндра. Топлота се преноси са

паре на папирну траку кроз зид цилиндра при чему наилази на неколико отпора: отпор преносу топлоте кроз слој кондензата на унутрашњој површини цилиндра, отпор при провођењу топлоте кроз омотач сушног цилиндра, контактни отпор приликом прелаза топлоте са површине цилиндра на папир и отпор провођењу топлоте у самој папирној траци.

Сушна секција је енергетски најинтензивнији део папир машине. Одстрањивање воде у сушној секцији учествује са преко 50 % у укупним трошковима за енергију на целој папир машини [12].

Потрошња енергије на папир машини зависи од типа и граматуре папира. У табели 1 су приказане типичне вредности специфичне потрошње топлотне и електричне енергије на папир машини у зависности од типа папира.

Табела 1. Специфична потрошња енергије на папир машини по тони финалног производа у зависности од типа папира [18]

Тип папира	Потрошња паре (kWh/t)	Потрошња електричне енергије (kWh/t)	Удео паре као енергента у односу на укупну потрошњу (%)
Новински папир	1.500	630	70
Садржи дрвену масу, без премаза	1.528	680	69
Садржи дрвену масу, са премазом	1.417	820	63
Без дрвене масе, без премаза	2.000	670	75
Без дрвене масе, са премазом	2.139	900	70
Флутинг-Лајнер	1.944	800	71

У зависности од типа и граматуре папира потрошња енергије креће се у опсегу од 5 до 7 GJ/t за топлотну и 600 до 1.000 kWh/t за електричну енергију. Водена пара учествује са приближно 70 % у укупној потрошњи енергије. Код производње папира однос утрошене топлотне и електричне енергије износи 70:30 [18]. Према другом извору потрошња топлотне енергије на картон машини износи оквирно 5,8 GJ/t а потрошња електричне енергије 554 kWh/t [19]. Референтне вредности за специфичну потрошњу топлотне енергије код производње амбалажног папира од рециклираних секундарних влакана износе од 4 до 6,5 GJ/t, при чему се најнижа вредност односи на машине са примењеном ВАТ технологијом [15]. За потребе сушења папира у сушној секцији се утроши и до 80 % од укупне топлотне енергије што ову секцију чини највећим потрошачем енергије на папир машини [18]. Код вишецилиндричних сушних секција однос преноса топлоте је 80:20 у корист кондукције у односу на конвекцију док код глет цилиндра овај однос износи 50:50 или 25:75 што зависи од тога да ли су хаубе глет цилиндра грејане воденом паром или димним гасовима [20].

Енергија потребна за испаравање воде из папирне траке је фиксирана и одређена законима термодинамике и минимално износи 2.550 kJ/kgH₂O [21]. У реалним условима специфична потрошња топлотне енергије је већа и оквирно износи 3.000 kJ/kgH₂O због тога што се део енергије потроши на загревање папира и ваздуха у хауби а део изгуби у околину [7].

У овом погледу практично нема могућности да се направе неки значајни помаци по питању енергетске ефикасности. Највећи потенцијали за уштеде у потрошњи енергије на сушној секцији најчешће се могу пронаћи код система за дистрибуцију паре и ваздуха за вентилацију сушне хаубе као и код система за рекуперацију отпадне топлоте [7].

Сушна секција папир машине може генерално да се подели на четири целине:

1. Парно-кондензни систем,
2. Сушна хауба са системом вентилације,
3. Систем за рекуперацију топлоте,
4. Секција за сушење премаза.

2.1.1 Парно-кондензни систем

Места на којима се троши водена пара на папир машини су сушни цилиндри, размењивачи топлоте за загревање ваздуха за вентилацију сушне хаубе и парне касете на секцији преса. На типичној папир машини од укупне потрошње паре на парним касетама утроши се 4 %, на размењивачима топлоте 5 %, губитак на кондензатору је до 10 % а остатак паре од 81 % се утроши на сушним цилиндрима [22]. Специфична потрошња паре на сушним цилиндрима износи од 1,2 до 1,4 kg/kgH₂O а у систему за вентилацију сушне хаубе од 0,15 до 0,18 kg/kgH₂O при чему се мање вредности односе на системе са рекулацијом отпадне топлоте [23].

Парно-кондензни систем се најчешће изводи као каскадни, термокомпресорски или комбинација ова два система. Системи се разликују пре свега по величини и броју сушних група и броју контролора за притисак. У једном систему могу постојати значајне разлике при производњи различитих врста папира које потичу од следећих фактора: расположиви притисак паре, брзина машине, граматура папира, удео суве материје у папирној траци након партије преса итд.

Водена пара се производи у котларници на парним котловима и до папир машине се дистрибуира пароводима. Коришћење сувозасићене паре ниског притиска обезбеђује високу ефикасност преноса топлоте. Температура водене паре у сушним цилиндрима мора бити за 20 до 30 °C виша од потребне температуре на површини сушног цилиндра. Температура односно притисак сувозасићене паре зависи од врсте папира који се производи, капацитета сушне секције и броја сушних цилиндара. У каскадним системима најчешће се користи пара притиска 2 до 5 bar, температуре 120 до 150 °C [7].

За ефикасан пренос топлоте на сушним цилиндрима потребно је обезбедити континуално одвођење кондензата. Одвођење кондензата се врши сифонима, стационарним или ротационим. Разлика притиска паре испред сушног цилиндра и кондензата на излазу из цилиндра је реда величине 10 до 70 kPa. Овим се обезбеђује одвођење дела некондензоване паре као и ваздуха и других гасова који се не могу кондензовати. Разлика притиска изазива кретање водене паре, при

чему пара захвата кондензат претварајући га у капи при уласку у сифон. Количина паре која се одводи са кондензатом (*blow-through*) је код стационарних сифона 10 до 20 %, а код ротационих 25 до 30 % [7].

Каскадни систем се примењује у спреси са стационарним сифонима, или када је доступна само пара ниског притиска. Главна сушна секција садржи 50 до 60 % од укупног броја сушних цилиндара и у њој се користи пара највишег притиска. Кондензат се са делом некондензоване паре одводи у сепаратор у коме се раздвајају кондензат и отпарак. Отпарак из сепаратора се користи у цилиндрима који користе пару нижег притиска. Отпарак из цилиндара који су на најнижем притиску (вакууму) одводи се у водом хлађени кондензатор где се кондензује и одводи у котларницу. Систем је релативно једноставан и захтева ниже притиске паре али је ограничен у смислу контроле капацитета сушења.

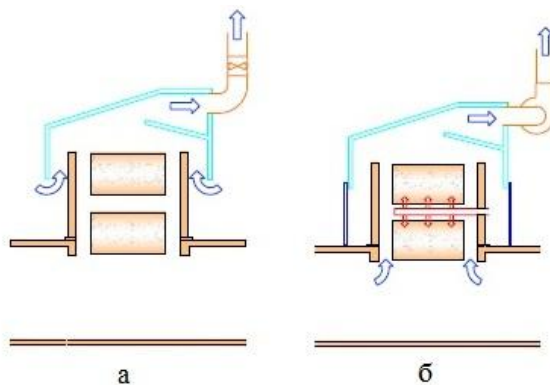
Термокомпресор је уређај који користи пару високог притиска за усисавање паре ниског притиска при чему на излазу даје пару средњег притиска. Уређај се користи у парно-кондензним системима са високим степеном аутоматизације и широким спектром контроле притисака и капацитета сушења. Недостатак система је потреба за паром високог притиска (обично 10 до 15 bar) [20].

Каскадни термокомпресорски систем се користи када је потребна независна контрола појединих сушних група у оквиру сушне секције уз минималну потрошњу паре средњег притисака за напајање сушних цилиндра. Овакви системи се најчешће користе приликом реконструкције постојећих парно-кондензних система са ротационим сифонима. Примена ових система омогућава бољу контролу диференцијалног притиска у сушним цилиндрима и већу ефикасност сушења.

2.1.2 Хауба сушне секције

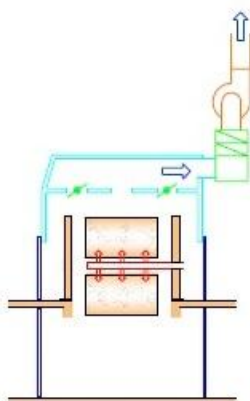
На првим папир машинама сушна секција је била изведена са отвореном хаубом. Вода која испари из папира се ослобађала у машинску халу и била је избачена у атмосферу преко крова хале (слика 3а). Услови комфора за раднике су били веома лоши као и услови за производни процес јер је кондензација влаге

била присутна свуда а сама папир машина и машинска хала су биле изложене корозији и продору влаге у грађевинску конструкцију. Унапређење сушне секције је подразумевало изведбу са полуотвореном сушном хаубом без подрумског омотача која је била опремљена системом за вентилацију ваздушних џепова (слика 3б).



Слика 3. Сушна хауба: (а) отворена, (б) полуотворена [24]

Модерне папир машине су изведене са затвореним сушним хаубама и опремљене системима за вентилацију ваздушних џепова и рекулацију отпадне топлоте (слика 4). У овом случају панели сушне хаубе физички потпуно раздвајају сушну секцију од машинске хале.



Слика 4. Затворена сушна хауба са рекулацијом отпадне топлоте [24]

Сушна хауба и њен вентилациони систем морају да испуне низ важних функција [7]:

1. Прикупљање и одвођење воде која испари у процесу сушења,

2. Обезбеђивање контролисане атмосфере за процес сушења,
3. Побољшање ефикасности коришћења енергије,
4. Побољшање производних капацитета машине не само повећањем брзине папирне траке него и одговарајућом дистрибуцијом и регулацијом ваздушних токова дуж целе сушне хаубе,
5. Одржавање оптималних радних услова у производној хали у погледу температуре, влажности и буке,
6. Заштита грађевинског омотача производне хале и машина које су смештене унутар ње од влаге и корозије,
7. Смањење емисија буке и влаге изван производне хале.

Веома битан процесни параметар при сушењу папира је температура тачке росе. Произвођачи модерних сушних секција гарантују температуре тачке росе до максимално 62 °C. У пракси постоје машине које раде и са вишим температурама тачке росе али навећи број машина са затвореним хаубама ради на температурама тачке росе од 55 °C и нижим. Што је виша температура тачке росе већа је и могућност да ће доћи до кондензације влаге унутар хаубе што се у процесу производње папира мора по сваку цену спречити. Међутим, што је виша температура тачке росе већа је и количина влаге која може бити садржана у јединици запремине ваздуха што значи да је потребна мања количина ваздуха да би се из хаубе одвела иста количина влаге из папирне траке. Повишење температуре тачке росе са 55 на 70 °C смањује специфичну потрошњу енергије за 8 % [1]. Код машина са значајним варијацијама у интензитету испаравања, неопходна је контрола влажности ваздуха на излазу из хаубе. Код мање интензивног испаравања потребно је обезбедити што мање протоке ваздуха на излазу из хаубе. На овај начин, могуће је обезбедити високу влажност ваздуха на излазу из хаубе у свим радним условима што доприноси већој енергетској ефикасности производног процеса.

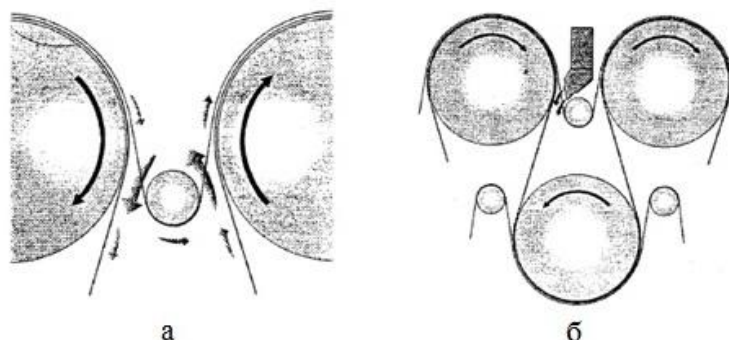
2.1.3 Вентилација ваздушних цепова

Систем за вентилацију хаубе сушне секције има улогу да доведе свеж загрејан ваздух са малим садржајем влаге и одведе засићен влажан ваздух из

сушне хаубе. Уобичајено је да се ваздух доводи на местима на којима се очекује највећи интензитет испаравања влаге [1]. Да би се обезбедило ефикасно сушење папира неопходно је континуално одводити засићен ваздух из хаубе како би се осигурала разлика у концентрацији водене паре на површини папира и ваздуху који га окружује што представља главну покретачку силу за процес сушења.

Правилна вентилација и расподела ваздуха у сушној хауби битно утиче на интензитет сушења и уједначеност влажности папирне траке. Овај проблем је нарочито присутан на сушним секцијама са два филца због настајања ваздушних џепова у којима се задржава ваздух са високим садржајем влаге.

Модерни филчеви у одређеној мери омогућавају струјање ваздуха и вентилацију ваздушних џепова (слика 5а). Међутим за добру вентилацију ваздушних џепова неопходна је додатна механичка вентилација (слика 5б). Вентилатори потискују свеж загрејан ваздух кроз филц и на тај начин вентилирају ваздушне џепове засићене воденом паром.

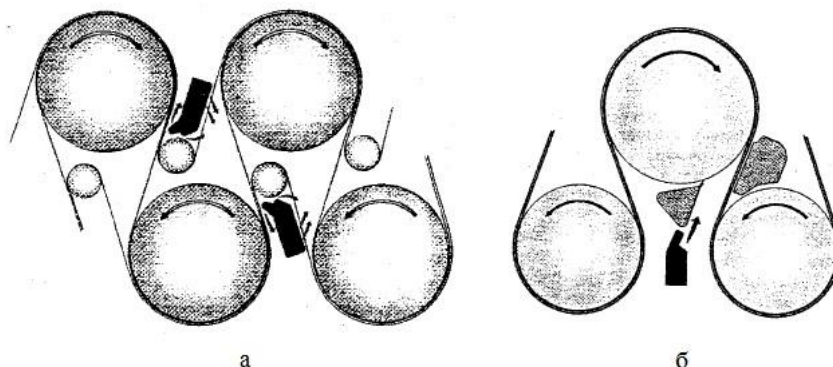


Слика 5. Вентилација ваздушних џепова: (а) природна, (б) механичка [16]

Код асиметричног распореда сушних ваљака, који се користи да би се смањио пут папирне траке на коме она није у контакту са филцом (слика 6а), дуваљке имају функцију да вентилирају ваздушне џепове и обезбеде контакт између филца и папирне траке. Са једне стране дуваљке остварује се потпритисак који извлачи ваздух кроз филц, односно обезбеђује налегање папирне траке на филц. Са друге стране ваздух за вентилацију џепова се убацује кроз филц.

Једнофилчане конфигурације сушних цилиндара се вентилирају на начин приказан на слици 6б. Код ових система не постоје класични ваздушни џепови

већ се вентилација врши ради постизања униформног профила сушења у попречном правцу.



Слика 6. Вентилација ваздушних џепова: (а) код асиметричне двофилчане и (б) једнофилчане конфигурације [16]

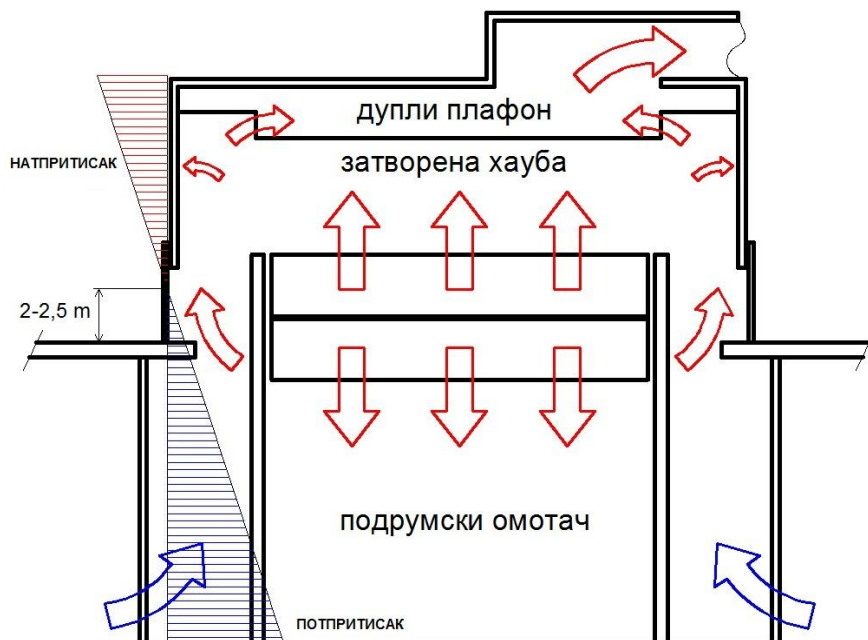
Влажност ваздуха у ваздушним џеповима код сушења картона је обично 200 до 300 gH₂O/kg при чему механичка вентилација ваздушних џепова може да повећа интензитет сушења за 2 до 10 % у поређењу са ситуацијом када џепоци нису вентилирани [7].

Прекомерно загревање свежег ваздуха који се уводи у сушну хаубу у парним размењивачима топлоте је непотребно и доводи до веће потрошње енергије при чему се не постиже побољшање капацитета и интензитета сушења. Свеж ваздух је потребно загрејати на температуру која обезбеђује да неће доћи до кондензације влаге унутар хаубе. Ова температура је обично у опсегу од 90 до 95 °C [1, 7]. Ради уштеда у потрошњи водене паре потребно је обезбедити да се загревање ваздуха у што већој мери оствари у систему за коришћење отпадне топлоте на сушној хауби и отпарком и кондензатом из парно-кондензног система.

2.1.4 Биланс ваздуха у хауби сушне секције

Разлика у густини ваздуха унутар и изван сушне хаубе изазива такозвани ефекат димњака, при чему ваздух из сушне хаубе који је на вишој температури од околног ваздуха тежи да напусти хаубу на отворима у горњој зони хаубе. Истовремено на отворима у доњој зони хаубе околни ваздух ниже температуре и веће густине тежи да уђе у хаубу. У одређеној приближно хоризонталној равни

притисак унутар хаубе ће бити једнак притиску који влада изван хаубе. Висина нивоа на коме долази до изједначавања притиска, која се може подешавати променом количине ваздуха који се доводи у хаубу, најчешће се налази на 2 до 2,5 m од радног нивоа у машинској хали (слика 7).



Слика 7. Биланс ваздуха у сушној хауби и позиција нивоа нултог притиска

Пожељно је да овај ниво буде у висини највећих отвора на хауби, напр. на местима где папирна трака улази и излази из хаубе, да би се смањила инфилтрација и ексфилтрација ваздуха. Горња ивица бочних врата на хауби је такође једно од потенцијалних места цурења ваздуха.

Потпритисак који влада у подрумском делу хале узрокује прострујавање хладног ваздуха из овог простора у сушну хаубу. Температура овог ваздуха је обично 20 до 30 °C. Ово негативно утиче на потрошњу енергије у сушној секцији. Такође постоји ризик од кондензације влаге када се хладан ваздух из подрумског простора помеша са влажним ваздухом унутар хаубе.

Вода која испари из папира одводи се са ваздухом који струји кроз простор дуплог плафона који се простире дуж читаве сушне хаубе. Неке конструкције хауба подразумевају једноструки или двоструки каналски пленум уместо дуплог плафона.

Утицај различитих интензитета испаравања влаге на различитим местима у хауби може се компензовати подешавањем протока ваздуха на излазу из хаубе и регулационим клапнама унутар дуплог палфона или каналског пленума. На овај начин, могуће је контролисати и оптимизирати проток влажног ваздуха на излазу а тиме и његову влажност на свакој сушној групи унутар сушне хаубе.

Сушна хауба треба да буде одговарајуће изолована да би се редуковали губици топлоте. Температуре на унутрашњој страни хаубе треба да буду довољно високе да би се избегла кондензација влаге из ваздуха. Хауба је најчешће направљена од сендвич панела (слој изолације између два алуминијумска лима) који треба да буду уклопљени у конструкцију хаубе тако да се избегну топлотни мостови. Модерне хаубе и панели од којих су сачињене су пројектовани тако да омогуће влажности ваздуха чак и до 200 gH₂O/kg без опасности од кондензације влаге [25].

Да би сушна хауба могла да ради са ваздухом високе влажности и малим процентом инфилтрираног ваздуха мора да буде конструисана тако да омогући високе вредности температуре тачке росе и да буде добро заптивена. Уобичајено је да картон машине раде са вишим влажностима ваздуха на излазу из хаубе него машине за штампарски папир због тога што су нивои температуре ваздуха унутар хаубе виши због вишег притиска паре у сушним цилиндрима [7].

Системи за дистрибуцију свежег ваздуха у хауби најчешће нису неопходни уколико постоје одговарајући системи за вентилацију ваздушних цепова. Ови системи се употребљавају да би се постигао минимални биланс ваздуха у хауби у ситуацијама када је количина ваздуха која се доводи за вентилацију ваздушних цепова толико велика да ствара витоперење папирне траке и угрожава њену стабилност. Однос (биланс) ваздуха који се механичким путем доводи и одводи из хаубе је на нивоу од 50 до 80 % у зависности од типа, старости и конструкције хаубе и врсте папира која се прозводи [24]. Преостала количина ваздуха се инфилтрира у хаубу преко отвора на подрумском омотачу.

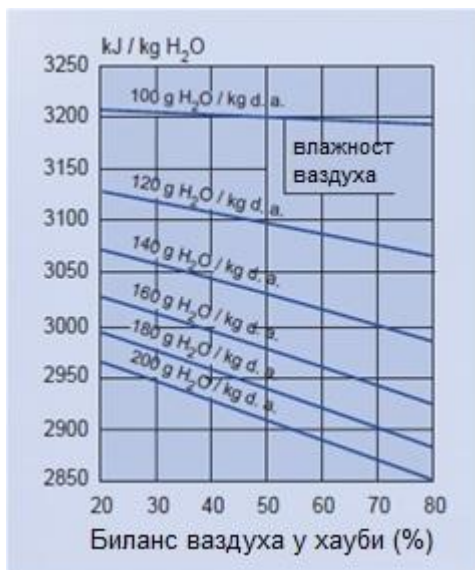
Типични процесни параметри за полуотворене, затворене и високоучинске хаубе су приказани у табели 2.

Табела 2. Процесни параметри на полуотвореним, затвореним и високоучинским сушним хаубама [7, 24]

	Јединица	Високоучинске затворене хаубе	Затворене хаубе	Полуотворене хаубе
Ваздух на излазу из хаубе				
Апсолутна влажност	gH ₂ O/kg	160-180	120-140	40-70
Температура	°C	80-90	75-80	50-60
Температура тачке росе	°C	61-63	53-57	37-46
Специфична потрошња свежег ваздуха	kg/kgH ₂ O	6-7	9-12	20-30
Потенцијал за рекулперацију отпадне топлоте	% од потенцијала високоуц. хаубе	100	75	40
Свеж ваздух на улазу у хаубу				
Температура након рекулператора топлоте	°C	60-65	55-65	30-40
Температура на улазу у хаубу	°C	90-100	90-100	40-60
Пројектовани биланс ваздуха	%	70-80	55-70	30-50

Да би се процесни параметри одржали на оптималном нивоу потребан је аутоматски систем за управљање вентилационим системом сушне хаубе. Једноставнији управљачки системи одржавају на жељеним вредностима параметре као што су влажност ваздуха на излазу из хаубе и биланс ваздуха у

хауби који значајно утичу на потрошњу енергије у сушној секцији (слика 8). Са напреднијим системима укључујући систем енергетског менаџмента могуће је постићи надзор и управљање већег броја процесних параметара што омогућава праћење њиховог међудејства и потрошњу енергије на различитим подсистемима укључујући парно-кондензни систем и систем за рекулерирацију отпадне топлоте [26].



Слика 8. Специфична потрошња топлотне енергије на сушној секцији папир машине у зависности од влажности и биланса ваздуха у сушној хауби [25]

2.1.5 Рекулерирација отпадне топлоте

Производња папира је енергетски интензиван процес у коме се ослобађају значајне количине отпадне топлоте. Приближно 90 до 95 % од топлотне енергије која се искористи за термичко сушење папира напусти хаубу сушне секције са влажним ваздухом, делимично у виду осетне топлоте а највећим делом у виду латентне топлоте водене паре [1]. Остатак топлоте се изгуби зрачењем и конвекцијом са хаубе сушне секције и загревањем папирне траке. Ови губици топлоте заједно са директним продором топлог ваздуха и водене паре из појединих делова машине који нису затворени хаубом или су недовољно заптивени, напр. секција за сушење премаза и парне касете у секцији преса, узрокују загревање ваздуха у машинској хали. Услед разлике у густини топао и влажан ваздух се помера навише ка плафону хале где бива избачен у атмосферу

посредством вентилационог система који се најчешће састоји од аксијалних вентилатора који су уграђени у плафон хале.

Поред ових извора отпадне топлоте услед лоше контроле, аутоматизације и ефикасности парно-кондензног система значајна количина топлоте се изгуби у кондензатору [23, 27]. Код модерних оптимизираних сушних секција губици топлоте на кондензатору не би смели да износе више од 3 % од укупне потрошње топлотне енергије на сушним цилиндрима [23]. Код старијих машина са ниским степеном аутоматизације овај проценат може значајно да порасте резултујући непотребним губитком енергије. Отпарак и кондензат из парно-кондензног система се могу искористити за предгревање свежег ваздуха уместо паре чиме се повећава ефикасност и економичност система и смањују губици топлоте на кондензатору [7].

Ваздух на потису вакуум пумпи такође одликују високе температуре и висок садржај влаге (60-100 gH₂O/kg) тако да је и овај извор отпадне топлоте погодан за рекулеријацију што се најчешће изводи преко рекулеријативног размењивача топлоте [7].

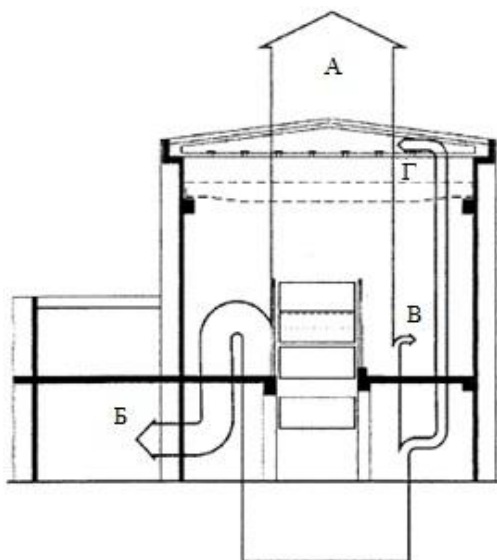
Рекулеријација отпадне топлоте из сушне хаубе значајна је због уштеде енергије, али и због заштите околине јер топао ваздух представља загађење за околину и у зимским месецима узрокује појаву магле. Ваздух из сушне хаубе се кроз вентилационе канале доводи до рекулеријативних торњева (најчешће 2 до 4 ком.) у којима се врши рекулеријација топлоте на различитим размењивачким површинама са различитим радним медијумима. Већи број торњева повећава инвестиционе трошкове система али се знатно смањује раздаљина на коју се транспортује влажан ваздух из хаубе и други флуидни токови чиме се смањују губици топлоте и трошкови за канале и цевоводе.

Принцип рекулеријације топлоте код сушне секције са отвореном хаубом је приказан на слици 9. Највећи део топлоте преда се у околину преко система за вентилацију машинске хале (А) док се мањи део топлоте искористи за загревање ваздуха у хали и простора дупле таванице машинске хале (Б, В и Г).

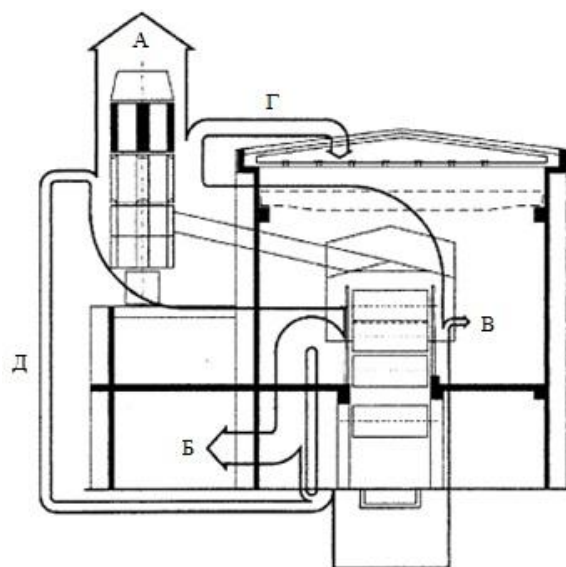
Токови влажног ваздуха и топлоте код сушних секција са полуотвореном хаубом приказани су на слици 10. Код оваквог система рекулеријација топлоте је на

нивоу од 20 %. У првом степену рекуперације загрева се ваздух који се уводи у подрумски простор хале (Д), док се другом степену загрева ваздух за вентилацију дуплог плафона хале (Г).

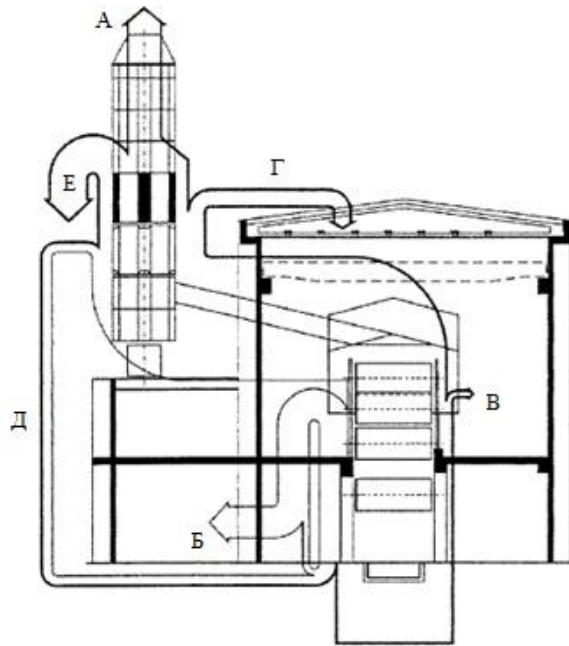
Топлотни токови код система са затвореним, изолованим сушним хаубама приказани су на слици 11. Овакви системи имају ефикасност и до 80 %, када се примењују три степена рекуперације. Трећи степен рекуперације се користи за загревање процесне воде која се користи у технолошком процесу (Е).



Слика 9. Рекуперација отпадне топлоте код отворене сушне хаубе [16]



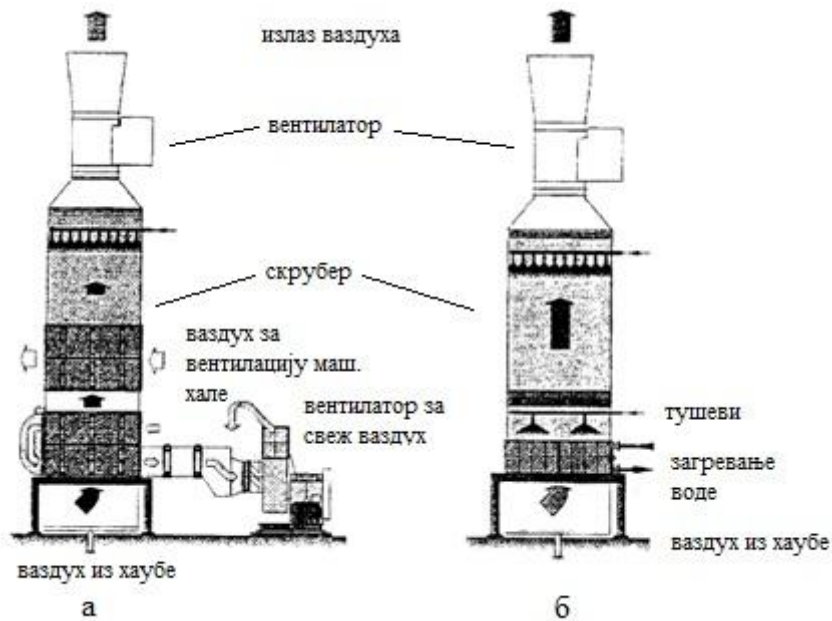
Слика 10. Рекуперација отпадне топлоте код полуотворене сушне хаубе [16]



Слика 11. Рекуперација отпадне топлоте код затворене сушне хаубе [16]

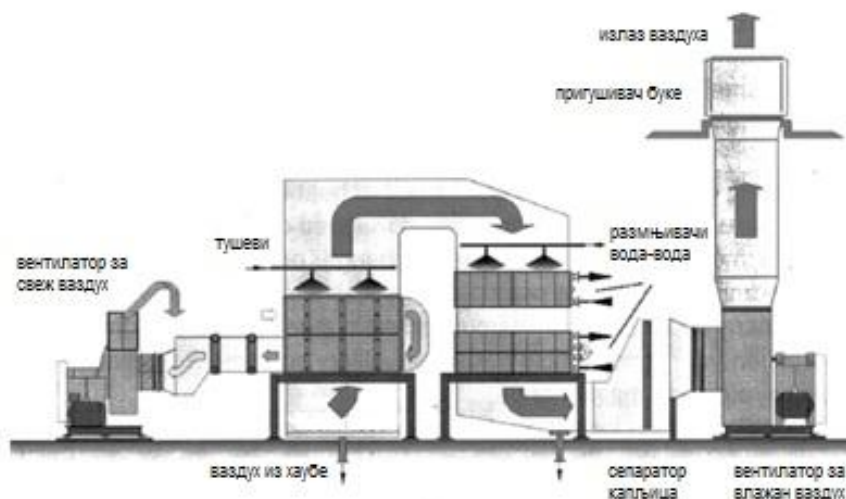
Од 70-их година прошлог века најчешћа конфигурација рекуперативних торњева је била таква да се у првом степену загревао свеж ваздух за сушну секцију (слика 12а). У другом степену загревао се ваздух за вентилацију машинске хале а у трећем степену се загревала процесна вода у скрубери.

Поред ове врсте торњева коришћени су и торњеви са преносом топлоте на воду која циркулише у топоводном систему (слика 12б). Топла вода се даље користи за загревање ваздуха којим се снабдева сушна хауба. Након проласка кроз размењивач топлоте ваздух-вода делимично охлађени ваздух из сушне секције одводи се у скрубери, где се загрева процесна вода, пре него што буде избачен у атмосферу помоћу вентилатора на врху торња. Предност овог система је уштеда простора по цену нешто ниже температуре на коју може бити предгрејан свеж ваздух.



Слика 12. Рекуперативни торњеви старије конструкције [16]

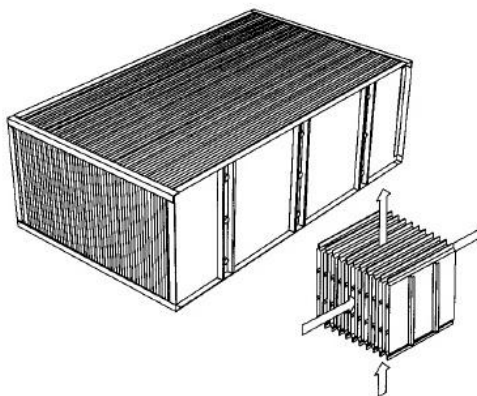
Модеран систем за коришћење отпадне топлоте (слика 13) најчешће се састоји од три степена рекулације при чему се у првом степену, у размењивачу топлоте типа ваздух-ваздух, предгрева свеж ваздух који се уводи у сушну хаубу. У другом и трећем степену рекулације топлоте у размењивачима типа ваздух-вода загрева се процесна вода, бела вода или вода која циркулише у топоводном систему грејања машинске хале.



Слика 13. Модеран систем за рекулацију отпадне топлоте [28]

Систем за рекуперацију отпадне топлоте на сушној секцији папир машине има важну улогу у економском аспекту производње папира. У модерним системима за рекуперацију отпадне топлоте у зимским условима може се искористити и до 50 % од унете енергије, односно у просеку до 2,24 GJ/t [29, 30].

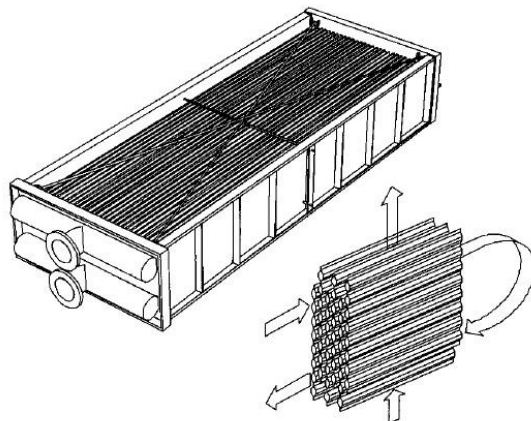
Размењивачи топлоте типа ваздух-ваздух су најчешће изведени као рекуперативни растављиви плочасти (слика 14) или цевни размењивачи топлоте. Влажан ваздух пролази кроз размењивач у вертикалном правцу а свеж ваздух за сушење у хоризонталном правцу. Поједине размењивачке јединице могу бити редно повезане у циљу повећања размењивачке површине а шема струјања може бити супротносмерна или унакрсна. Ваздух се обично предгрева до температуре 62 до 68 °С. Доминантан механизам размене топлоте између ове две ваздушне струје је принудна конвекција а може се јавити и кондензација у мањој мери. У реалним условима температурска ефикасност ових размењивача топлоте ретко прелази 60 % из техно-економских разлога (цена размењивача расте са порастом размењивачке површине односно габарита уређаја) [1]. Међутим и поред тога ови размењивачи најчешће имају кратак период отплате с обзиром да се предгревање свежег ваздуха одвија током целе године [24].



Слика 14. Плочасти размењивачи топлоте типа ваздух-ваздух [29]

Размењивачи топлоте типа ваздух-вода се састоје од низа размењивачких површина (плочастих елемената) који су упаковани у метални рам (слика 15). Вода пролази у комбиновано супротно смерном и унакрсном правцу кроз канале унутар плочастих елемената који се формирају лемљењем. Плочасти елементи су повезани са сабирником и разделником. Влажан ваздух пролази између елемената

у вертикалном правцу. Доминантан механизам размене топлоте је кондензација са стране влажног ваздуха и принудна конвекција са водене стране. Јединице размењивача могу бити спрегнуте у редну или паралелну везу.



Слика 15. Плочасти размењивачи топлоте типа ваздух-вода [29]

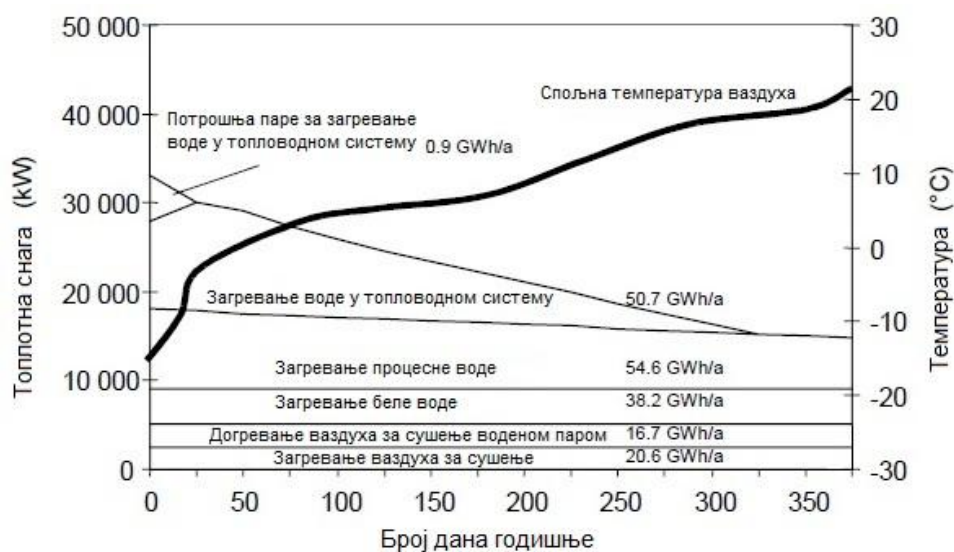
Директан контакт воде и влажног ваздуха је могућ у случају загревања воде за прање филчева или беле воде. У том случају вода се у скруберима у распршеном стању директно убризгава у ваздушну струју која је на вишој температури. Загрејана вода се одводи у сабирник где се филтрира, по потреби додатно загрева и дистрибуира до потрошача [24].

Плочасти размењивачи топлоте направљени су од танког лима од нерђајућег челика дебљине 0,5 mm. Пресовани челични лимови формирају канале за струјање воде. Могу се користити и добошасте размењивачи топлоте при чему влажан ваздух из сушне хаубе струји унутар цеви а у међуцевном (ануларном) простору струје свеж ваздух или вода [31].

Један од најчешћих проблема који се јављају код индиректне размене топлоте у рекуператорима је потреба за континуалним чишћењем размењивачких површина које су изложене запрљаним флуидним токовима. Системи са тушевима за прскање, спирање и прање размењивача су неопходни да би се обезбедио поуздан рад уређаја. Значајно запрљање и загушење размењивача не само да доприноси смањењу перформанси система за рекулацију топлоте већ смањује и капацитет система за одвођење ваздуха из сушне хаубе чиме директно утиче на радне перформансе машине.

Системи за загревање свеже воде или мешавине воде и гликола обично немају проблема са запрљањем размењивачких површина са водене стране. Са друге стране бела вода има високу концентрацију папирних влакана и садржи различите пунице и остале примесе које повећавају ризик за стварање наслага унутар канала размењивача топлоте.

Код димензионисања рекуператора топлоте морају се узети у обзир инвестициони и експлоатациони трошкови, габарити расположивог простора за смештање опреме и топлотни конзум потрошача. Потрошња топлоте за загревање свежег ваздуха и беле воде је практично константна током целе године. Уобичајено је да се свеж ваздух узима из простора хале на температури 28 до 30 °C док је температура беле воде блиска температури воде у натоку (обично 55 °C). Са друге стране потребе за загревањем процесне воде и воде која циркулише у систему грејања машинске хале зависе од спољне температуре ваздуха. Дијаграм топлотног конзума на примеру фабрике папира у скандинавским климатским условима приказан је на слици 16.



Слика 16. Дијаграм топлотног конзума потрошача топлоте у зависности од спољне температуре ваздуха [29]

Са дијаграма се види да је искоришћеност отпадне топлоте за загревање ваздуха за сушење у првом степену рекулације релативно мала (12,5 %) у поређењу са другим и трећим степеном рекулације.

Систем за рекулперацију отпадне топлоте је веома осетљив на промене стања процесних параметара у сушној секцији папир машине и улазних параметара токова ваздуха и воде који се загревају. Уколико су поремећени радни параметри једног елемента система поремећај ће се пренети и на друге елементе што ремети оптималну конфигурацију и утиче на смањење ефикасности целокупног система. Најважнији параметри који утичу на перформансе система за рекулперацију топлоте су масени протоци и улазне температуре свих процесних флуида и влажност засићеног ваздуха као извора топлоте. Већа влажност ваздуха на улазу у систем за рекулперацију топлоте утиче на повећање његове ефикасности због интензивније кондензације водене паре на размењивачким површинама [29].

Након рекулперације отпадне топлоте ваздух из сушне хаубе се ослобађа у атмосферу на релативно ниским температурама 40 до 50 °C [7]. Температура зависи од типа система за коришћење отпадне топлоте и топлотног конзума потрошача током различитих временских сезона у току године. Услед великих масених протока ваздуха расположива отпадна топлоте је и даље значајна. Међутим, температурски ниво отпадног ваздуха је сувише низак да би се ова топлота искористила на економичан начин. У неким случајевима топлотне пумпе су успешно коришћене за повишење температурског нивоа отпадне топлоте у папирној индустрији чак за 50 до 70 °C [32]. Економичност овог система у великој мери зависи од цене енергената али је извесно да ће у будућности постојати услови за њихову економску и техничку оправданост.

Анкета која је спроведена међу 46 фабрика папира у Немачкој је утврдила да се у око 70 % фабрика користи отпадна топлота са папир машине за загревање свежег ваздуха који се користи у сушној секцији. Коришћење отпадне топлоте за загревање свеже воде и беле воде се спроводи у 30 % и 40 % фабрика, респективно. Коришћење отпадне топлоте са секције за сушење премаза је мање заступљено и користи се у 20 % компанија за потребе загревања ваздуха који се уводи у сушну хаубу и у свега 5 % компанија за предгревање свеже воде [27]. Према томе чак и у технолошки високо развијеним земљама постоје потенцијали за унапређење енергетске ефикасности производног процеса рекулперацијом отпадне топлоте.

2.1.6 Секција за сушење премаза

Одређене врсте папира попут штампарског или амбалажног у технолошком поступку подразумевају наношење и сушење премаза који може да се јави у форми скроба, штампарског премаза или лепила. Премаз може да учествује и до 30 % у укупној маси финалног производа [1].

Учешће појединих технологија на постојећим папир машинама за сушење премаза је следеће: сушни цилиндри 35 %, терморацијациони, односно инфра-црвени (ИЦ) сушачи 15 %, сушење млазом ваздуха, односно ваздушни сушачи 50 % [7].

Код ваздушних сушача (*impingement drying*) ваздух и димни гасови, који су загрејани на високу температуру (до 500 °С) сагоревањем фосилног горива, усмеравају се директно на папирну траку при великој брзини (80 до 120 m/s). Процес је затворен хаубом што омогућава рецикулацију дела влажног ваздуха и гасова и рекулацију отпадне топлоте у циљу смањења потрошње примарне енергије. Интензитет испаравања водене паре може да износи и преко 100 kgH₂O/(m²·h) у поређењу са 25 до 40 kgH₂O/(m²·h) колико износи на сушним цилиндрима [19].

Код ваздушних сушача папирна трака је у потпуности ослоњена на филц а сушење се остварује конвекцијом. Предност ове технологије је скраћење сушне секције због тога што једна јединица може да замени 2 до 3 сушна цилиндра. Поред тога, мања термичка инертност сушача омогућава бржу регулацију капацитета сушења што може бити значајно у случајевима честе промене граматуре папира који се производи [7].

Сушење терморацијационим сушачима налази своју примену и оправдање у случајевима када се захтева брзо и интензивно сушење површинског слоја материјала. Опсег густине протока топлоте достиже вредности 4,5 до 11 kW/m² [33] а интензитет испаравања 70 до 120 kgH₂O/(m²·h) [7]. Енергија се преноси на папирну траку путем електромагнетних таласа кратких таласних дужина (0,76 до 2 μm) код електричних сушача, односно средње таласних дужина (2 до 4 μm) код грејача са димним гасовима. Инфра-црвени зраци продиру унутар папирне траке и

на том путу бивају постепено апсорбовани. Емисивност папирне траке је типично 0,8 до 0,9 [7].

На ваздушним сушачима са затвореним хаубама могу се постићи уштеде у потрошњи топлотне енергије од 10 до 40 % у поређењу са конвенционалним терморацијационим сушачима стим да је потрошња електричне енергије већа за 5 %. Типична потрошња топлотне и електричне енергије за сушење амбалажног папира и картона на ваздушним сушачима износи од 3,23 до 4,2 GJ/t и од 315 до 470 kWh/t, респективно [34].

2.2 ВЕНТИЛАЦИЈА ПРОИЗВОДНЕ ХАЛЕ

Вентилација машинске односно производне хале неопходна је због побољшања и уједначавања услова за сушење папира у сушној секцији папир машине, побољшања радних услова у самој хали, смањења трошкова за одржавање грађевинског омотача хале, смањења контаминације финалног производа и продужења радног века опреме у хали. Систем за вентилацију хале има два примарна задатка [35]:

1. Одвођење влажног, контаминираниог и топлог ваздуха из хале,
2. Довођење свежег ваздуха који учествује у технолошком процесу (процес сушења у сушној хауби или код вакуум система).

Ваздух у производној хали може да садржи значајну количину водене паре и прашине и често са собом носи значајну количину енергије. Највише водене паре се ослободи у хауби сушне секције а значајне количине водене паре се генеришу и у секцији формера и секцији преса. Водена пара која се са поменутих извора локално ослободи у халу транспортује се по читавој хали првенствено конвекцијом и у извесној мери дифузијом. Уколико је парцијални притисак водене паре у ваздуху већи од притиска засићења, који зависи од локалне температуре ваздуха, доћи ће до кондензације водене паре из ваздуха и појаве магле. Локална температура ваздуха у хали је функција количине свежег ваздуха који се уводи у халу, добитака топлоте од производног процеса и опреме, и губитака топлоте кроз грађевински омотач хале.

Добици топлоте значајно варирају у зависности од типа и стања машинске опреме као и од типа папира који се на машини производи. У одсуству информација о добицима топлоте и водене паре у хали ранија пракса је била да се вентилациони систем димензионише према препорученом броју измена ваздуха, 10 1/h у зимским и 15 1/h у летњим условима [36]. Уколико вентилациони систем не задовољава жељене услове тенденција је да се повећа број измена ваздуха што повећава потрошњу енергије. Оквирне вредности добитака топлоте и водене паре, које су дате у литератури [35, 36], могу се узети као полазна основа при пројектовању вентилационих система у случају да не постоје реалне вредности за конкретан случај.

2.2.1 Струјање ваздуха у хали

Струјање ваздуха унутар хале је функција притиска, моментних сила и густине ваздуха. У већини случајева ваздух струји линијом најмањег отпора из зона са повишеним притиском ка зонама са нижим притиском. У случају када се ваздух за вентилацију дистрибуира преко вентилационих канала и дистрибутивних елемената, његов почетни момент одређује карактер струјања све док не дође до дисипације кинетичке енергије након чега пресудни утицај на кретање ваздуха има природна конвекција и сила потиска.

Због разлике у густини ваздуха у хали и изван ње долази до продора хладног и сувог ваздуха из околине на нижим нивоима хале док се са друге стране загрејан и влажан ваздух (који се одликује мањом густином) услед силе потиска подиже до нивоа плафона хале. Према томе у машинској хали увек је присутан градијент температуре ваздуха по висини хале. Ако се у халу доводи и одводи подједнака количина ваздуха за вентилацију, равнотежни ниво притиска ће бити позициониран у нивоу међуспрата са натпритиском изнад и потпритиском испод тог нивоа. Изнад овог нивоа ваздух ће тежити да изађе из хале кроз процепе и незаптивености док ће испод њега спољашњи ваздух тежити да уђе унутар хале.

2.2.2 Елементи вентилационог система

Правилно димензионисан и пројектован систем вентилације производне хале треба да обухвати све изворе топлоте, водене паре и чврстих честица пре него што се загрејан, влажан и контаминиран ваздух распростре даље по производној хали. Водена пара која се ослободи на мокром крају машине, у секцији формера и преса, и код хаубе сушне секције главни је разлог лоших радних услова у хали. Модеран систем за вентилацију хале садржи следеће елементе:

1. Локална вентилација мокрог дела машине,
2. Локална вентилација секције за сушење премаза,
3. Вентилација хале (плафонски вентилатори).

За локалну вентилацију мокрог дела машине користе се усисни отвори, канали и вентилатори који су постављени изнад секције формера и преса. Опрема за вентилацију се обично инсталира у спуштеном плафону хале. Ваздух се усисава на погонској страни машине како би се обезбедило струјање ваздуха у правцу манипулативна страна-погонска страна. Отвори за усисавање су постављени тако да ваздух струји из области са ниском концентрацијом водене паре ка области са високом концентрацијом водене паре. Недовољан капацитет вентилационог система доводи до струјања влажног ваздуха према плафону хале у вертикалном правцу и према другим деловима хале у хоризонталном правцу где може доћи до кондензације водене паре из ваздуха на хладним површинама.

Сви прекиди сушне хаубе, напр. глет цилиндар или лајм преса, су потенцијални извори топлоте и водене паре у производној хали. Ове области се вентилирају на сличан начин као што је то случај код секције формера и преса, са спуштеним плафоном и усисним отворима на погонској страни машине.

Одводни вентилациони отвори на плафону хале су неопходни да би се одстранила влага која није обухваћена локалним системима вентилације као и у секцијама са значајним топлотним добицима као што су припрема папирне масе, секција за сушење премаза и намотавање папирне траке. Проток ваздуха је димензионисан према топлотном оптерећењу које се јавља у подрумском и

радном нивоу хале узимајући у обзир топлотне добитке од мотора, цевовода и канала.

Ваздух који се одводи из хале претходно мора да уђе у халу и то преко система за припрему и дистрибуцију свежег ваздуха или/и инфилтрацијом околног ваздуха кроз отворе у грађевинском омотачу хале. Загревање ваздуха за вентилацију и грејање хале врши се у рекуперативним торњевима отпадном топлотом из сушне секције а по потреби и у парним или топоводним размењивачима топлоте. У случају да се ваздух само одводи из хале, без довођења свежег загрејаног ваздуха, у зимском периоду дошло би до инфилтрације хладног спољашњег ваздуха кроз врата, прозоре и отворе у омотачу хале што би довело до смањења температуре ваздуха у хали, појаве магле и кондензације водене паре.

Код модерних вентилационих система уобичајено је да биланс ваздуха за вентилацију хале буде на нивоу 100 до 105 %, што значи да је потребно довести најмање подједнаку количину ваздуха која се одводи из хале. У топлијим климатским условима пројектовани биланс ваздуха је на нивоу 70 до 80 % [35].

3. ПРЕГЛЕД ПОСТОЈЕЋИХ РЕЗУЛТАТА И ДОСТИГНУЋА У НАУЧНОЈ ОБЛАСТИ

Сушење папира је комплексан процес који обухвата размену топлоте и супстанције, испаравање и одвођење воде са влажним ваздухом из сушне секције. Неопходан је свеобухватан приступ и систематична анализа да би се оптимизирао рад сушне секције и повећала енергетска ефикасност папир машине. Први корак у овом процесу је енергетски преглед, који је дефинисан као систематска процедура за прибављање потребних података и сазнања о постојећем нивоу и начину производње, преноса, дистрибуције и употребе енергије у производном процесу, помоћу којих се утврђују и квантификују могућности за економски исплативо, ефикасно коришћење енергије [37]. Енергетски преглед у папирној индустрији, између осталог, обухвата прикупљање и мерење процесних параметара у реалном времену и одређивање термичке ефикасности сушне секције папир машине и свих њених подсистема према постојећим радним условима. На основу анализе парно-кондензног система, система за вентилацију ваздушних џепова, биланса ваздуха у сушној хауби, стања и заптивености сушне хаубе и система за рекуперацију отпадне топлоте (СРОТ) могу се дефинисати извори отпадне топлоте на сушној секцији папир машине и предложити мере за побољшања у циљу рационализације потрошње примарне енергије.

Енергијски потенцијал влажног ваздуха из сушне секције папир машине дефинише се као разлика енталпије влажног ваздуха на излазу из сушне секције и енталпије која одговара референтном стању тог ваздуха и његовој термодинамичкој равнотежи са околином [38]. Потпуно искоришћење овог потенцијала је пожељно али практично неприменљиво јер нема економску и техничку оправданост у процесу производње папира. С обзиром да сушна секција ради практично без прекида у току целе године влажан ваздух на излазу из сушне хаубе представља енергијски и технолошки значајан секундарни извор енергије. Међутим због релативно ниске температуре излазног ваздуха овај топлотни извор могуће је искористити само за нискотемпературске процесе.

Рекуператори отпадне топлоте, чије основне карактеристике су приказане у другом поглављу, су од виталног значаја за папир машину нарочито по питању економичности потрошње енергије у процесу термичког сушења папира. Задатак ових уређаја је да постигну максимални топлотни учинак са што мањим инвестицијама и оперативним трошковима. Ова два захтева су контрадикторна тако да се проблем оптимизације ових уређаја своди на изналажење решења које минимизира укупне трошкове у радном веку система.

У циљу рационалнијег коришћења примарних извора енергије и смањења специфичних трошкова производње папира и картона као прва опција се намеће унапређење и оптимизација технолошког процеса. Баријере за примену енергетски ефикасних технологија у великој мери зависе од карактеристика и сложености производног процеса и структуре компаније. Уколико су технологије интегрисане унутар сложеног производног процеса, као што је то случај у индустрији папира, баријере имају други облик него у случају технологија које се примењују у споредним процесима. У раду [39] наглашено је да је технички ризик, односно ризик од поремећаја у производњи, најзначајнија баријера у индустрији папира у Шведској. У ризике такође спадају непланирани трошкови због евентуалних застоја у производњи или губитака на квалитету производа. Из овог разлога често је лакше применити мере енергетске ефикасности на споредним процесима и системима као што су вентилација, грејање, осветљење итд. који такође троше значајне количине енергије у индустријским објектима [40]. Сходно томе, као једна од могућих опција за унапређење енергетске ефикасности производног процеса размотрена је рекулперација отпадне топлоте из вентилационог система производне хале.

3.1 ЕНЕРГЕТСКИ ПРЕГЛЕДИ И БИЛАНСИ ЕНЕРГИЈЕ

Резултати енергетског прегледа, који је спроведен на нивоу целокупног погона са циљем идентификације потенцијала за смањење специфичног утршка енергије и емисије CO₂ у једној фабрици папира у Кини, су приказани у раду аутора Kong [3]. На основу резултата предложено је неколико потенцијалних мера за побољшање енергетске ефикасности сушне секције папир машине од којих су најнефективније имплементација CROT и уградња аутоматске контроле влажности ваздуха у хауби сушне секције. Процењени прости периоди отплате инвестиције су мањи од годину дана. Укупни потенцијали за уштеде примарне енергије и смањење емисија CO₂ износе 14,4 % и 14,7 %, респективно.

У раду [41] су приказани резултати студије којом су на систематичан начин, укључујући мерења процесних параметара, билансирање токова енергије и спровођење енергетског прегледа, добијени корисни и поуздани подаци за упоредну статистичку анализу (индикатори перформанси) ефикасности сушне секције папир машине. На основу резултата су дати предлози за унапређења у циљу рационалније потрошње енергије, од којих су најнефективнији фино подешавање биланса ваздуха у сушној хауби (фреквентна регулација протока ваздуха и подешавање протока у појединим гранским водовима преко регулационих клапни), замена дотрајале опреме у системима за дистрибуцију свежег ваздуха за вентилацију ваздушних цепова и затварање и заптивање свих врата и отвора на сушној хауби.

Коришћењем комерцијалног софтвера Simprosys аутори су у раду [42] анализирали секцију за сушење изолационих картонских плоча у једној фабрици у Словачкој и проценили оправданост могућих мера за унапређење енергетске ефикасности. Неке од предложених мера су рецикулација дела влажног ваздуха и рекуперација отпадне топлоте из сушне секције.

У раду [22] приказани су резултати примене софтверског алата који је развила компанија АВВ у циљу одређивања потенцијала за смањење потрошње енергије на сушној секцији папир машине. Алат садржи елементе енергетског прегледа, служи за квантификовање токова енергије и омогућава упоредну

статистичку анализу индикатора перформанси рада сушне секције папир машине применом експеримената и мерења процесних параметара у реалним условима. Поред тога, алат служи за анализирање утицаја кључних променљивих параметара на ефикасност парно-кондензног система и сугерише мере за побољшање енергетске ефикасности уз прорачун периода повраћаја инвестиције. Резултати анализе су показали да је могуће постићи уштеде у потрошњи водене паре у сушној секцији на нивоу од 10 до 15 % бољом контролом и оптимизацијом процесних параметара, побољшањем рада парно-кондензног система и бољим заптивањем сушне хаубе.

Група аутора [1] у својој студији описује термодинамичку оптимизацију вентилационог система сушне секције папир машине са сушним цилиндрима и приказује методологију за израчунавање нето уштеда у потрошњи енергије. Показано је да се могу постићи уштеде и до 32 % у потрошњи енергије на сушној секцији. Део уштеда је резултат повећања температуре тачке росе ваздуха у сушној хауби што утиче на смањење потребне количине ваздуха за сушење, повећање ефикасности процеса сушења и повећање потенцијала за искоришћење отпадне топлоте. Међутим, већи део уштеда проистиче из активности које доводе до повећања удела суве материје у папирној траци на излазу из секције преса и до повећања удела суве материје у премазу.

Аутор Крговић [14] је показао на моделу фабрике за производњу амбалажног папира и картона у Србији да свеобухватна реконструкција опреме и оптимизација процеса, која је обухватила парно-кондензни систем, систем вентилације хаубе сушне секције уз модернизацију хаубе глет цилиндра и секцију за сушење премаза, може да уштеди до 22 % у потрошњи примарне енергије која се искористи за термичко сушење папира. Поред тога постигнуто је додатно смањење утрошка примарне енергије од 5 % уградњом једностепеног СРОТ.

На примеру фабрике папира у Скандинавији смањен је специфичан утрошак енергије у сушној секцији за 200 kJ/kgH₂O реконструкцијом сушне хаубе. Реконструкција је обухватила замену дотрајалих панела и заптивање свих спојева и отвора на сушној хауби, смањење количине свежег ваздуха и повећање температуре тачке росе са 52 на 59 °C и уградњу новог СРОТ са измењеним

распоредом размењивача топлоте у систему. СРОТ осигурава уштеде у потрошњи примарне енергије тако да средства и инвестиције уложене у опрему могу да се исплате за мање од годину дана [18].

У раду аутора Fleiter [27] апострофирано је да је и поред значајних помака на пољу енергетске ефикасности у процесу производње папира у глобалним оквирима специфични утрошак енергије по тони производа смањен свега за 5,7 % у периоду од 1991. до 2008. године. У раду је анализирано 17 енергетски ефикасних технологија и закључено је да се рекуперацијом отпадне топлоте и интеграцијом процеса на папир машини може постићи смањење потрошње топлотне енергије за 20 % (или 1,071 GJ/t) у односу на референтно стање (5,5 GJ/t у индустрији папира у Немачкој у 2007. години), при чему су инвестициони трошкови 13,8 EUR/t папира а прост период отплате инвестиције оквирно 1,5 година. Технички ризик од поремећаја у производном процесу и недостатак инвестиција су идентификовани као најважније баријере за имплементацију енергетски ефикасних технологија у индустрији папира при чему су две године дефинисане као максималан прихватљив период за повраћај уложених средстава.

У оквиру студије [43] су приказани резултати спроведеног енергетског прегледа у једној Немачкој интегрисаној фабрици за производњу целулозе и папира са фокусом на коришћење нискотемпературске отпадне топлоте. Детектовано је неколико могућности за коришћење отпадне топлоте које би довеле до уштеда у потрошњи водене паре од 25 %. Једна од могућности је коришћење отпадне топлоте за екстерне сврхе, на пример загревање воде за даљинско грејање оближњих насеља. Аутор Вујак [44] је у свом раду приказао могуће уштеде у потрошњи примарне енергије од 8 % модернизацијом парно-конднзног система на машини за производњу таласастог амбалажног папира у Пољској. Спровођењем енергетског прегледа и оценом перформанси и енергетске ефикасности на око 300 папир машина у Северној Америци процењено је да је могуће уштедети и до 25 % енергије применом једноставних мера без значајнијих капиталних трошкова [45].

3.2 ОПТИМИЗАЦИЈА СИСТЕМА ЗА РЕКУПЕРАЦИЈУ ОТПАДНЕ ТОПЛОТЕ (CROT)

Аутори рада [46] наводе три основне методе за анализу и оптимизацију CROT а то су методе базиране на „pinch“ техници, методе базиране на хеуристичком знању и искуству и нумеричка оптимизација.

С обзиром да је производња папира енергетски интензиван процес, оптимизација CROT је у неколико последњих декада била предмет великог броја студија. Први рачунарски алати развијени током 80-их година прошлог века су користили секвенционални модуларни приступ који спреже итеративну минимизацију трошкова са термодинамичким моделима размењивача топлоте. Након тога значајно је смањено време потребно за процесирање података тако што су примењени упрошћени регресивни модели за оптимизацију CROT. Затим је било покушаја да се анализира економска оправданост ових система при чему су модели који су се користили за симулације били засновани на експериментима који нису узимали у обзир теорију термодинамике [28].

Почетком 90-их година дошло је до новог приступа у решавању проблема оптимизације CROT применом пинч анализе и метода математичког, односно нумеричког програмирања. Ефикасно коришћење ових метода је захтевало да се најпре размотри нелинеарност поступка оптимизације с обзиром да процес размене топлоте има изразито нелинеаран карактер због феномена кондензације водене паре из влажног ваздуха. Најновије методе за оптимизацију ових система комбинују линеарно програмирање са хеуристичким знањем и елементима који су блиски пинч анализи. Користећи овај метод аутори су у студији [47] анализирали утицај параметара оптималне структуре CROT, који се одликује нелинеарним коефицијентима прелаза топлоте и специфичним топлотним флуksom дуж размењивачке површине, на различите факторе трошкова.

На папир машинама радни режими се континуално мењају а саме машине претрпе низ реконструкција и измена у току радног века тако да првобитно пројектовано стање егзистира у кратком временском интервалу. Модели развијени за оптимизацију нових CROT засновани су на функцијама трошкова и процесним

параметрима које дефинише сам корисник. Обезбеђивање ових функција за постојећи систем који је предмет реконструкције је захтеван задатак због ограничења постојећег радног простора, физичких раздаљина појединих система, трошкова демонтаже итд. Поред тога ови модели не дају одговор на питање како ће се мењати профитабилност система са променом процесних параметара [28]. Да би превазишла овај проблем аутор Kilponen [29] је у оквиру докторске дисертације развила софтвер који омогућава испитивање перформанси постојећег СРОТ са различитим радним режимима и модификованим конфигурацијама. Софтвер не садржи елементе оптимизације и служи искључиво у сврху термодинамичке анализе а заснива се на стационарном моделирању размењивача топлоте типа ваздух-ваздух и ваздух-вода. У истом раду је показано да на постојећим папир машинама постоје значајни потенцијали за уштеде енергије оптимизацијом СРОТ. Овај потенцијал се може најефикасније искористити ако се промени радна тачка (радни режим) и/или конфигурација (структура) размењивача топлоте. Такође је испитано на који начин различити параметри, који могу бити променљиви у случају реконструкције постојећег система, утичу на перформансе СРОТ. Истраживање је спроведено у реалним радним условима са циљем да се потврде и квантификују потенцијали за уштеду енергије.

Група аутора је у раду [47] разматрала неколико структуралних промена конфигурације размењивача топлоте и промена процесних параметара које могу да унапреде процес рекулперације отпадне топлоте. У истом раду направљен је преглед постојећих методологија за оптимизацију система спрегнутих размењивача топлоте и дат је приказ процеса конструисања нових СРОТ на сушној секцији папир машине. Активности које доводе до смањења утrophка енергије које су разматране у овој студији могу да се поделе у две основне групе. Прва група подразумева интензивирање кондензације водене паре из влажног ваздуха ради максимизирања размене топлоте а друга група обухвата измене у структури СРОТ које доприносе повећању његове економичности. На примеру три папир машине у Финској идентификовани су потенцијали за смањење специфичне потрошње топлотне енергије од 7 до 13 % у односу на првобитно

стање. Додатна побољшања се могу постићи унапређењем надзорно-управљачког система који је спрегнут са системом за коришћење отпадне топлоте.

Аутор Söderman [48] је у својој дисертацији дао детаљан преглед литературе у погледу линеарних и нелинеарних рачунарских метода и анализа базираних на пинч техници за оптимизацију мреже размењивача топлоте. Такође је развио и презентовао математичке програмске моделе за структуралну оптимизацију енергетских система на примеру СРОТ у сушној секцији папир машине. Модел је развијен на основу различитих типова и конфигурације уређаја и функција трошкова. Метода је базирана на подели укупног температурског интервала влажног ваздуха на већи број мањих интервала да би се узела у обзир изразита нелинеарност размене топлоте у размењивачима услед кондензације водене паре из влажног ваздуха. Првобитно је анализиран утицај функција трошкова на карактеристике и перформансе СРОТ а затим су варирани процесни параметри. Оптимално решење добијено на основу фиксираних параметара је упоређено са робустним решењем које узима у обзир промену различитих параметара у задатом опсегу. Исти аутор је у раду [49] извршио економску оптимизацију СРОТ применом пинч методе и показао да је у зимском периоду могуће искористити више од 80 % од енергије садржане у отпадном ваздуху из сушне секције.

У својој тези аутор Milosavljevic [50] је анализирао резултате добијене применом претходно развијеног математичког модела за симулацију размењивача топлоте са директним контактом влажног ваздуха и воде - скрубера. Процеси размене топлоте и супстанције у папирној индустрији су изразито нелинеарни и често превише компликовани да би са довољном тачношћу били представљени физичким моделима. Неуронске мреже су погодна техника за решавање великог броја нелинеарних проблема код моделирања. У истом раду применом ове методе извршена је оптимизација процесних параметара код скрубера чиме је избегнуто физичко-математичко моделирање компликованог флуидо-динамичког феномена двофазног струјања.

У раду [51] приказан је хибридни модел базиран на генетским алгоритмима (GA) и нелинеарном програмирању (NLP) за синтезу робустних и

оптималних система за коришћење отпадне топлоте. Генетски алгоритми су генерална стохастичка метода која подразумева велики број промена улазних параметара без ограничења у погледу дисконтинуитета модела. Моделиране су варијације и несигурност процесних параметара, њихова очекивана дистрибуција (трајање) и утицај на трошкове на реалном постројењу. Закључено је да током времена процесни параметри могу значајно да се мењају, на пример услед промене брзине машине или граматуре папира, деградације опреме и стварања наслага на размењивачким површинама. Неке од промена су познате а неке могу бити само претпостављене.

Као што је раније напоменуто у СРОТ се размена топлоте најчешће одвија у режиму кондензације. У случају размене топлоте без кондензације интензитет размене топлоте може прецизно да се израчуна аналитички уколико су познате димензије размењивача [7]. Са друге стране прорачуни размене топлоте са кондензацијом захтевају компликованије нумеричке моделе. Произвођачи размењивача топлоте су најчешће носиоци развоја софтвера за симулацију процеса размене топлоте при кондензацији влаге из ваздуха [25].

У пракси, димензије размењивача топлоте могу бити променљиве у одређеним границама да би се постигле жељене перформансе једног или више спрегнутих уређаја. Топлотна снага размењивача се може повећати уколико се повећа размењивачка површина или брзине радних медијума. Већа површина размењивача топлоте утиче на повећање инвестиционих трошкова, док веће брзине флуида узрокују веће падове притисака у апарату што повећава експлоатационе трошкове. У циљу оптимизације параметара система неопходно је извршити поређење инвестиционих и експлоатационих трошкова према количини отпадне топлоте која се искористи у систему. У раду аутора Söylemez [52] спроведена је техно-економска анализа са оптимизацијом површине рекуператора топлоте коришћењем задатих линеарних функција трошкова и применом ε - NTU методе.

За димензионисање СРОТ обично се користе улазни подаци који су добијени на основу теорије, одређених претпоставки, карактеристика производног процеса и просечних вредности процесних параметара које су добијене

дугогодишњим мерењима. Ови подаци обично не одговарају реалним подацима који су динамичке природе, често променљиви и зависе и од типа папира који се на машини производи. Из овог разлога чест је случај да уређаји раде у режимима који су далеко од оптималних. Ово је нарочито изражено у случају када се токови отпадног ваздуха са више различитих извора мешају пре уласка у рекуператор (на пример димни гасови из хаубе глет цилиндра се мешају са влажним ваздухом из хаубе сушне секције). У раду [53] је представљен физичко-математички модел рекуператора топлоте који је валидиран на основу реалних измерених погонских података. На основу анализе предложен је једноставан принцип аутоматске регулације температуре и протока процесне воде у циљу интензивирања размене топлоте у режиму кондензације.

За димензионисање размењивача топлоте интересантан је математички модел размене топлоте и супстанције заснован на подели размењивачке површине на већи број мањих контролних запремина аутора Soininen [31]. Модел је базиран на итеративном решавању једначина материјалног и топлотног биланса за сваку контролну запремину. Резолуција мреже контролних запремина и начин њеног дефинисања значајно утичу на тачност коначног решења.

У раду [54] приказана је процедура за параметарску оптимизацију СРОТ базирана на методи итеративног нелинеарног програмирања, при чему су променљиве величине број размењивачких плоча, растојање између суседних плоча и масени протоци различитих флуидних токова. На примеру је показано да оптимизирани СРОТ редукује потрошњу водене паре на сушној секцији папир машине за 4,2 %.

Модерни СРОТ садрже јединице које служе за загревање свежег ваздуха за вентилацију машинске хале. У раду аутора Riihimaki [55] је приказана симулација и оптимизација једног таквог система. Размотрени су технички и економски аспекти и приказани резултати који су применљиви и на друге сличне примере у пракси. Студија је обухватала параметарску оптимизацију система у фази пројектовања техничког решења и у фази експлоатације при радним условима. Резултати, који су тестирани и верификовани на реалном постројењу на примеру једне машинске хале у Централној Европи, показују да се могу постићи

значајне уштеде како у инвестиционим тако и у експлоатационим трошковима. Оптимизиран систем троши и до 6,9 % мање енергије у радном веку од 10 година, док су инвестициони трошкови мањи за 3,9 % у односу на постојеће стање.

3.3 СТРУЈАЊЕ ВАЗДУХА У ИНДУСТРИЈСКИМ ХАЛАМА

Вентилација производне хале у папирној индустрији игра значајну улогу у производном процесу с обзиром да је за производњу 1 t папира потребно утрошити 30 t ваздуха [56]. Због природе технолошког процеса температура и влажност ваздуха на излазу из вентилационог система хале могу да буду високе. Слично као ваздух из сушне секције папир машине и овај ваздушни ток представља могући извор секундарне енергије у фабрици. Смернице за пројектовање и димензионисање система за коришћење отпадне топлоте у вентилационим системима дефинисане су европским стандардом EN 13779: 2007 [57]. Процедуре испитивања за утврђивање перформанси уређаја за рекуперацију топлоте, њихова примена и карактеристике могу се наћи у домаћим и међународним стандардима као што су SRPS EN 308:2012 [58] и ASHRAE [59].

У раду [60] приказани су резултати развоја и експериментална валидација полу-емпиријског модела размењивача топлоте типа ваздух-ваздух који се користи за рекуперацију топлоте у механичким системима за вентилацију у стамбеним објектима. Модел се може применити у случају режима без и са делимичном кондензацијом влаге из ваздуха. У раду [61] је у лабораторијским условима анализиран уређај са испуном од металних куглица и адсорбента на бази силицијума и алуминијума који регенерише осетну и латентну топлоту. Према проценама аутора применом ових уређаја могуће је уштедети и до 70 % енергије у систему за вентилацију.

Рекуперација топлоте из вентилационих система у индустријским објектима има нешто комплекснији карактер због великих протока ваздуха, физичких растојања између појединих компоненти система и чињенице да ваздух може бити контаминиран различитим гасовима и честицама. Преглед стратегија за вентилацију и уређаја за рекуперацију отпадне топлоте у индустријским објектима дат је у литератури [62]. У студији [4] је закључено да постизање

енергетски ефикасне вентилације и пратећих система у великим просторијама попут индустријских хала захтева не само добро разумевање свих фактора који утичу на струјање ваздуха већ и спознају међудејства између струјних токова и термичких особина објекта и њеног окружења.

Рад система за рекулпацију отпадне топлоте у великој мери зависи од термо-физичких карактеристика ваздуха на улазу у систем. Ваздух у хали на различитим локацијама има различите параметре попут температуре, влажности и брзине. Студије које истражују карактер струјања ваздуха у индустријским објектима углавном се фокусирају на услове термичког комфора за раднике [63, 64], квалитет ваздуха у простору [65, 66], евалуацију ефикасности различитих стратегија и система за вентилацију као што су принудна вентилација са мешањем, природна вентилација, потисна вентилација итд. [67-69] и на могућности за смањење потрошње енергије вентилационих и КГХ система [70-72]. У наведеним радовима примењене су аналитичке, експерименталне и нумеричке методе за одређивање карактера струјања ваздуха у халама или комбинација ових метода.

У раду [5] је дат преглед метода и истраживања на тему одређивања карактера струјања ваздуха у затвореним просторијама у циљу анализе перформанси вентилационих система. Резултати су показали да су аналитички и емпиријски модели мало допринели развоју ове области у последњој декади. Ови модели су применљиви углавном код упрошћених геометрија и у случају доминације једног утицајног параметра на карактер струјања ваздуха. У великим и комплексним индустријским објектима ово најчешће није случај јер је струјање ваздуха условљено међудејством више утицајних параметара као што су локација, габарит и топлотна снага извора топлоте, тип вентилационог система, локација елемената за дистрибуцију и одвођење ваздуха из хале, атмосферски услови итд. [4].

Експерименти на умањеним физичким моделима и реалним објектима се најчешће спроводе како би се обезбедили подаци за валидацију резултата добијених другим методама. Експерименти су најпоузданији метод за одређивање параметара ваздуха у затвореном простору али су изузетно скупи и дуготрајни.

Проблеми са мерењима у реалним условима настају због тога што у највећем броју случајева није могуће контролисати брзе поремећаје и промене граничних услова. Резолуција података је обично мала због тога што није практично мерити параметре ваздуха на великом броју локација у објектима великих запремина. Мерења у реалним објектима такође могу бити изложена грешкама а мерна опрема захтева честу калибрацију и има одређену тачност и ограничења [5]. Генерално постоји мало експерименталних студија спроведених у затвореним објектима који се одликују великим габаритима и високим плафонима. Аутор Mundt [73] је закључила да је већи број експерименталних истраживања неопходан у објектима овог типа да би се оценила применљивост постојећих модела и приступа за димензионисање вентилационих система.

Аутори су у раду [74] спровели експерименталну анализу различитих режима срујања која доводе до стратификације ваздуха у вентилисаном простору у контролисаним условима. Показано је да релативан однос инерцијалних и узгонских сила одређује карактер струјања и висину на којој долази до разграничења зоне свежег и контаминираног ваздуха. До сличног закључка дошла је и група аутора која је у раду [75] експерименталним техникама одредила градијент температуре и стратификацију ваздуха у вертикалној оси на примеру хангара у условима принудне вентилације и анализира утицај стратификације ваздуха на потрошњу енергије за грејање хангара. Аутор Said је у раду [76] описао поступак мерења броја измена ваздуха у затвореном простору велике запремине и одредио карактер струјања ваздуха увођењем гаса познатог састава и протока у вентилациони систем и мерењем концентрације гаса на више локација по запремини, тзв. „tracer gas“ технике. Унапређене методе мерења ефикасности вентилационог система коришћењем ових техника су разматране у раду [77].

У раду [78] на основу експерименталног истраживања оцењена је могућност примене принципа селективне вентилације ваздуха у индустријској хали. Ова стратегија обезбеђује добар квалитет ваздуха и смањује утрошак енергије у поређењу са класичним принципом вентилације са мешањем ваздуха. У овом случају експериментална истраживања су омогућила бољи увид у физичке процесе који утичу на струјање ваздуха у затвореном простору.

У раду [79] су експерименталним методама упоређене две различите стратегије за вентилацију индустријске хале, класична са мешањем ваздуха и „displacement“ вентилација, са аспекта услова комфора за раднике и потрошње енергије за климатизацију радног простора. Годишње уштеде у новцу које могу бити остварене применом „displacement“ вентилације су процењене на 50.000 евра са простим периодом отплате инвестиције од око годину дана.

Аутори Kang и Lee [80] су извршили мерења на умањеном физичком моделу у циљу анализе природне вентилације у великој фабричкој хали и закључили да је у овом случају веома тешко постићу услове сличности. Препоручено је да се ова метода користи за валидацију других метода попут аналитичких и нумеричких.

Број студија које користе нумеричке моделе и симулације за одређивање карактера струјања ваздуха у затвореним просторијама нагло је порастао у последње две деценије. Развој модела је испраћен развојем алгоритама за решавање дискретизованих конститутивних једначина механике флуида, унапређењем модела турбуленције и развојем рачунарске технике. За разлику од других једноставнијих модела попут зонских модела, нумерички модели пружају детаљне информације и незамењиви су у ситуацијама када је неопходно одредити локалне параметре ваздуха, нарочито у зградама са комплексном геометријом и великим габаритима [81]. У раду [82] наглашено је да нумеричке симулације могу да обезбеде детаљније информације у погледу карактера струјања ваздуха и температурског поља у затвореним просторијама од оних које могу бити постигнуте експерименталним или приближним аналитичким процедурама. Детаљне информације о физичким величинама ваздуха у сваком делу струјног простора омогућавају свеобухватну анализу енергетских перформанси система вентилације и пратећих система попут СРОТ.

Нумеричке методе се користе у фази пројектовања али и експлоатације како стамбених тако и пословних и индустријских објеката. Једна од првих студија на ову тему је настала још 1974. године када је аутор Nielsen [83] истраживао струјање ваздуха са разменом топлоте у затвореној просторији. Резултати добијени нумеричким методама упоређени су са експерименталним

результатима. Од публикације овог пионирског рада објављен је велики број радова на тему нумеричких симулација струјања ваздуха у објектима различите намене. Један од првих примера коришћења нумеричких метода у индустријским објектима датира из 1983. године када су аутори анализирали сигурност и ефективност вентилационих система [84].

У раду [85] су упоређени резултати добијени нумеричким моделом за тродимензионалну симулацију струјања ваздуха у просторији једноставне геометрије и резултати мерења брзине ваздуха преко две софистициране оптичке методе (LDA) и (PIV). Показано је да препреке у просторији могу значајно да утичу на струјање ваздуха и распростирање загађујућих честица и гасова. Резултати симулације у доброј мери одговарају измереним брзинама ваздуха при чему релативне грешке нису веће од 20 %.

Група аутора је у раду [86] извршила нумеричку симулацију струјања ваздуха у просторији у којој доминирају конвективне ваздушне струје услед стационарних извора топлоте. Такође је разматрана дистрибуција температуре ваздуха и чврстих честица попут прашине. Резултати су упоређени са експерименталним подацима и закључено је да метода може да предвиди основне карактеристике конвективних струјања у затвореном простору и пружи резултате задовољавајуће тачности.

У раду [87] испитан је утицај различитих фактора, као што су топлотни добици од осветљења и опреме и параметри улазног ваздуха за вентилацију, на градијент температуре и стратификацију ваздуха у тржном центру висине 25 m у условима принудне вентилације применом нумеричких и експерименталних метода. Мерењима у реалним условима су обухваћене температуре зидова, плафона и пода, температуре ваздуха у више тачака по висини просторије и параметри ваздуха на дистрибутивним елементима.

У оквиру докторске дисертације аутор Hussain [6] је спровео анализу термичких услова у неколико карактеристичних комерцијалних и пословних зграда применом нумеричких метода. Аутор је претходно извршио евалуацију модела турбуленције и модела зрачења који су коришћени у симулацијама. Закључак је да је неопходно оценити тачност и поузданост добијених резултата

поређењем са експерименталним подацима и поред напретка у рачунарској технологији и софтверима за симулацију. Резултати нумеричке анализе су такође упоређени са резултатима добијеним применом аналитичких метода за сличне конфигурације који су били доступни у литератури. У оба случаја постигнута је добра подударност резултата нарочито у случају просторија које се одликују једноставном геометријом.

У раду [40] анализирана је могућност примене нумеричких метода као алата за одређивање температурског и брзинског поља ваздуха у великом и комплексном индустријском погону за паковање робе. Резултати симулације који су упоређени са резултатима добијеним мерењима у реалним условима су показали да је могуће смањити количину ваздуха за вентилацију за 50 % а тиме и трошкове за енергију без значајног утицаја на квалитет ваздуха и услове комфора у хали. За потребе валидације модела и дефинисања граничних услова извршена су мерења потрошње електричне енергије на машинама за паковање и пратећим електричним уређајима у току седам дана, мерења температуре плашта машина и зидова хале термовизијском камером и мерења протока и температуре ваздуха на улазу и излазу из хале на отворима у склопу вентилационог система. Исти аутори су у другом раду [88] указали на значај вентилационих и КГХ система на потрошњу енергије у индустријским објектима и на одржавање добрих услова комфора и квалитета ваздуха. Овај рад је имао два задатка, да оцени могућност примене нумеричких метода за димензионисање нових и реконструкцију постојећих вентилационих система у индустријским објектима и да упореди перформансе две различите стратегије за дистрибуцију ваздуха у хали са производним процесима који се одликују интензивном контаминацијом и температурском стратификацијом ваздуха. У фази пројектовања и реконструкције вентилационог система у оваквим објектима увек постоји низ проблема из перспективе компаније, на пример тешко изналажење решења које задовољава неколико критеријума у исто време (квалитет ваздуха, сигурност и квалитет производа, енергетска ефикасност и термички комфор). Нумеричке методе су прикладне за евалуацију и тестирање различитих варијантних решења пре фазе имплементације. У истом раду је закључено да постоји мали број студија у којима

се нумеричке методе користе за одређивање квалитета ваздуха у индустријским објектима иако се ове методе препоручују у литератури [4, 89].

Аутори рада [90] анализирали су струјање ваздуха у хали фабрике за производњу слада. Закључили су да нумеричке симулације могу да буду ефективан и економичан метод који пружа поуздане информације о карактеру струјања ваздуха у тродимензионалном простору на основу којих се могу постићи значајна практична унапређења код реконструкције вентилационих система у индустријским објектима. Такође је напоменуто да се поузданост модела мора проверити експерименталним резултатима који су добијени мерењима у реалним условима. У зависности од очекиване тачности резултата примењује се мање или више прецизно и обимно мерење параметара ваздуха и других релевантних величина. У неким случајевима обимна мерења могу да буду непрактична с обзиром на потребно време, људске и финансијске ресурсе. У овом раду је наглашено да приликом решавања практичних инжењерских проблема обимна мерења углавном нису потребна с обзиром да се од нумеричких модела обично захтевају брза решења по цену мање тачности резултата.

Резултати детаљне тродимензионалне симулације струјања ваздуха у термоенергетском постројењу великих габарита и комплексне геометрије су презентовани у раду [91]. Најзначајнији извори топлоте у објекту су парни котлови и парне турбине, цевоводи и остала помоћна опрема. Симулација је имала за циљ одређивање струјне слике и температурског поља ваздуха при различитим режимима рада вентилационог и КГХ система. У циљу валидације резултати симулације су упоређени са резултатима мерења параметара ваздуха спроведеним на неколико локација унутар објекта. На основу резултата уочени су поједини проблеми у раду датих система након чега су примењене корективне мере а конфигурација и рад КГХ система оптимизирани.

У раду аутора Gyulai [92] разматрана је природна вентилација као ефикасан и економичан метод за вентилацију машинске хале у металуршкој индустрији у којој се емитују велике количине топлоте, прашине и загађујућих гасова. Закључено је да ефикасност вентилације зависи од геометрије хале, локације топлотних извора и локације вентилационих отвора. Оптимизација

система се односила на дефинисање најповољнијих углова жалузина на вентилационим отворима са циљем минимизирања температуре ваздуха у хали. Коришћене су методе дводимензионалне нумеричке симулације струјања ваздуха у хали, софтвер за математичку и економску оптимизацију (Dynamic-Q) и умањени физички модел струјања ваздуха изван и унутар хале у размери 1:80. Резултати су показали да је применом умањеног физичког модела у овом случају тешко постићи поуздане резултате. Са друге стране нумеричке симулације спрегнуте са алгоритмима за оптимизацију омогућавају далеко поузданије резултате који су применљиви у пракси.

У раду [93] је приказана методологија и резултати математичког модела који је имплементиран у рачунарски код „Phoenics“ који може да обезбеди детаљне информације о пољима брзине, температуре и влажности ваздуха у тродимензионалном простору комплексне геометрије. Предмет анализе у овом раду је машинска хала у којој је смештена машина за производњу конфекцијског папира. Хала је дугачка 20, широка 18 и висока 7 m. Вентилациони систем ради на принципу „displacement“ вентилације са дистрибутивним елементима за ваздух лоцираним у нивоу пода хале. Спроведена је параметарска анализа у којој је испитивана стратификација ваздуха у хали у функцији протока ваздуха за вентилацију и топлотне снаге извора топлоте. Резултати у довољно доброј мери квалитативно и квантитативно описују физикалност струјања ваздуха у хали па је закључено да дати метод може успешно да се искористи за оцену и анализу постојеће опреме у функцији вентилационог система али и приликом пројектовања и оптимизације система са тачке гледишта сигурности, квалитета ваздуха и енергетске ефикасности.

3.4 ЗАКЉУЧАК

Технолошки процеси у папирној индустрији су комплексни, енергетски интензивни и узајамно спрегнути. За повећање енергетске ефикасности процеса производње папира неопходан је свеобухватан приступ. Енергетски прегледи са билансирањем токова енергије су почетни корак у анализи енергетске ефикасности производног процеса и омогућавају детекцију извора отпадне топлоте у процесу на основу које је могуће предложити потенцијалне мере за унапређења у циљу смањења специфичног утрошка примарне енергије.

Системи за рекулпацију отпадне топлоте (СРОТ) значајно доприносе ефикасности и економичности сушне секције папир машине. У претходним деценијама развијен је већи број модела за димензионисање, анализу и оптимизацију СРОТ почев од једноставних аналитичких модела базираних на хеуристичком знању и искуству инжењера па до софистицираних рачунарских модела који узимају у обзир нелинеарност процеса размене топлоте у размењивачима и променљивост улазних процесних параметара. И поред значајног напретка у овој области науке и технике прегледом литературе установљено је да и даље постоје значајни потенцијали за унапређења нарочито у случају реконструкције постојећих система. Поред тога може се закључити да улазни параметри радних флуида на улазу у СРОТ имају пресудан утицај на ефикасност система а да се њихов динамички карактер често занемарује у процесу димензионисања и пројектовања опреме.

Вентилација машинске хале у папирној индустрији је саставни део производног процеса. Ваздух на излазу из вентилационог система носи са собом значајну количину осетне и латентне топлоте. Прегледом литературе установљено је да су системи за рекулпацију топлоте далеко више распрострањени у комфорној него у индустријској вентилацији због специфичности ваздушних токова у индустријским објектима. Такође, закључено је да постоји ограничен број истраживања на тему одређивања температурског, брзинског и поља влажности ваздуха у индустријским халама. Постојећа истраживања се углавном односе на анализу услова термичког комфора, квалитета ваздуха, различитих

стратегија за вентилацију и на могућности за смањење потрошње енергије вентилационих и КГХ система.

На основу прегледа доступне литературе може се закључити да су нумеричке методе за анализу струјања и одређивања параметара ваздуха у индустријским објектима далеко најекономичније и да пружају највиши ниво информација и детаља у поређењу са другим расположивим методама попут аналитичких и експерименталних. Међутим, и поред напретка нумеричких модела у погледу поузданости и тачности резултата и даље постоји потреба да се они упореде и валидирају са резултатима експерименталних истраживања.

Код симулације струјног поља у индустријским објектима постоје многобројни проблеми који настају углавном због велике запремине струјног простора, комплексне струјне слике и великог броја фактора који утичу на струјање ваздуха. Из тог разлога ова област технике је атрактивана за истраживање и за развој нових и унапређење постојећих модела.

Прегледом расположиве литературе нису пронађени примери одређивања карактера струјања ваздуха у производној хали, који је блиско спергнут са технолошки комплексним процесом какав је производња папира, у циљу оптимизације система за коришћење отпадне топлоте. Управо оваква свеобухватна анализа је предмет ове докторске дисертације у чему се огледа њен научни допринос.

4. РЕЗУЛТАТИ СНИМАЊА ПОСТОЈЕЋЕГ СТАЊА И МЕРЕЊА ПРОЦЕСНИХ ПАРАМЕТАРА НА КАРТОН МАШИНИ И ПАРАМЕТАРА ВАЗДУХА У ПРОИЗВОДНОЈ ХАЛИ У ФАБРИЦИ КАРТОНА УМКА А.Д.

У оквиру експерименталних истраживања на докторској дисертацији спроведена су два сета различитих мерења. У првом сету мерења измерени су процесни параметри на картон машини који су послужили за израду детаљног материјалног и топлотног биланса сушне секције у циљу идентификације и квантификовања извора отпадне топлоте. Други сет је обухватио мерење температуре, влажности и брзине ваздуха у производној хали на више различитих локација и по висини хале и мерење температуре плашта хаубе сушне секције и ваздушних сушача у секцији за сушење премаза који су највећи емитери топлоте у хали. Поред тога измерене су и температуре унутрашњих зидова и плафона производне хале. Други сет мерења послужио је за дефинисање граничних услова за израду нумеричког модела којим је симулирано струјање ваздуха у хали као и за валидацију резултата добијених симулацијама.

Сва мерења су спроведена у реалним радним условима на картон машини у производној хали Фабрике картона Умка а.д., Београд, Србија. Мерења су спроведена у два карактеристична радна режима, летњем и зимском, како би се узео у обзир изразити сезонски карактер рада система за рекулпацију отпадне топлоте и утицај атмосферских услова на параметре ваздуха у хали.

4.1 МЕРЕЊЕ ПРОЦЕСНИХ ПАРАМЕТАРА НА КАРТОН МАШИНИ

Фабрика картона Умка а.д. је почела са радом 1939. године, производни асортиман се тада базирао на папиру и лепенци. Прва картон машина капацитета 20.000 t/год пуштена је у погон 1967. године. Од тада је извршен низ реконструкција у циљу повећања капацитета постојеће картон машине. У новије време најзначајније су реконструкција обављена 2002. године када је уведен трећи премаз и извршена реконструкција ваздушних и терморацијационих сушача у

секцији за сушење премаза. Парно-кондензни систем је реконструисан 2006. године када су уграђени сифони и каскадни термо-компресорски систем. Исте године уграђени су нови агрегати у секцији сушења премаза (четврти премаз), реконструисана хауба глет цилиндра, извршена модернизација вентилационог система сушне хаубе и постављени нови размењивачи за рекулерирацију отпадне топлоте. Последња већа реконструкција 2009. године обухватила је проширивање секције формера и модернизацију партије преса, уградњом пресе са широким нипом, тако да је садашњи производни капацитет машине на нивоу од 100.000 t/год. Ово је нешто нижа вредност од просечног капацитета европских фабрика папира од 122.800 t/год у 2008. години, тако да се Фабрика картона Умка а.д. може сврстати у категорију средњих по производном капацитету [15].

Производни асортиман обухвата амбалажне картоне типа хромо картон са опсегом граматуре од 230 до 500 g/m² и сиви картон са опсегом граматуре од 230 до 450 g/m². У зависности од квалитета, хромо картон се састоји од два или три слоја папира, премазан је са горње и доње стране при чему премаз са горње стране, која је предвиђена за штампу, може бити двослојан или трослојан. Картон се производи од секундарних влакана, односно од рециклиране и сортиране старе хартије.

Сушна секција картон машине изведена је као дворедна двофилчана са укупно 65 сушних цилиндара. Сушна хауба је подељена на предсушни и накнадни сушни део између којих је постављен глет цилиндар који је опремљен сопственом сушном хаубом. Сушни цилиндри су израђени од ливеног гвожђа, пречника 1,5 m дужине 3,55 m док је пречник глет цилиндра 4,2 m а његова дужина 3,7 m.

Сушење картона на глет цилиндру се одвија кондукцијом преко површине цилиндра и конвекцијом врелим продуктима сагоревања унутар затворене хаубе који настају сагоревањем природног гаса на горионику. У оквиру секције за сушење премаза инсталирана су четири сета ваздушних сушача и терморацијационих гасних (ИЦ) сушача. Као извор топлоте за ове сушаче користе се продукти сагоревања природног гаса са горионика који су постављени на анексу производне хале.

Као основни секундарни извор енергије у сушној секцији користи се сувозасићена водена пара притиска 3 bar-а и 12 bar-а која се производи на два парна котла капацитета по 25 t/h. Сушни цилиндри се напајају директно из паровода воденом паром притиска 3 bar-а, док се размењивачи топлоте за загревање свежег ваздуха за вентилацију сушне хаубе по потреби снабдевају паром притиска 12 bar-а.

Засићен топао ваздух из сушне хаубе одводи се помоћу вентилатора, чији погонски мотори су фреквентно регулисани, кроз ваздушне канале у уређаје за рекуперацију топлоте. Продукти сагоревања из хаубе глет цилиндра и сушача у секцији за сушење премаза делом се рециркулишу пре него што се одведу у уређаје за рекуперацију топлоте. На машини постоје три једностепена рекуператора топлоте који су изведени као размењивачи топлоте типа ваздух-ваздух са вертикалним стакленим цевима пречника 40 mm (слика 17). У размењивачима топлоте се предгрева свеж атмосферски ваздух који се уводи у хаубу сушне секције за потребе вентилације ваздушних цепова. Један од уређаја (рекуператор 2) је у функцији само у зимском режиму рада и служи за загревање атмосферског ваздуха који се убацује у простор између крова и плафона производне хале чиме се спречава кондензација водене паре на плафону (слика 18).



Слика 17. Рекуператори топлоте



18. Загревање плафона производне хале

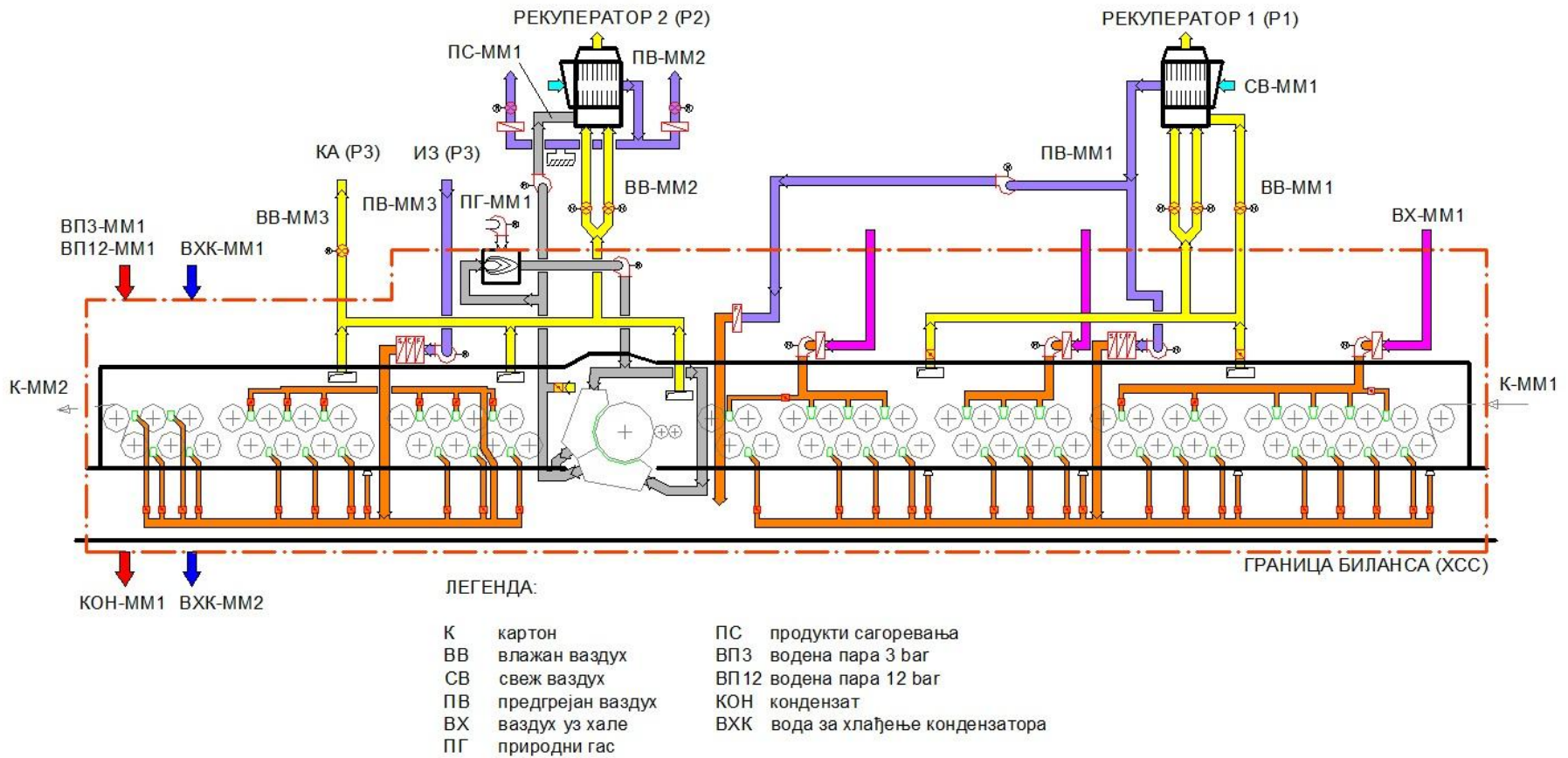
Мерења процесних параметара на картон машини који су неопходни за израду детаљног материјалног и топлотног биланса сушне секције спроведена су у два наврата дана 18.07.2008. и 17.03.2009. који одговарају карактеристичном

просечном летњем и зимском режиму рада. У летњем режиму рада у периоду мерења на картон машини се производи хромо картон типа UCO 250 декларисане граматуре 250 g/m^2 док се у зимским условима рада производи хромо картон типа UCO 400 декларисане граматуре 400 g/m^2 . Током 4 сата колико су трајала мерења није било застоја у раду машине нити су забележене веће промене измерених процесних параметара.

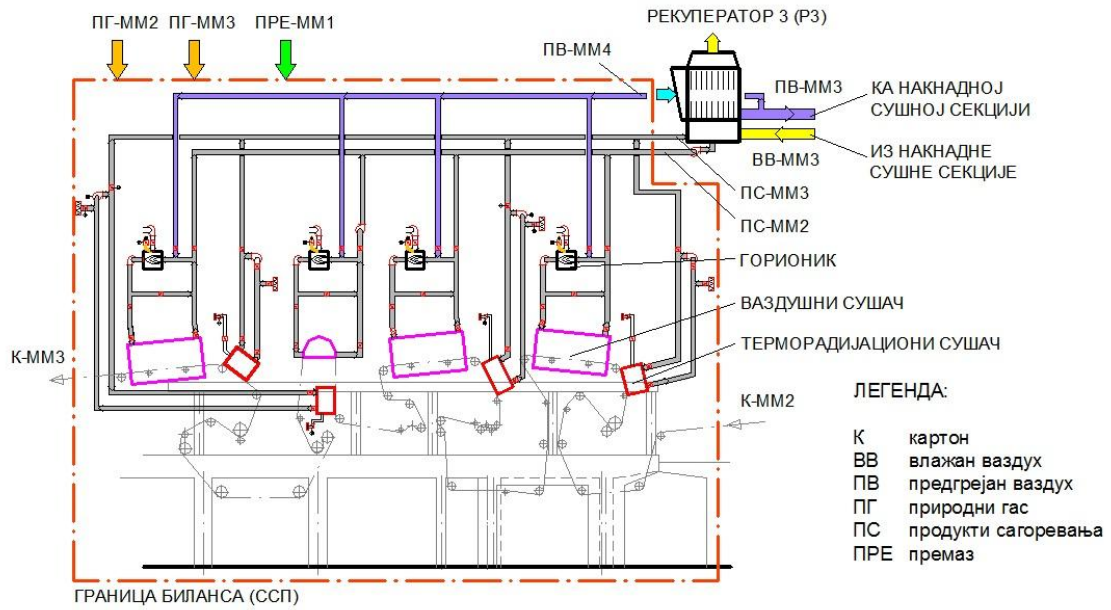
Део података који су измерени погонским мерним инструментима преузет је са постојећег надзорно-управљачког система (табела 3). Остали процесни параметри измерени су мануелно помоћу преносних мерних инструмената чије карактеристике су дате у табели 5. Шема мерних места приказана је на сликама 19 и 20. У табели 4 су приказане средње вредности измерених величина.

Табела 3. Списак процесних параметара преузетих са надзорно-управљачког система и карактеристике погонских мерних инструмената

р.б.	Мерна величина	Тип мерног инструмента	Мерни опсег	Подела
1.	Брзина картонске траке	ласерски скенер	0 до 500 m/min	1 m/min
2.	Влажност картона	ласерски скенер	0 до 90 %	1 %
3.	Граматура сувог картона	ИЦ сензор	100 до 600 g/m^2	1 g/m^2
4.	Температура и рел. влажност отпадног и свежег ваздуха	електронски сензор	-40 до 120 °C 0 до 99 %	0,1 °C 0,1 %
5.	Проток природног гаса на горионицима	турбински мерач протока (гасни сат)	-	0,01 m^3
6.	Температура продуката сагоревања	термопар тип К	0 до 1000 °C	0,1 °C
7.	Притисак паре и кондензата	-	0 до 16 bar	0,01 bar
8.	Масени проток паре и кондензата	вртложни мерач протока	0 до 7 kg/s	0,05 kg/s



Слика 19. Шема сушне секције картон машине са позицијом мерних места



Слика 20. Шема секције за сушење премаза на картон машини са позицијом мерних места

Табела 4. Средње вредности измерених процесних параметра на картон машини

Мерно место	Мерна величина	Јед.	Режим рада	
			летњи	зимски
К-ММ1	Ширина картонске траке	m	3,14	3,14
	Брзина картонске траке	m/min	233	140
	Граматура сувог картона	g/m ²	234	376
	Влажност картона	%	53	54
	Температура картона	°C	32	31
К-ММ2	Влажност картона	%	11	13
	Температура картона	°C	80	72
ВВ-ММ1	Температура ваздуха	°C	63,9	63,3
	Рел. влажност ваздуха	%	31,2	21
	Запремински проток ваздуха при стварним условима	m ³ /h	108.680	135.500
ВВ-ММ2	Температура ваздуха	°C	74,4	74
	Рел. влажност ваздуха	%	31,3	21,5
	Запремински проток ваздуха при стварним условима	m ³ /h	99.340	98.680
ВВ-ММ3	Температура ваздуха	°C	74,4	74
	Рел. влажност ваздуха	%	31,2	21,5
	Запремински проток ваздуха при стварним условима	m ³ /h	18.910	34.200
СВ-ММ1	Температура ваздуха	°C	32,7	5,1
	Рел. влажност ваздуха	%	38,7	72,5
ПВ-ММ1	Температура ваздуха	°C	41,2	38,3
	Рел. влажност ваздуха	%	24,1	9,5
	Запремински проток ваздуха при стварним условима	m ³ /h	62.780	62.620
ПВ-ММ2	Температура ваздуха	°C	54,8	27,6

Мерно место	Мерна величина	Јед.	Режим рада	
			летњи	зимски
	Рел. влажност ваздуха	%	12,5	17,7
	Запремински проток ваздуха при стварним условима	m ³ /h	120.070	110.110
ПВ-ММ3	Температура ваздуха	°C	49,5	33,3
	Рел. влажност ваздуха	%	15,9	12,5
	Запремински проток ваздуха при стварним условима	m ³ /h	54.630	51.490
ПВ-ММ4	Температура ваздуха	°C	49,5	33,3
	Рел. влажност ваздуха	%	15,9	12,5
	Запремински проток ваздуха при стварним условима	m ³ /h	23.630	22.440
ВХ-ММ1	Температура ваздуха	°C	37,9	30,2
	Рел. влажност ваздуха	%	35,2	28
	Запремински проток ваздуха при стварним условима	m ³ /h	55.690	54.350
ПГ-ММ1	Доња топлотна моћ горива	MJ/m ³	34,22	34,22
	Потрошња горива на стандардним условима (1013 mbar, 20 °C)	m ³ /h	92,95	102,05
ПС-ММ1	Температура продуката сагоревања	°C	56,8	64,1
	Проток продуката сагоревања при стварним условима	m ³ /h	14.496	14.820
ВП3-ММ1	Притисак паре	bar	3,24	3,14
	Проток паре	t/h	15,1	16,8
ВП12-ММ1	Притисак паре	bar	10,89	11,43
	Проток паре	t/h	1,2	1,2
КОН-ММ1	Притисак кондензата	bar	1,08	1,33

Мерно место	Мерна величина	Јед.	Режим рада	
			летњи	зимски
	Температура кондензата	°C	102	108
	Проток кондензата	t/h	15,8	17,3
ВХК-ММ1	Температура воде	°C	27	11
	Проток воде	kg/s	16,5	10,5
ВХК-ММ2	Температура воде	°C	35	28
	Проток воде	kg/s	16,5	10,5
К-ММ3	Граматура сувог картона	g/m ²	252	411
	Влажност картона	%	6,6	7,6
	Температура картона	°C	59	61
ПРЕМ-ММ1	Температура премаза	°C	30	30
	Потрошња премаза	kg/s	0,63	0,758
ПГ-ММ2 (ваздушни сушачи)	Доња топлотна моћ горива	MJ/m ³	34,22	34,22
	Потрошња горива на стандардним условима (1013 mbar, 20 °C)	m ³ /h	123,2	133,4
ПГ-ММ3 (ИЦ сушачи)	Доња топлотна моћ горива	MJ/m ³	34,22	34,22
	Потрошња горива на стандардним условима (1013 mbar, 20 °C)	m ³ /h	60,65	65,75
ПС-ММ2 (ваздушни сушачи)	Температура продуката сагоревања	°C	187	168
	Проток продуката сагоревања при стварним условима	m ³ /h	22.580	20.840
ПС-ММ3 (ИЦ сушачи)	Температура продуката сагоревања	°C	105	100
	Проток при стварним условима продуката сагоревања	m ³ /h	9.083	8.512

4.2 МЕРЕЊЕ ПАРАМЕТАРА ВАЗДУХА И ТЕМПЕРАТУРЕ ЧВРСТИХ ПОВРШИ У ПРОИЗВОДНОЈ ХАЛИ

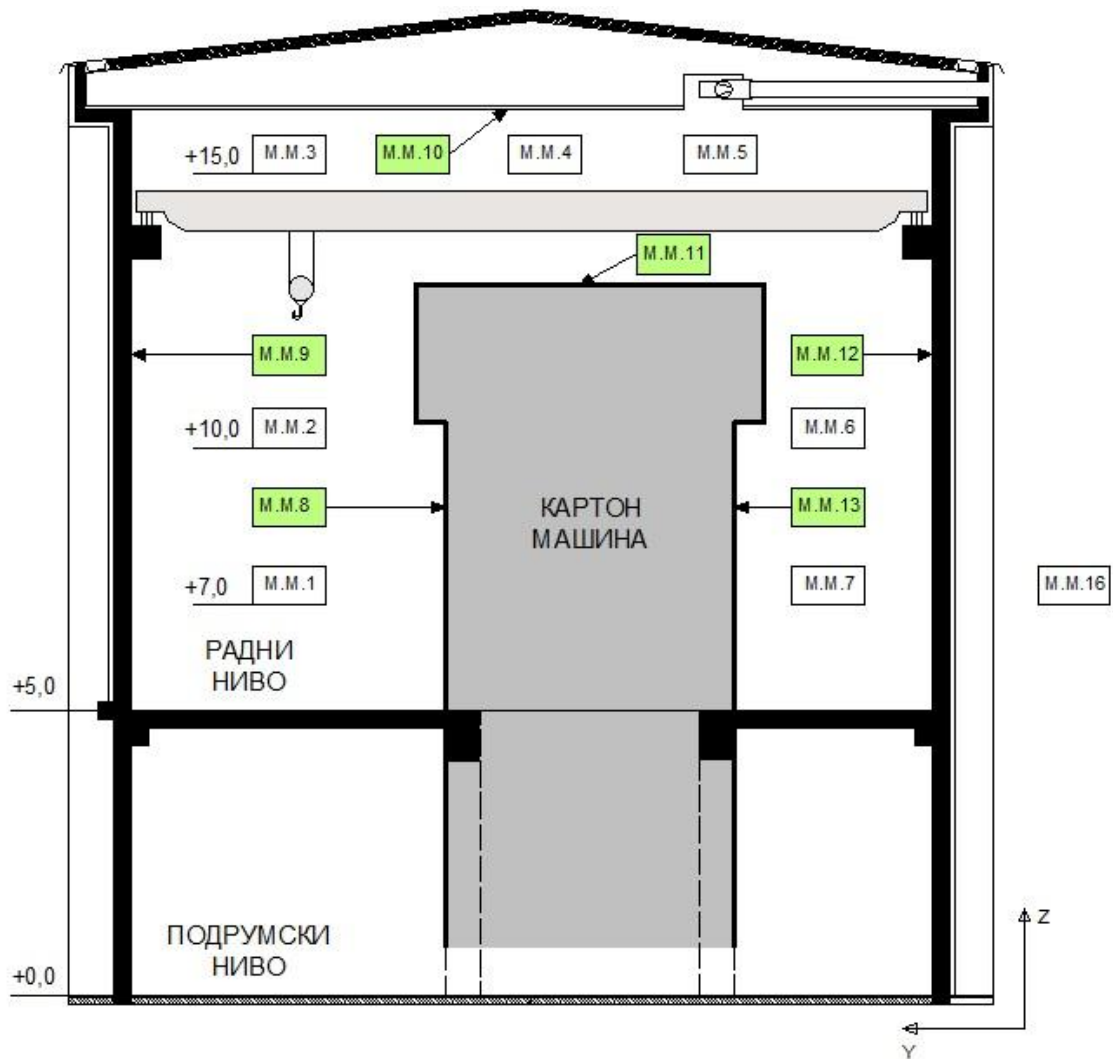
Овај сет мерења је конципиран на тај начин да обезбеди неопходне податке за израду аналитичког модела и дефинисање граничних услова за нумерички модел којим је симулирано струјање ваздуха у хали као и за валидацију резултата добијених симулацијама.

Извршена су мерења следећих физичких величина:

1. Температура и релативна влажност ваздуха у седам тачака (М.М.1 до М.М.7) по попречном пресеку хале,
2. Температурски профил унутрашњих страна бочних зидова (М.М.9 и М.М.12) као и чеоног предњег (М.М.14) и задњег (М.М.15) зида хале,
3. Температурски профил плашта картон машине (М.М.8, М.М.11 и М.М.13),
4. Температурски профил плафона хале (М.М.10),
5. Температура и релативна влажност околног ваздуха (М.Р.16) и
6. Температура, релативна влажност и брзина ваздуха који улази у халу кроз отворе на омотачу хале у зимском режиму рада.

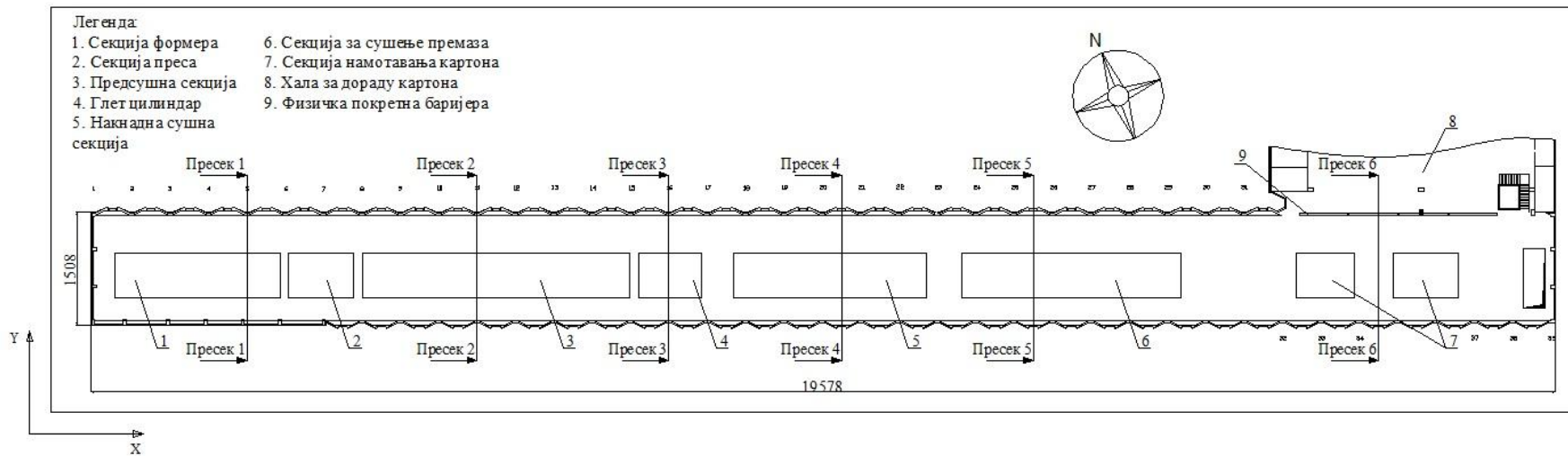
На слици 21 је приказан карактеристичан попречни пресек хале са шемом мерних места. Мерења су спроведена у шест попречних пресека, чија локација је приказана на слици 22. Пресеци одговарају карактеристичним секцијама картон машине: 1. Секција формера и преса, 2. Предсушна секција, 3. Глет цилиндар, 4. Накнадна сушна секција, 5. Секција за сушење премаза, 6. Секција за намотавање картона.

Производна хала у којој је смештена картон машина је армирано бетонске конструкције дужине 196 m и ширине 15 m што чини површину од приближно 2.950 m². Хала се састоји од подрумског нивоа висине 5 m и радног нивоа висине 11 m. Сушна секција је одвојена од простора хале затвореном изолованом хаубом у радном делу и делимично отвореном хаубом у подрумском делу хале што омогућава инфилтрацију ваздуха из подрумског простора у сушну хаубу.



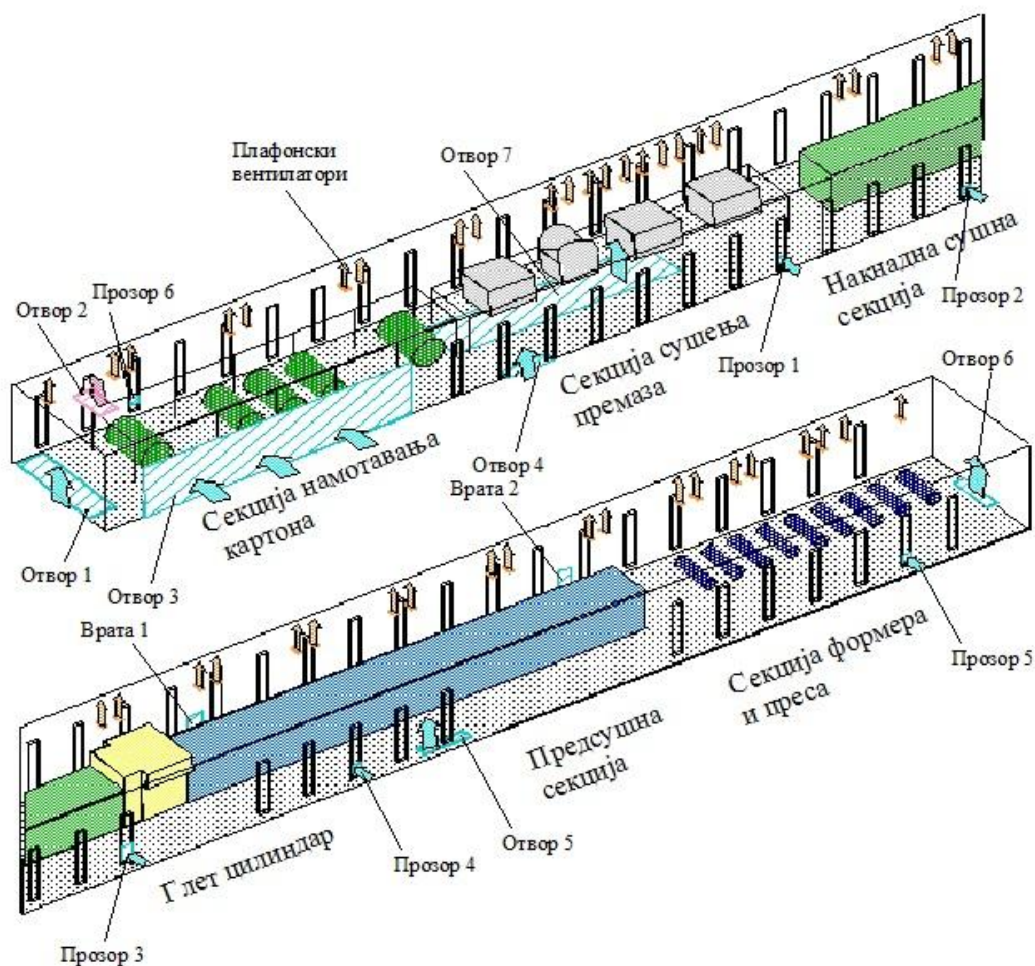
Слика 21. Попречни пресек производне хале са шемом и позицијом мерних места

Механички систем вентилације хале се састоји од локалног система вентилације мокрог краја машине, са усисним отворима постављеним у оквиру плenums на погонској страни секције формера и преса капацитета $50.000 \text{ m}^3/\text{h}$, локалног система вентилације секције за сушење премаза капацитета $20.000 \text{ m}^3/\text{h}$ и централног вентилационог система који се састоји од 43 плафонска аксијална вентилатора који избацују ваздух из хале у атмосферу капацитета $(43 \times 7.500 = 322.500 \text{ m}^3/\text{h})$. Укупан капацитет вентилационог система износи $392.500 \text{ m}^3/\text{h}$ при нормалним условима (1013 mbar , $0 \text{ }^\circ\text{C}$) што омогућава 12 измена ваздуха по сату.



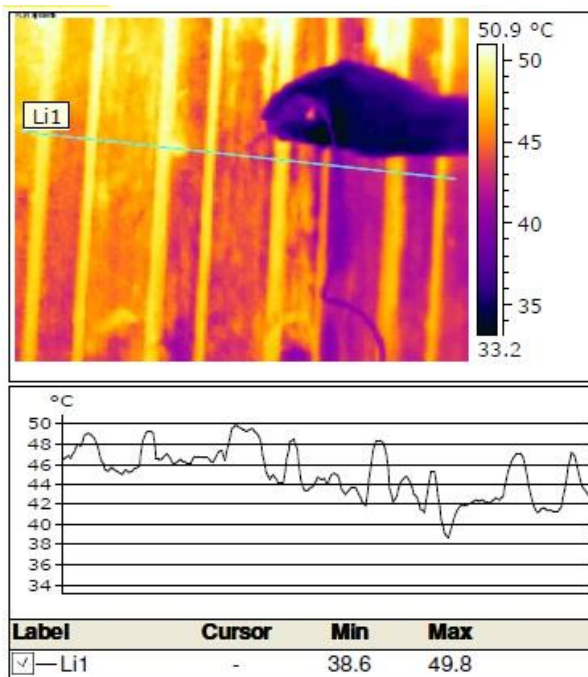
Слика 22. Позиција карактеристичних попречних пресека у производној хали

Одређена количина ваздуха ($54.000 \text{ m}^3/\text{h}$) се из простора хале уводи у сушну хаубу у циљу вентилације ваздушних цепова. Овај ваздух се претходно догрева до потребне температуре у парним размењивачима топлоте. Ваздух који се одводи из простора хале механичким путем (номинално $446.500 \text{ m}^3/\text{h}$) надокнађује се делимично ваздухом који се доводи вентилаторима за потребе хлађења погонских електро мотора ($59.000 \text{ m}^3/\text{h}$) док остатак ваздуха продире у радни ниво хале из подрумског дела хале кроз отворе на поду, из суседних помоћних хала кроз отворе и врата и из атмосфере кроз отворене прозоре. На слици 23 је приказана локација отвора на којима су измерени параметри ваздуха на улазу у радни ниво производне хале.



Слика 23. Позиција отвора, врата и прозора на којима су измерени параметри ваздуха на улазу у радни ниво производне хале

Температура и влажност ваздуха су измерене електронским термохигрометром док су температуре унутрашњих зидова хале и плашта машине измерене термовизијском камером и проверене контактним термопаром типа К при чему је одступање резултата у највећем броју случајева било мање од ± 1 °C (слика 24).



Слика 24. Поређење резултата мерења температуре чврсте површи контактним термопаром и термовизијском камером

За мерење брзине ваздуха коришћени су анеометар са пропелером и анеометар са загрејаним влакном „hot wire“. Мерни инструменти су изабрани тако да измерене вредности одговарају мерном опсегу сваког уређаја. Пре почетка мерења извршена је калибрација мерне опреме. Списак коришћених мерних инструмената је приказан у табели 5.

Табела 5. Списак преносних мерних инструмената

р.б.	Мерни инструмент	Тип	Мерни опсег	Подела
1.	Термо-хигрометар	Milcommerce ltd. са електронским сензором	-40 до 120 °C 0 до 99 %	0,1 °C 1 %
2.	Термо-хигрометар	Dwyer instruments thermohigrometer TH	0 до 50 °C 10 до 90 %	0,1 °C 1 %
3.	Термовизијска камера	FLIR ThermaCam E65	-20 до 250 °C	1 °C
4.	Контактни термопар са показним инструментом	Далмација-Дуги рат тип К са показним инструментом DTI	-65 до 1150 °C	0,1 °C
5.	Анемометар са пропелером	Kestrel 4000 Nielsen-Kellerman	0,4 до 60 m/s -45 до 125 °C 0 до 100 %	0,1 m/s 0,1 °C 0,1 %
6.	Анемометар са загрејаним влакном „hot wire“	Testo	0 до 20 m/s	0,01 m/s

Сва мерења су извршена ручно. Мерна места су дефинисана тако да се налазе на одређеним растојањима од пода и бочних зидова хале као што је приказано на слици 21. Приликом мерења параметара ваздуха на мерним местима М.М.3, М.М.4 и М.М.5 сензор мерног инструмента је био постављен на мачку крана док је за мерна места М.М.1 и М.М.2 сензор био причвршћен за куку крана. Сензор је био прекривен алуминијумском фолијом како би се елиминисао утицај зрачења [94]. Параметри ваздуха на мерним местима М.М.6 и М.М.7 су измерени са платформи које се налазе у погонском (јужном) делу хале. Сензор инструмента није био премештан на следеће мерно место док се очитаване вредности нису

биле усталиле. Параметри ваздуха који улази у халу кроз отворе на њеном омотачу су измерени тако што је мерна сонда анемометра и термо-хигрометра била постављена у најмање 4 а највише 10 мерних тачака по попречном пресеку отвора, у зависности од његове величине, и задржана у одређеном временском интервалу. Резултати мерења су након тога осредњени по времену и простору.

Мерења за летњи режим су извршена 18.07.2008. у периоду од 11:00 до 14:30 h. У току мерења нису забележене значајне осцилације температуре и влажности спољашњег ваздуха које су просечно износиле 32 °C и 34,8 % (10 gH₂O/kg), респективно. Мерења у зимском режиму су спроведена 17.03.2009. у периоду од 05:15 до 08:40 h. У току мерења забележен је пораст температуре околног ваздуха од 3,9 °C колико је било забележено у 06:00 h до 6,4 °C забележених у 08:40 h. За то време нису биле забележене значајне осцилације апсолутне влажности околног ваздуха која је износила просечно 4 gH₂O/kg. У табелама 6 до 11 су приказани осредњени резултати мерења температуре и влажности ваздуха у хали и минималне и максималне забележене температуре унутрашњих зидова и плафона хале као и плашта машине у карактеристичним пресецима. Термограми забележени термовизијском камером су приказани у Прилогу 1 за летњи режим рада и Прилогу 2 за зимски режим рада. У табели 12 су приказани осредњени резултати мерења температуре, релативне влажности и брзине ваздуха који улази у халу кроз отворе у омотачу за зимски режим рада.

Табела 6. Температура, влажност ваздуха и температуре зидова хале и плашта машине у пресеку 1 (секција формера и преса)

Мерно место	Летњи режим		Зимски режим	
	Температура	Релативна влажност	Температура	Релативна влажност
	°C	%	°C	%
М.М.1	32,2	52	28	52,2
М.М.2	34,1	60,4	33,6	74
М.М.3	59,3	41,5	50,3	46
М.М.4	60,1	37,2	50,4	47,2
М.М.5	60,3	35,4	50,2	49
М.М.6	-	-	38,2	64
М.М.7	31,7	80,8	24,4	56,8
М.М.8	28-34	-	16-31	-
М.М.9	32-46	-	20-42	-
М.М.10	50-53	-	42-49	-
М.М.11	-	-	-	-
М.М.12	32-48	-	34-41	-
М.М.13	-	-	-	-
М.М.14	30-50	-	-	-

Табела 7. Температура, влажност ваздуха и температуре зидова хале и плашта машине у пресеку 2 (предсушна секција)

Мерно место	Летњи режим		Зимски режим	
	Температура	Релативна влажност	Температура	Релативна влажност
	°C	%	°C	%
М.М.1	32,6	50,1	27,4	50
М.М.2	34,5	47	44,7	42,6
М.М.3	61,7	39,1	57,4	42
М.М.4	62,6	37,4	56,1	40,9
М.М.5	63,5	34,4	56,2	38,6
М.М.6	40,6	56,7	38	33,8
М.М.7	34,6	72,6	29,1	38,4
М.М.8	35-45	-	37-40	-
М.М.9	32-52	-	26-47	-
М.М.10	52-55	-	48-52	-
М.М.11	-	-	54-61	-
М.М.12	40-48	-	38-47	-
М.М.13	44-48	-	40-51	-

Табела 8. Температура, влажност ваздуха и температуре зидова хале и плашта машине у пресеку 3 (глет цилиндар)

Мерно место	Летњи режим		Зимски режим	
	Температура	Релативна влажност	Температура	Релативна влажност
	°C	%	°C	%
М.М.1	36,8	35,2	29,4	40
М.М.2	47,9	46,8	48	30
М.М.3	62,5	38	59,3	41,5
М.М.4	65,5	35,9	60,1	40,1
М.М.5	66,1	32,1	60,9	39
М.М.6	44,9	38,8	47,6	39
М.М.7	38,5	42,8	36	22
М.М.8	47-69	-	37-67	-
М.М.9	38-54	-	32-52	-
М.М.10	55-64	-	50-57	-
М.М.11	-	-	66-69	-
М.М.12	42-64	-	32-57	-
М.М.13	60-71	-	64-69	-

Табела 9. Температура, влажност ваздуха и температуре зидова хале и плашта машине у пресеку 4 (накнадна сушна секција)

Мерно место	Летњи режим		Зимски режим	
	Температура	Релативна влажност	Температура	Релативна влажност
	°C	%	°C	%
М.М.1	32,6	46	26,2	42
М.М.2	39,4	73,1	39,1	40
М.М.3	66,7	24,6	64	28,2
М.М.4	70	23,5	63,5	28,2
М.М.5	68,2	24,7	63	28,8
М.М.6	40,9	53,7	38,5	45
М.М.7	35,4	-	33	38
М.М.8	42-48	-	34-43	-
М.М.9	36-55	-	33-55	-
М.М.10	58-61	-	52-60	-
М.М.11	-	-	53-60	-
М.М.12	43-56	-	34-58	-
М.М.13	50-56	-	44-48	-

Табела 10. Температура, влажност ваздуха и температуре зидова хале и плашта машине у пресеку 5 (секција за сушење премаза)

Мерно место	Летњи режим		Зимски режим	
	Температура	Релативна влажност	Температура	Релативна влажност
	°C	%	°C	%
М.М.1	34,6	40,4	24,7	55,4
М.М.2	43,9	51,3	39,2	38,1
М.М.3	68,4	23,4	68,4	26
М.М.4	74,4	21,2	72,8	22,4
М.М.5	69,8	22,9	67,5	24,7
М.М.6	37,4	38,6	35	53
М.М.7	36,5	43	30,5	44
М.М.8	39-50	-	50-200 ¹	-
М.М.9	37-62	-	34-61	-
М.М.10	65-79	-	58-73	-
М.М.11	-	-	86-115 ¹	-
М.М.12	39-75	-	29-68	-
М.М.13	40-50	-	50-200 ¹	-

¹Напомена: температуре плашта ваздушних сушача су се кретале у датом опсегу

Табела 11. Температура, влажност ваздуха и температуре зидова хале и плашта машине у пресеку 6 (секција за намотавање картона)

Мерно место	Летњи режим		Зимски режим	
	Температура	Релативна влажност	Температура	Релативна влажност
	°C	%	°C	%
М.М.1	36	34,6	26,6	40,3
М.М.2	40	63,1	37,9	35
М.М.3	65,9	25,8	60,4	30
М.М.4	67,7	24,7	61,1	29,2
М.М.5	67,6	24	61,3	28
М.М.6	-	-	-	-
М.М.7	36	37,5	26,7	44,6
М.М.8	-	-	-	-
М.М.9	36-54	-	-	-
М.М.10	56-58	-	51-55	-
М.М.11	-	-	-	-
М.М.12	35-50	-	26-53	-
М.М.13	-	-	-	-
М.М.15	34-56	-	28-45	-

Табела 12. Температура, релативна влажност и брзина ваздуха који улази у производну халу у зимском режиму рада

Мерно место	Површина отвора	Температура	Релативна влажност	Брзина
	m ²	°C	%	m/s
Пресек 1				
Отвор 6	5	16,5	65	0,34
Прозор 5	0,63	4,4	77,3	3,4
Врата 2	1	17	58,5	1
Пресек 2				
Прозор 3	0,8	4,3	75,4	3,3
Прозор 4	0,012	4,4	75	3
Врата 1	2	23	53,4	2
Пресек 4				
Отвор 5	5	25,8	35	0,08
Прозор 1	0,14	4,2	78	3
Прозор 2	0,14	4,4	76,8	2,3
Пресек 5				
Отвор 4	5	26,8	32	0,04
Отвор 7	30	26,5	33	0,12
Пресек 6				
Отвор 1	33	25	33	0,05
Отвор 2	8	50	35	0,45
Отвор 3	125	26,7	38,6	0,3
Прозор 6	0,63	6,4	74	2,5

4.3 ДИСКУСИЈА РЕЗУЛТАТА

На основу резултата мерења може се закључити да је температурско поље ваздуха веома променљиво по висини, ширини и дуж производне хале у оба карактеристична радна режима што је и очекивано с обзиром на габарите хале и специфичност технолошког процеса производње папира. Највиша температура ваздуха је забележена у горњим нивоима хале у секцији за сушење премаза (72,8 до 74,4 °C), док је највећа релативна влажност ваздуха забележена на мокром крају машине у близини формера (74 до 80,8 %). Температуре ваздуха су нешто више у погонском (јужном) делу хале с обзиром на присуство великог броја погонских електромотора и канала за дистрибуцију свежег загрејаног ваздуха ка сушној хауби и влажног ваздуха из хаубе ка рекуператорима топлоте. Највеће брзине ваздуха који улази у халу су измерене на прозорима (3 до 3,4 m/s) док су на осталим отворима измерене брзине биле знатно мање.

У току мерења примећено је да услед недовољне заптивености сушне хаубе долази до продора топлог и влажног ваздуха из горњих зона хаубе у халу нарочито у секцији глет цилиндра. Поред тога у секцији за сушење премаза на местима на којима папирна трака улази и излази из ваздушних сушача долази до ексфилтрације врелог ваздуха из сушача у халу. Овим се делом могу објаснити високе температуре ваздуха које су измерене у овој секцији. Такође, измерене температуре плашта ваздушних сушача у овој секцији су биле веома високе, чак и до 200 °C, што указује на недовољну термичку изолованост ових уређаја.

Ако се упореде резултати добијени мерењима у летњем и зимском режиму рада може се закључити да су температуре ваздуха, зидова хале и плашта машине у доњим зонама хале у зимском режиму у највећем броју случајева ниже за 5 до 10 °C у односу на температуре измерене у летњем режиму рада. Сличан закључак се може извести и за температуре ваздуха и чврстих површи у горњим нивоима хале (11 m) где су највеће разлике у температури ваздуха забележене у секцији формера и преса, приближно 10 °C. У осталим секцијама разлике су у опсегу од 3 до 7 °C док је у секцији за сушење премаза разлика најмања и износи свега 2 до 3 °C. Апсолутна влажност ваздуха у доњим нивоима хале кретала се у границама од 14 до 17 gH₂O/kg у летњем односно од 10 до 13 gH₂O/kg у зимском режиму рада.

Веће вредности су забележене у мокром делу картон машине. Са друге стране апсолутна влажност ваздуха у горњим нивоима хале се кретала у границама од 47 до 63 gH₂O/kg у летњем односно од 39 до 54 gH₂O/kg у зимском режиму рада при чему су максималне вредности забележене изнад секције глет цилиндра. Измерене вредности влажности ваздуха у нивоу плафона хале су вишеструко више од вредности препоручених у литератури од 21,4 gH₂O/kg [35, 36]. Овај податак указује на недовољну ефикасност локалних система вентилације у производној хали.

Резултати мерења указују на изражен градијент температуре ваздуха по висини хале са приметном стратификацијом, тј. температурским раслојавањем ваздуха у горњим зонама хале. У секцији за сушење премаза забележена је максимална разлика у температури ваздуха од 43,7 °C између горњег и доњег нивоа хале (М.М.1 и М.М.3) у зимском режиму рада. Са друге стране најмања разлика у температури ваздуха између ова два нивоа од 22,3 °C је забележена у секцији формера и преса такође у зимском режиму рада. Разлике у температури ваздуха у нивоу пода и плафона хале су вишеструко више од вредности препоручених у литератури (максимално до 14 °C [35]) што указује на постојање значајних извора отпадне топлоте у производној хали и на неефикасност постојећег система за вентилацију хале.

Параметри ваздуха у хали су променљиви у простору и времену и зависе од многобројних фактора као што су тип картона који се производи, брзина картон машине и спољашњи климатски услови. Производња картона се одвија континуално у три смене а производни процес може да траје и више од 24 h без промене асортимана односно граматуре и типа картона који се производи. У току мерења су забележене мале промене спољашње температуре ваздуха а период у коме су мерења спроведена је био знатно краћи од времена трајања производног процеса без прекида и промене типа картона. Из ових разлога може се претпоставити да су мерења извршена у приближно стационарним условима.

С обзиром на димензије хале (запремина простора од 32.340 m³) и релативно мали број мерних тачака (42 по целој запремини) висока тачност резултата није била у првом плану код другог сета мерења. И поред тога

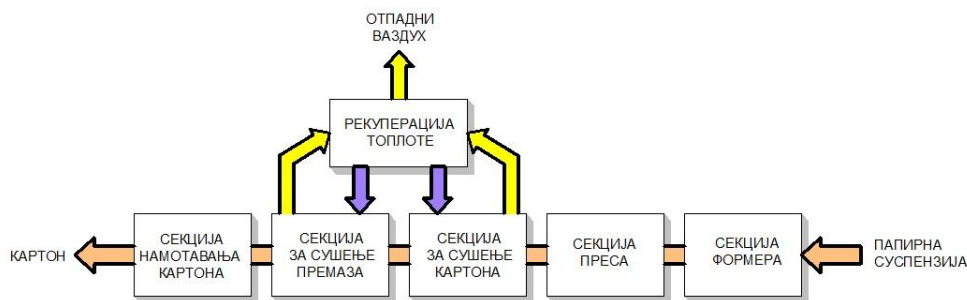
примењени метод мерења и добијени резултати су довољно поуздани за квалитативну и квантитативну анализу карактера струјања ваздуха у хали. Поред тога, резултати мерења су послужили за дефинисање граничних услова за израду нумеричког модела којим је симулирано струјање ваздуха у хали и за оцену тачности и поузданости резултата добијених симулацијама.

5. МАТЕРИЈАЛНИ И ТОПЛОТНИ БИЛАНС СУШНЕ СЕКЦИЈЕ КАРТОН МАШИНЕ

Картон машина у Фабрици картона Умка а.д. може да се подели на шест технолошких целина приказаних на слици 25. Водена пара је основни секундарни извор енергије на картон машини. Од укупне потрошње водене паре у фабрици на секцији за сушење картона се утроши од 86 до 90 %. Остатак паре се утроши на парним касетама у секцији преса (до 3 %), у процесу припреме папирне масе (6 до 8 %) и за грејање фабричких објеката у зимском периоду (5 до 7 %). Поред тога на глет цилиндру и секцији за сушење премаза као извор термичке енергије за сушење користе се продукти сагоревања природног гаса (потрошња гаса на горионцима чини 16 до 18 % од укупне потрошње природног гаса у фабрици). Из наведеног се може закључити да су секција за сушење картона и секција за сушење премаза далеко највећи потрошачи топлотне енергије на картон машини. Управо из овог разлога ове две секције су предмет детаљне анализе у оквиру дисертације.

Једначине материјалног и топлотног биланса су постављене за претходно дефинисана билансна поља (слике 19 и 20 у поглављу 4):

- хауба сушне секције (ХСС),
- секција за сушење премаза (ССП),
- рекуператор 1 (Р1),
- рекуператор 2 (Р2) и
- рекуператор 3 (Р3).



Слика 25. Технолошке целине на картон машини

5.1 ЈЕДНАЧИНЕ МАТЕРИЈАЛНОГ И ТОПЛОТНОГ БИЛАНСА

5.1.1 Хауба сушне секције

Једначина материјалног биланса хаубе сушне секције (ХСС) може да се напише у следећем облику:

$$\dot{m}_{\text{ку}} + \dot{m}_{\text{вх}} + \dot{m}_{\text{пв}} + \dot{m}_{\text{псу}} + \dot{m}_{\text{п3}} + \dot{m}_{\text{п12}} + \dot{m}_{\text{вхку}} + \dot{m}_{\text{инф}} = \dot{m}_{\text{ки}} + \dot{m}_{\text{вв}} + \dot{m}_{\text{пси}} + \dot{m}_{\text{кон}} + \dot{m}_{\text{вхки}}, \quad [\text{kg/s}] \quad (1)$$

где су:

$\dot{m}_{\text{ку}}$ – масени проток картона на улазу у ХСС,

$\dot{m}_{\text{вх}}$ – масени проток ваздуха који се вентилаторима уводи у ХСС из простора машинске хале,

$\dot{m}_{\text{пв}}$ – масени проток предгрејаног ваздуха из рекуператора,

$\dot{m}_{\text{псу}}$ – масени проток продуката сагоревања на улазу у ХСС,

$\dot{m}_{\text{п3}}$ – масени проток водене паре притиска 3 bar,

$\dot{m}_{\text{п12}}$ – масени проток водене паре притиска 12 bar,

$\dot{m}_{\text{вхку}}$ – масени проток воде за хлађење кондензатора – улаз,

$\dot{m}_{\text{инф}}$ – разлика између масеног протока инфилтрираног и ексфилтрираног ваздуха из ХСС у простор машинске хале,

$\dot{m}_{\text{ки}}$ – масени проток картона на излазу из ХСС,

$\dot{m}_{\text{вв}}$ – масени проток влажног ваздуха на излазу из ХСС,

$\dot{m}_{\text{пси}}$ – масени проток продуката сагоревања на излазу из ХСС,

$\dot{m}_{\text{кон}}$ – масени проток кондензата,

$\dot{m}_{\text{вхки}}$ – масени проток воде за хлађење кондензатора – излаз.

Једначина топлотног биланса ХСС може да се напише у следећем облику:

$$\begin{aligned} & (\dot{m}_{\text{ску}} \cdot c_{\text{р,с,с}} + \dot{m}_{\text{вкү}} \cdot c_{\text{р,вкү}}) \cdot t_{\text{кү}} + \dot{m}_{\text{вх}} \cdot h_{\text{вх}} + \dot{m}_{\text{пв}} \cdot h_{\text{пв}} + \dot{m}_{\text{псу}} \cdot c_{\text{р,псу}} \cdot t_{\text{псу}} \\ & + \dot{m}_{\text{п3}} \cdot h_{\text{п3}} + \dot{m}_{\text{п12}} \cdot h_{\text{п12}} + \dot{m}_{\text{вхкү}} \cdot c_{\text{р,вхкү}} \cdot t_{\text{вхкү}} = (\dot{m}_{\text{ски}} \cdot c_{\text{р,с,с}} + \dot{m}_{\text{вкн}} \cdot c_{\text{р,вкн}}) \cdot t_{\text{кн}} \quad [\text{kW}] \quad (2) \\ & + \dot{m}_{\text{вв}} \cdot h_{\text{вв}} + \dot{m}_{\text{пси}} \cdot c_{\text{р,пси}} \cdot t_{\text{пси}} + \dot{m}_{\text{кюн}} \cdot h_{\text{кюн}} + \dot{m}_{\text{вкн}} \cdot c_{\text{р,вкн}} \cdot t_{\text{вкн}} + \dot{Q}_{\text{губ}}, \end{aligned}$$

где су:

$\dot{m}_{\text{ску}}$ – масени проток сувог картона на улазу у ХСС, [kg/s],

$c_{\text{р,ску}}$ – спец. топлотни капацитет сувог картона на улазу у ХСС, [kJ/(kg·K)],

$\dot{m}_{\text{вкү}}$ – масени проток влаге у картону на улазу у ХСС, [kg/s],

$c_{\text{р,вкү}}$ – спец. топлотни капацитет влаге у картону на улазу у ХСС, [kJ/(kg·K)],

$t_{\text{кү}}$ – температура картона на улазу у ХСС, [°C],

$h_{\text{вх}}$ – специфична енталпија ваздуха који се вентилаторима уводи у ХСС из простора машинске хале, [kJ/kg],

$h_{\text{пв}}$ – специфична енталпија предгрејаног ваздуха из рекуператора, [kJ/kg],

$c_{\text{р,псу}}$ – спец. топлотни капацитет продуката сагоревања на улазу у ХСС, [kJ/(kg·K)],

$t_{\text{псу}}$ – температура продуката сагоревања на улазу у ХСС, [°C],

$h_{\text{п3}}$ – специфична енталпија водене паре притиска 3 bar, [kJ/kg],

$h_{\text{п12}}$ – специфична енталпија водене паре притиска 12 bar, [kJ/kg],

$c_{\text{р,вхкү}}$ – спец. топлотни капацитет воде за хлађење кондензатора – улаз, [kJ/(kg·K)],

$t_{\text{вхкү}}$ – температура воде за хлађење кондензатора – улаз, [°C],

$\dot{m}_{\text{ски}}$ – масени проток сувог картона на излазу из ХСС, [kg/s],

$c_{\text{р,ски}}$ – спец. топлотни капацитет сувог картона на излазу из ХСС, [kJ/(kg·K)],

$\dot{m}_{\text{вкн}}$ – масени проток влаге у картону на излазу из ХСС, [kg/s],

$c_{p,вкн}$ – спец. топлотни капацитет влаге у картону на излазу из ХСС,
[kJ/(kg·K)],

$t_{кн}$ – температура картона на излазу из ХСС, [°C],

$h_{вв}$ – специфична енталпија влажног ваздуха на излазу из ХСС, [kJ/kg],

$c_{p,пси}$ – спец. топлотни капацитет продуката сагоревања на излазу из ХСС,
[kJ/(kg·K)],

$t_{пси}$ – температура продуката сагоревања на излазу из ХСС, [°C],

$h_{кон}$ – специфична енталпија кондензата, [kJ/kg],

$c_{p,вхкн}$ – спец. топлотни капацитет воде за хлађење кондензатора – излаз,
[kJ/(kg·K)],

$t_{вхкн}$ – температура воде за хлађење кондензатора – излаз, [°C],

$\dot{Q}_{губ}$ – губици топлотне енергије из хаубе сушне секције, [kW].

5.1.2 Секција за сушење премаза

Једначина материјалног биланса за секцију за сушење премаза (ССП) може да се напише у следећем облику:

$$\dot{m}_{ку} + \dot{m}_{св} + \dot{m}_{пв} + \dot{m}_{г} + \dot{m}_{пре} = \dot{m}_{кн} + \dot{m}_{псвс} + \dot{m}_{псиц} + \dot{m}_{екс}, \quad [\text{kg/s}] \quad (3)$$

где су:

$\dot{m}_{ку}$ – масени проток картона на улазу у ССП,

$\dot{m}_{св}$ – масени проток свежег ваздуха за сагоревање,

$\dot{m}_{пв}$ – масени проток предгрејаног ваздуха из рекуператора топлоте РЗ,

$\dot{m}_{г}$ – масени проток горива (природног гаса) на горионцима,

$\dot{m}_{пре}$ – масени проток премаза,

$\dot{m}_{кн}$ – масени проток картона на излазу из ССП,

$\dot{m}_{псвс}$ – масени проток продуката сагоревања из ваздушних сушача,

$\dot{m}_{псиц}$ – масени проток продуката сагоревања из терморацијационих сушача (ИЦ сушача),

$\dot{m}_{екс}$ – масени проток ексфилтрираног ваздуха у машинску халу.

Једначина топлотног биланса за ССП може да се напише у следећем облику:

$$\begin{aligned} & (\dot{m}_{\text{ску}} \cdot c_{\text{р,с,с}} + \dot{m}_{\text{вкУ}} \cdot c_{\text{р,вкУ}}) \cdot t_{\text{ку}} + \dot{m}_{\text{св}} \cdot h_{\text{св}} + \dot{m}_{\text{пв}} \cdot h_{\text{пв}} + \dot{m}_{\text{г}} \cdot H_{\text{д,г}} \\ & + \dot{m}_{\text{пре}} \cdot c_{\text{р,пре}} \cdot t_{\text{пре}} = (\dot{m}_{\text{ски}} \cdot c_{\text{р,с,с}} + \dot{m}_{\text{вкИ}} \cdot c_{\text{р,вкИ}}) \cdot t_{\text{ки}} + \quad \text{[kW]} \quad (4) \\ & \dot{m}_{\text{псвс}} \cdot c_{\text{р,псвс}} \cdot t_{\text{псвс}} + \dot{m}_{\text{псИЦ}} \cdot c_{\text{р,псИЦ}} \cdot t_{\text{псИЦ}} + \dot{Q}_{\text{губ}} \end{aligned}$$

где су:

$\dot{m}_{\text{ску}}$ – масени проток сувог картона на улазу у ССП, [kg/s],

$c_{\text{р,ску}}$ – спец. топлотни капацитет сувог картона улазу у ССП, [kJ/(kg·K)],

$\dot{m}_{\text{вкУ}}$ – масени проток влаге у картону на улазу у ССП, [kg/s],

$c_{\text{р,вкУ}}$ – спец. топлотни капацитет влаге у картону на улазу у ССП, [kJ/(kg·K)],

$t_{\text{ку}}$ – температура картона на улазу у ССП, [°C],

$h_{\text{св}}$ – специфична енталпија свежег ваздуха за сагоревање, [kJ/kg],

$h_{\text{пв}}$ – специфична енталпија предгрејаног ваздуха из рекуператора РЗ, [kJ/kg],

$H_{\text{д,г}}$ – доња топлотна моћ горива (природног гаса), [kJ/kg],

$c_{\text{р,пре}}$ – спец. топлотни капацитет премаза, [kJ/(kg·K)],

$t_{\text{пре}}$ – температура премаза, [°C],

$\dot{m}_{\text{ски}}$ – масени проток сувог картона на излазу из ССП, [kg/s],

$c_{\text{р,ски}}$ – спец. топлотни капацитет сувог картона на излазу из ССП, [kJ/(kg·K)],

$\dot{m}_{\text{вкИ}}$ – масени проток влаге у картону на излазу из ССП, [kg/s],

$c_{\text{р,вкИ}}$ – спец. топлотни капацитет влаге у картону на излазу из ССП, [kJ/(kg·K)],

$t_{\text{ки}}$ – температура картона на излазу из ССП, [°C],

$c_{\text{р,псвс}}$ – спец. топлотни капацитет продуката сагоревања из ваздушних сушача, [kJ/(kg·K)],

$t_{\text{псВС}}$ – температура продукта сагоревања из ваздушних сушача, [°C],

$c_{\text{р,псИЦ}}$ – спец. топлотни капацитет продукта сагоревања из терморацијационих сушача (ИЦ сушача), [kJ/(kg·K)],

$t_{\text{псИЦ}}$ – температура продукта сагоревања из терморацијационих сушача (ИЦ сушача), [°C],

$\dot{Q}_{\text{губ}}$ – губици топлотне енергије на ССП, [kW].

5.1.3 Рекуператори топлоте

Једначина материјалног биланса у генералном облику за сва три рекуператора топлоте ($i=1, 2, 3$) може да се напише у следећем облику:

$$\dot{m}_{\text{свРi}} + \dot{m}_{\text{ввРi}} + \dot{m}_{\text{псРi}} = \dot{m}_{\text{пвРi}} + \dot{m}_{\text{овРi}}, \quad [\text{kg/s}] \quad (5)$$

где су:

$\dot{m}_{\text{свРi}}$ – масени проток свежег ваздуха на улазу у рекуператор топлоте,

$\dot{m}_{\text{ввРi}}$ – масени проток влажног ваздуха из хаубе сушне секције,

$\dot{m}_{\text{псРi}}$ – масени проток продукта сагоревања из хаубе глет цилиндра, ваздушних и терморацијационих сушача,

$\dot{m}_{\text{пвРi}}$ – масени проток предгрејаног ваздуха на излазу из рекуператора топлоте,

$\dot{m}_{\text{овРi}}$ – масени проток отпадног ваздуха ка атмосфери.

Једначина топлотног биланса у генералном облику за сва три рекуператора топлоте ($i=1, 2, 3$) може да се напише у следећем облику:

$$\dot{m}_{\text{свРi}} \cdot h_{\text{свРi}} + \dot{m}_{\text{ввРi}} \cdot h_{\text{ввРi}} + \dot{m}_{\text{псРi}} \cdot c_{\text{р,псИЦ}} \cdot t_{\text{псРi}} = \dot{m}_{\text{пвРi}} \cdot h_{\text{пвРi}} + \dot{m}_{\text{овРi}} \cdot h_{\text{овРi}} + \dot{Q}_{\text{губ}}, \quad [\text{kW}] \quad (6)$$

где су:

$h_{\text{свРi}}$ – специфична енталпија свежег ваздуха на улазу у рекуператор топлоте, [kJ/kg],

$h_{\text{ввРi}}$ – специфична енталпија влажног ваздуха на улазу у рекуператор топлоте, [kJ/kg],

$c_{p,ncPi}$ – спец. топлотни капацитет продуката сагоревања на улазу у рекуператор топлоте, [kJ/(kg·K)],

t_{ncPi} – температура продуката сагоревања на улазу у рекуператор топлоте, [°C],

h_{ncPi} – специфична енталпија предгрејаног ваздуха на излазу из рекуператора топлоте, [kJ/kg],

$h_{обPi}$ – специфична енталпија отпадног ваздуха ка атмосфери, [kJ/kg],

$\dot{Q}_{губPi}$ – губици топлотне енергије у рекуператору топлоте, [kW].

5.2 ПРОРАЧУНИ СА ВЛАЖНИМ ВАЗДУХОМ

С обзиром да ваздух из хаубе сушне секције и секције за сушење премаза садржи значајне количине водене паре сви прорачуни су израђени у складу са формулама које важе за влажан ваздух. Приликом прорачуна коришћене су следеће формуле [95]:

$$x = 0,622 \cdot \frac{\varphi \cdot p_{ps}}{p - \varphi \cdot p_{ps}}, \quad [\text{kg/kg}_{\text{св}}] \quad (7)$$

$$\rho = \left(\frac{p - \varphi \cdot p_{ps}}{287,1} + \frac{\varphi \cdot p_{ps}}{461,5} \right) \cdot \frac{10^5}{t + 273,15}, \quad [\text{kg/m}^3] \quad (8)$$

$$h = 1,006 \cdot t + (1,86 \cdot t + 2500) \cdot x, \quad [\text{kJ/kg}_{\text{св}}] \quad (9)$$

$$\dot{Q} = \frac{\dot{m}}{1 + x} \cdot h, \quad [\text{kW}] \quad (10)$$

где су:

x – апсолутна влажност ваздуха, [kg/kg_{св}],

φ – релативна влажност ваздуха, [-],

p – апсолутни притисак влажног ваздуха, [bar],

p_{ps} – парцијални притисак засићења водене паре у ваздуху, [bar],

ρ – густина влажног ваздуха, [kg/m³],

t – температура влажног ваздуха, [°C],

h – специфична енталпија влажног ваздуха, [kJ/kg_{св}],

\dot{Q} – топлотна снага (потенцијал) влажног ваздуха, [kW],

\dot{m} – масени проток влажног ваздуха, [kg/s].

5.3 РЕЗУЛТАТИ И ДИСКУСИЈА

На основу једначина материјалног и топлотног биланса за дефинисана билансна поља (једначине 1 до 6), релација које важе за влажан ваздух (једначине 7 до 10) и резултата мерења процесних параметара на картон машини, који су приказани у табели 4 у оквиру поглавља 4, извршено је билансирање токова материје и енергије на сушној секцији картон машине за карактеристичан летњи и зимски режим рада.

Резултати прорачуна су детаљно приказани у табелама у оквиру Прилога 3. У наставку ће бити приказани само најважнији резултати на основу којих је могуће квантификовати индикаторе енергетске ефикасности секција за сушење картона и премаза и одредити карактеристике и потенцијале извора отпадне топлоте у технолошком процесу.

У табелама 13 и 14 приказани су резултати материјалног и топлотног биланса ХСС за карактеристичан летњи и зимски режим рада машине.

Табела 13. Резултати материјалног и топлотног биланса ХСС за летњи режим рада

	Улаз		Израз		Разлика	
	kg/s	kW	kg/s	kW	kg/s	kW
Картон	6,07	557,6	3,21	437,9	2,86	119,7
Влажан ваздух	52,64	3.953,9	61,81	14.127,6	-9,16	-10.173,7
Продукти сагоревања	0,33	883,5	4,1	302,4	-3,77	581,1
Пара и кондензат	4,53	12.425,1	4,39	1.872,3	0,14	10.552,8
Вода за хлађење кондензатора	16,5	1.860,8	16,5	2.410,5	0	-549,7
Укупно	-	19.680,9	-	19.150,7	-	530,2

Табела 14. Резултати материјалног и топлотног биланса ХСС за зимски режим рада

	Улаз		Изназ		Разлика	
	kg/s	kW	kg/s	kW	kg/s	kW
Картон	5,99	538	3,17	401,8	2,82	136,2
Влажан ваздух	52,91	2.492,2	74,2	12.794,1	-21,3	-10.301,9
Продукти сагоревања	0,36	970	4,15	347,5	-3,79	622,5
Пара и кондензат	5	13.715,3	4,8	2.172,1	0,2	11.543,2
Вода за хлађење кондензатора	10,5	483,9	10,5	1.227,7	0	-743,8
Укупно	-	18.199,4	-	16.943,2	-	1.256,2

У табелама 15 и 16 приказани су резултати материјалног и топлотног биланса ССП за карактеристичан летњи и зимски режим рада машине.

Табела 15. Резултати материјалног и топлотног биланса ССП за летњи режим рада

	Улаз		Изназ		Разлика	
	kg/s	kW	kg/s	kW	kg/s	kW
Картон	3,21	437,9	3,29	307,3	0,55	186,7
Премаз	0,63	56,1				
Продукти сагоревања	0,65	1.747,6	6,84	1.918,6	0,85	391,8
Предгрејан ваздух	7,04	562,8				
Укупно	-	2.804,4	-	2.225,9	-	578,5

Табела 16. Резултати материјалног и топлотног биланса ССП за зимски режим рада

	Улаз		Израз		Разлика	
	kg/s	kW	kg/s	kW	kg/s	kW
Картон	3,16	401,8	3,26	320,3	0,66	149
Премаз	0,758	67,5				
Продукти сагоревања	0,70	1.893	6,59	1.610,8	1,18	588,9
Предгрејан ваздух	7,07	306,7				
Укупно	-	2.669	-	1.931,1	-	737,9

У табелама 17 и 18 приказани су резултати материјалног и топлотног биланса рекуператора топлоте за карактеристичан летњи и зимски режим рада машине.

Табела 17. Резултати материјалног и топлотног биланса рекуператора топлоте за летњи режим рада

	Улаз		Израз		Разлика	
	kg/s	kW	kg/s	kW	kg/s	kW
Рекуператор 1 (P1)						
Свеж ваздух/предгрејан ваздух	19,19	1.208,5	19,19	1.368,3	0	-159,8
Влажан ваздух/отпадни ваздух	30,34	5.621,6	30,34	5.461,8	0	159,8
Рекуператор 3 (P3)						
Свеж ваздух/предгрејан ваздух	23,3	1.467,8	23,3	1.864	0	-396,2
Влажан ваздух и продукти сагоревања/отпадни ваздух	11,9	3.265	11,9	2.868,8	0	396,2

Табела 18. Резултати материјалног и топлотног биланса рекуператора топлоте за зимски режим рада

	Улаз		Израз		Разлика	
	kg/s	kW	kg/s	kW	kg/s	kW
Рекуператор 1 (P1)						
Свеж ваздух/предгрејан ваздух	19,42	292	19,42	939,7	0	-647,7
Влажан ваздух/отпадни ваздух	38,27	5.439,9	38,27	4.792,2	0	647,7
Рекуператор 2 (P2)						
Свеж ваздух/предгрејан ваздух	35,35	531,6	35,35	1.339,1	0	-807,5
Влажан ваздух и продукти сагоревања/отпадни ваздух	30,84	5.808,9	30,84	5.001,4	0	-807,5
Рекуператор 3 (P3)						
Свеж ваздух/предгрејан ваздух	23,3	350,3	23,3	1.010,5	0	-660,2
Влажан ваздух и продукти сагоревања/отпадни ваздух	15,8	3.503,5	15,8	2.843,3	0	660,2

С обзиром да маса сувог картона приликом процеса сушења у ХСС практично остаје непромењена, из резултата приказаних у табелама 13 и 14, може се закључити да се у процесу сушења картона одстрани 2,86 kg/s воде у летњем, односно 2,82 kg/s воде у зимском режиму рада машине за дате граматуре картона. Према резултатима биланса ваздуха и продуката сагоревања може се закључити да се у сушну хаубу инфилтрира 12,93 kg/s односно 25,09 kg/s ваздуха из подрумског дела машинске хале што резултира билансом ваздуха у хауби од 80 % и 68 % за летњи и зимски режим рада, респективно. Приликом мерења параметара ваздуха у хали примећено је да на појединим местима, у горњим зонама хаубе где влада натпритисак, услед постојања незаптивених спојева панела и отворених ревизионих отвора долази до продора влажног ваздуха из сушне хаубе у машинску халу. С обзиром да ова количина ваздуха није могла бити обухваћена

билансом, израчунате количине инфилтрираног ваздуха практично представљу разлику између стварно инфилтриране количине ваздуха из подрумског дела хале и количине ваздуха која се ексфилтрира из горњих зона сушне хаубе у радни део машинске хале.

Од укупне количине водене паре која се доведе у ХСС око 0,14 kg/s у летњем односно 0,2 kg/s у зимском режиму рада се утроши на парним касетама у секцији преса што одговара количини кондензата која се не врати у парну котларницу. Губици топлоте на водом хлађеном кондензатору износе 549,7 kW и 743,8 kW за летњи и зимски режим рада респективно, што чини 4,4 % односно 5,4 % од укупне топлотне снаге која се доведе у ХСС воденом паром.

Коначно из резултата биланса ХСС може се закључити да услед лоше заптивености и недовољне термичке изолације хаубе топлотни губици са сушне хаубе у машинску халу износе 530,2 kW и 1.256,2 kW у летњем и зимском режиму рада респективно, што чини 2,7 % и 6,9 % од укупне топлотне снаге која се доведе у ХСС.

Укупна топлотна снага која се доведе воденом паром и продукцијом сагоревања у ХСС у летњем и зимском режиму рада износи 13.308,6 kW и 14.685,3 kW што одговара специфичној потрошњи топлотне енергије од 4,65 MJ/kgH₂O и 5,21 MJ/kgH₂O. Према доступним подацима из литературе за сличне конфигурације сушних секција ове вредности се крећу у границама од 2,8 до 4 MJ/kgH₂O [1] и од 3,5 до 5 MJ/kgH₂O [96].

Специфична потрошња топлотне енергије по јединици масе картона у ХСС износи 4,15 GJ/t и 4,63 GJ/t, односно 1.153 kWh/t и 1.286 kWh/t, док је специфична потрошња водене паре по јединици масе картона у ХСС 1,41 t/t и 1,58 t/t за летњи и зимски режим рада, респективно. Већа специфична потрошња топлотне енергије у зимском режиму рада очекивана је због веће количине топлоте потребне за загревање ваздуха за вентилацију ваздушних цепова и инфилтрираног ваздуха, због већих губитака топлоте у парно-кондензном систему и кроз плашт сушне хаубе као и због производње картона веће граматуре. Студије које су спроведене на папир машинама сличних конфигурација које су опремљене модерном технологијом указују на то да су референтне вредности за специфичну

потрошњу топлотне енергије код вишечилиндричних сушних секција на нивоу од 3,9 GJ/t [1]. Према истом извору, оптимизацијом конфигурације сушне секције и побољшањем управљачког система, специфична потрошња топлотне енергије може да се смањи на 2,7 GJ/t [1]. Просечна специфична потрошња топлотне енергије код машина за производњу амбалажног папира са примењеном ВАТ технологијом, укључујући и потрошњу топлотне енергије за припрему папирне масе, износи 4 GJ/t [15]. На основу ових података може се закључити да на посматраној сушној секцији постоје значајни потенцијали за повећање енергетске ефикасности процеса термичког сушења картона.

На основу резултата биланса ССП приказаних у табелама 15 и 16 може се закључити да се из картона издвоји 0,55 kg/s воде у летњем, односно 0,66 kg/s воде у зимском режиму рада при чему се картону дода 0,22 kg/s, односно 0,26 kg/s суве материје у виду штампарског премаза. Услед незаптивености ваздушних сушача у простор хале се ослободи 0,85 kg/s и 1,18 kg/s мешавине продуката сагоревања и ваздуха у летњем и зимском режиму рада, респективно.

Укупан номинални капацитет гасних горионика у овој секцији износи 4.000 kW. Горионици не раде пуним капацитетом тако да се за потребе термичког сушења премаза продуктима сагоревања у ССП доведе 1.747,6 kW и 1.893 kW топлотне снаге у летњем и зимском режиму рада секције, респективно. Према томе специфична потрошња топлотне енергије по јединици масе воде која испари у овој секцији износи 3,18 MJ/kgH₂O у летњем, односно 2,87 MJ/kgH₂O у зимском режиму рада. Према литерарним изворима специфична потрошња топлотне енергије на ваздушним сушачима износи од 2,8 до 3,5 MJ/kgH₂O [7], што се у доброј мери слаже са приказаним резултатима. Губици топлоте из ССП у машинску халу износе 578,5 kW и 737,9 kW у летњем и зимском режиму рада респективно, што чини 33,1 % и 39 % од укупне топлотне снаге која се доведе у ову секцију продуктима сагоревања природног гаса. Секција за сушење премаза је далеко мањих габарита од секције за сушење картона и није затворена хаубом због опасности од настајања пожара. Из ових разлога ова секција представља локално највећи извор топлоте у машинској хали што је доказано и резултатима мерења параметара ваздуха у хали приказаним у оквиру поглавља 4.

Из резултата биланса приказаних у табелама 17 и 18, у случају да се занемаре губици топлоте у рекуператорима (члан $Q_{губP_i}$ у једначини топлотног биланса б), може се закључити да постојећи СРОТ на картон машини искористи свега 556 kW од отпадне топлотне снаге из процеса сушења картона и премаза за предгревање свежег ваздуха на два рекуператора топлоте у летњем режиму рада. У зимском режиму рада ситуација је донекле повољнија с обзиром да се у три рекуператора топлоте искористи 2.115 kW од отпадне топлотне снаге за загревање различитих ваздушних токова. Највећа количина отпадне топлотне снаге од 807,5 kW се искористи у другом рекуператору (P2) у коме се загрева свеж ваздух за загревање плафона машинске хале.

На основу резултата биланса одређене су основне карактеристике отпадног ваздуха након једностепене рекуперације топлоте и израчуната ефикасност рекуператора топлоте за карактеристичан летњи и зимски режим рада система (табеле 19 и 20).

Табела 19. Карактеристике отпадне топлоте на излазу из СРОТ и његова ефикасност за летњи режим рада

Рекуп. Топлоте	Топлотна снага	Температура ваздуха	Температурска ефикасност	Термичка ефикасност
	kW	°C	%	%
P1	5.462	58,5	27,2	3,6
P2	7.462	68,2	0	0
P3	2.869	91	23,7	22
Укупно	15.793	-	-	4,1

Табела 20. Карактеристике отпадне топлоте на излазу из СРОТ и његова ефикасност за зимски режим рада

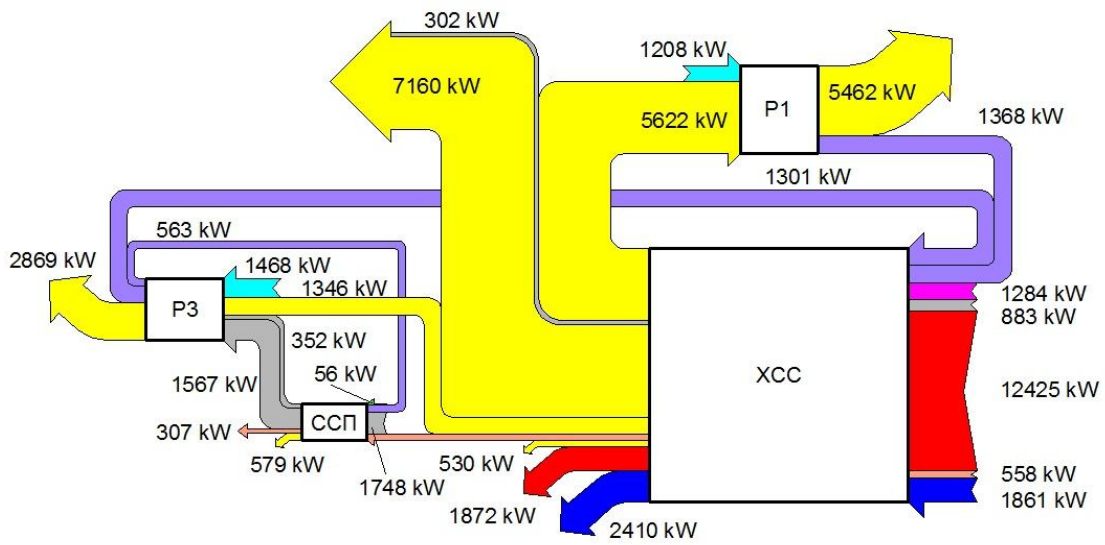
Рекуп. топлоте	Топлотна снага	Температура ваздуха	Температурска ефикасност	Термичка ефикасност
	kW	°C	%	%
P1	4.792	46,8	57	12,6
P2	5.001	60,3	34,7	15,3
P3	2.843	75,1	32,2	21
Укупно	12.636	-	-	15,6

Из резултата приказаних у табелама 19 и 20 може се закључити да се од укупне расположиве количине отпадне топлоте из ХСС и ССП у СРОТ искористи свега 4,1 % у летњем, односно 15,6 % у зимском режиму рада машине. Рекуператор P3 има највећу термичку ефикасност од 21 до 22 %. Разлог за ово може бити виша температура и мања влажност мешавине ваздуха и продуката сагоревања на улазу у рекуператор P3 због већег удела димних гасова у мешавини. Услед тога у укупној количини отпадне топлоте мањи је удео латентне топлоте. Са друге стране, због релативно високе влажности ваздуха из ХСС (од 50 до 83 gH₂O/kg) латентна топлота може да чини и више од 70 % од укупне количине отпадне топлоте на улазу у рекуператоре P1 и P2. Иако кондензација водене паре из влажног ваздуха у значајној мери повећава коефицијент прелаза топлоте у рекуператорима у овом случају латентна топлота не може бити искоришћена у већој мери због тога што је размена топлоте лимитирана температуром отпадног и свежег ваздуха на улазу у рекуператоре топлоте. Из овог разлога за сваки од рекуператора топлоте је израчуната температурска ефикасност која се кретала у границама од 23,7 до 53,7 % што је значајно мање од вредности препоручене у литератури за овај тип размењивача (до 60 %) [24].

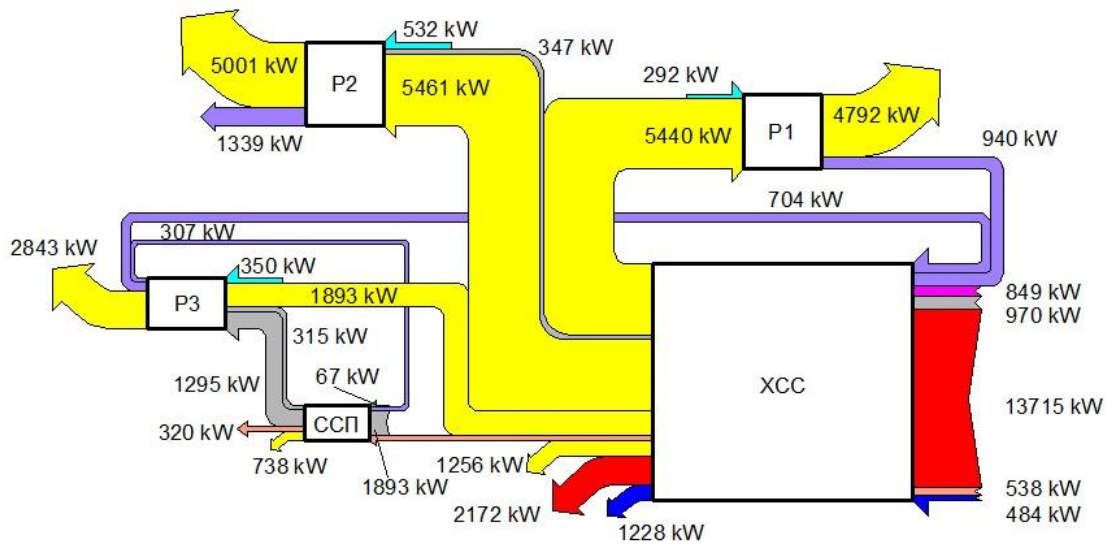
На сликама 26а и 26б приказани су токови енергије на картон машини у облику Сенкијевог дијаграма за летњи и зимски режим рада, респективно. Са дијаграма се може уочити да се велики део топлотне енергије која се доводи на

машину за потребе термичког сушења картона ослободи у атмосферу са влажним ваздухом услед ниске ефикасности постојећег СРОТ. Укупна количина отпадне топлотне снаге иза рекуператора износи 15.793 kW и 12.636 kW у летњем и зимском режиму рада, респективно. Температуре отпадног ваздуха су у границама од 46,8 до 91 °C. Поред тога значајне количине топлотне снаге се ослободе са ХСС и ССП у простор машинске хале, укупно 1.109 kW у летњем и 1.994 kW у зимском режиму рада. Влажан и топао ваздух се услед узгонске силе подиже до нивоа плафона хале одакле се избацује у атмосферу преко плафонских вентилатора који су део система за вентилацију машинске хале.

С обзиром на скромне перформансе постојећег СРОТ и значајну количину топлоте која се ослободи у машинску халу, може се закључити да управо у овим сегментима постоје значајни потенцијали за даља побољшања технолошког процеса у погледу енергетске ефикасности.



(a)



(б)

- | | |
|--|--|
| ● Пара и кондензат | ● Продукти сагоревања |
| ● Картон | ● Свеж ваздух |
| ● Вода за хлађење кондензатора | ● Предгрејани свеж ваздух |
| ● Премаз | ● Влажан ваздух |
| | ● Ваздух из машинске хале |

Слика 26. Токови енергије на картон машини, (а) летњи режим; (б) зимски режим

5.4 ОДРЕЂИВАЊЕ СТЕПЕНА КОРИСНОСТИ ХСС И ССП

Одређивање степена корисности појединих секција картон машине неопходно је како би се резултати материјалног и топлотног биланса употпунили. Најпре је потребно израчунати теоријски минимални захтев за топлотном енергијом у сушној секцији, односно одредити која је то минимална количина топлоте потребна за сушење картона датих параметара.

5.4.1 Хауба сушне секције

Код модерних папир машина потрошња топлотне енергије на сушној секцији износи од 2,85 до 3 MJ/kgH₂O [7]. Највећи део топлотне енергије која се утроши на сушној секцији отпада на топлоту промене фазе влаге из папира и на загревање папирне траке. У термодинамичком смислу промена стања зависи само од почетног и крајњег стања а не од пута на коме је та промена настала. Према томе може се изабрати било која релевантна температура за температуру на којој вода испарава. Ова температура је обележена са $t_{исп}$ и усвојено је да износи 80 °C [7]. У табели 21 приказани су резултати прорачуна минималне потребне количине топлоте за сушење картона у ХСС за дате процесне параметре у карактеристичном летњем и зимском режиму рада машине.

Примарни извор енергије на сушној секцији је сувозасићена водена пара из котларнице, продукти сагоревања природног гаса на хауби глет цилиндра и делимично механичка снага (рад) погонских електро мотора и вентилатора. У практичним прорачунима, механички рад се може занемарити у топлотном билансу, односно може се претпоставити да покрива одређене губитке који нису у границама биланса [7].

Табела 21. Одређивање минималне потребне количине топлотне енергије за сушење картона у ХСС

Р.б.	Операција	Потрошња енергије	Летњи режим	Зимски режим
			kW	kW
1.	Загревање и испаравање воде:			
	1.1 Загревање воде од $t_{ку}$ до $t_{исп}$	$\dot{m}_{вкy} \cdot c_{p,вкy} \cdot (t_{исп} - t_{ку})$	645	661
	1.2 Испаравање воде на $t_{исп}$	$\dot{m}_{исп} \cdot \Delta h_{исп} \cdot (t_{исп})$	6.578	6.486
	1.3 Загревање водене паре у ваздуху од $t_{исп}$ до $t_{вв}^1$	$\dot{m}_{исп} \cdot c_{p,вл} \cdot (t_{вв} - t_{исп})$	0	0
	1.4 Топлота сорпције ²	$\dot{m}_{исп} \cdot \Delta h_{сор}$	43	42
2.	Загревање папира од $t_{ку}$ до $t_{ки}$:			
	2.1 Суви картон	$\dot{m}_{ску} \cdot c_{p,ску} \cdot (t_{ки} - t_{ку})$	191	158
	2.2 Коначна влага у картону	$\dot{m}_{вк} \cdot c_{p,вк} \cdot (t_{ки} - t_{ку})$	70	70
3.	Загревање ваздуха:			
	3.1 Загревање свежег ваздуха у размењивачима топлоте паром, отпарком или кондензатом ³	$\dot{m}_{пв} \cdot (h_{зв} - h_{пв})$	2.771	3.276
	3.2 Загревање инфилтрираног ваздуха из простора производне хале	$\dot{m}_{инф} \cdot c_{p,ваз} \cdot (t_{вв} - t_{инф})$	511	1.224
	Укупно:		10.809	11.917

¹Напомена: С обзиром да је температура ваздуха на излазу из ХСС $t_{вв}$ нижа од 80 °C потрошња енергије се може занемарити

²Напомена: Зависи од влажности картона на излазу из ХСС (0 до 20 kJ/kgH₂O [7])

³Напомена: При усвојеној температури ваздуха иза размењивача топлоте од 95 °C [28]

На основу резултата прорачуна може се закључити да минимална потребна топлотна снага за сушење картона, при датим процесним параметрима и билансом ваздуха у ХСС, износи 10.809 kW и 11.917 kW у летњем и зимском режиму рада машине, респективно. Узимајући у обзир количину воде која се испари у сушној секцији, специфична потрошња топлотне енергије износи 3,78 MJ/kgH₂O и 4,23 MJ/kgH₂O што је значајно више од препоручених вредности. Стварно израчунате специфичне потрошње топлотне енергије по јединици масе воде која испари у ХСС износе 4,65 MJ/kgH₂O и 5,21 MJ/kgH₂O, што су за приближно 23 % веће вредности од минимално потребних за дате параметре сушења. Ово повећање је последица губитака топлоте у парно-кондензном систему, укључујући парне размењиваче топлоте и водом хлађени кондензатор, као и губитака топлоте кроз плашт ХСС.

Такође, приметно је да се значајне количине топлотне енергије искористе за загревање свежег и инфилтрираног ваздуха (тачка 3 у табели 21), укупно 3.282 kW и 4.500 kW односно 1,15 MJ/kgH₂O и 1,6 MJ/kgH₂O. Са друге стране препоручене вредности у литератури се крећу у опсегу од 0,24 до 0,7 MJ/kgH₂O [7]. Овим се потврђује ранија констатација о недовољној заптивености и неодговарајућем билансу ваздуха у ХСС као и о скромним перформансама СРОТ.

Термодинамички минимална потребна топлотна снага за сушење картона датих параметара износи (тачке 1 и 2 у табели 21) 7.527 и 7.417 kW у летњем и зимском режиму рада машине, респективно. Укупна топлотна снага која се доведе воденом паром и продуктима сагоревања у ХСС износи 13.308,6 kW и 14.685,3 kW тако да се може закључити да је степен корисности ХСС на нивоу од 56,5 % и 50,5 % у летњем и зимском режиму рада машине, респективно.

5.4.2 Секција за сушење премаза

Топлотна енергија која се доведе продуктима сагоревања у ССП утроши се на испаравање воде из картона и премаза и на загревање неиспарљивих материја из премаза. У Фабрици картона Умка а.д. уобичајено је да се премаз са горње штампарске стране картона додаје у два или три слоја у зависности од типа картона а са доње стране само у једном слоју. Температура премаза креће се у границама од 23 до 33 °С док је концентрација суве материје у премазу на нивоу од 18 до 63 %.

На основу резултата биланса ССП који су приказани у поглављу 5.3 уз податак да топлота промене фазе воде на атмосферском притиску износи 2.258 kJ/kg [97], може се израчунати да је за испаравање воде из картонске траке и премаза потребно утрошити 1.242 kW и 1.490 kW топлотне снаге у летњем и зимском режиму рада машине, респективно. За топлоту сорпције треба предвидети још 8,2 kW и 10 kW. За загревање неиспарљивих материја из премаза, чији специфични топлотни капацитет и температура на улазу износе 0,707 kJ/(kg·K) и 30 °С, до финалне температуре картона потребно је утрошити још 4,5 kW и 5,7 kW топлотне снаге. Према томе у посматраном летњем и зимском режиму рада ССП теоријски је потребно утрошити укупно 1.255 kW и 1.506 kW топлотне снаге, респективно. Са друге стране за потребе термичког сушења премаза у ССП се продуктима сагоревања доведе 1.747,6 kW и 1.893 kW топлотне снаге, тако да је степен корисности секције за сушење премаза на нивоу од 71,8 % и 79,5 % за летњи и зимски режим рада машине, респективно.

6. РАЗВОЈ АНАЛИТИЧКОГ МОДЕЛА ЗА ОДРЕЂИВАЊЕ КАРАКТЕРА КОНВЕКТИВНИХ СТРУЈАЊА ВАЗДУХА У ПРОИЗВОДНОЈ ХАЛИ

На основу резултата мерења параметара ваздуха у производној хали, који су приказани у поглављу 4, и резултата материјалног и топлотног биланса појединих секција картон машине, приказаних у поглављу 5, закључено је да се значајне количине топлоте и водене паре у процесу производње у Фабрици картона Умка а.д. ослободе у простор производне хале.

Топлота се преноси на ваздух у хали са топлотних извора конвекцијом и зрачењем а у појединим деловима хале долази до директног прострујавања загрејаног влажног ваздуха, продуката сагоревања и водене паре у простор хале. У значајне изворе топлоте у производној хали, поред ХСС и сушача у ССП, спадају погонски електромотори, вентилатори и други електрични уређаји, цевоводи, сепаратори и друга опрема у саставу парно-кондензног система, канали за дистрибуцију ваздуха и продуката сагоревања ка и од ХСС и ССП, директно сунчево зрачење кроз прозоре, осветљење итд.

Високе температуре и влажност ваздуха у нивоу плафона производне хале указују на лош рад локалних и централног система вентилације хале али и на недовољну ефикасност картон машине, слабу термичку изолованост и заптивеност појединих компоненти машине и неодговарајући биланс ваздуха у хауби сушне секције. Све ово има негативан утицај на економичност производног процеса и на квалитет крајњег производа.

У циљу дефинисања најповољнијих локација за одсисавање ваздуха из хале који би се одводио у СРОТ потребне су детаљније информације од оних које су добијене мерењима параметара ваздуха на ограниченом броју локација у хали. Претпоставка је да се највећим делом топлота на ваздух у хали преда конвекцијом. Из овог разлога, на основу теорије конвективних струјања, спроведена је аналитичка анализа карактера струјања ваздуха у хали са акцентом на одређивање протока и дефинисање топлотног потенцијала конвективних

ваздушних токова изнад најзначајнијих извора топлоте у хали. Анализа такође обухвата спровођење материјалног и топлотног биланса ваздуха у хали у циљу бољег разумевања природе струјања ваздуха и увида у погонске силе које на ово струјање утичу и које га обликују.

Резултати приказани у претходним поглављима дисертације указали су да ваздушни и терморацијациони сушачи у оквиру ССП представљају локално највеће изворе топлоте у хали. Температуре плашта ових сушача су достигале 190 до 210 °С. Поред тога, у овој секцији забележени су највећи губици топлоте у халу у односу на укупно унету енергију (33,1 до 39 % у зависности од режима рада машине), највише температуре ваздуха у нивоу плафона хале (72,8 до 74,4 °С) и значајне количине воде која се термичким путем одстрани из картона (0,55 до 0,66 kg/s). На основу ових резултата и чињенице да ССП није затворена хаубом претпостављено је да се управо у овој секцији формирају најтоплији ваздушни токови који се услед узгонске силе подижу до нивоа плафона хале. Из овог разлога поједине локације на плафону хале изнад ове секције би требало да буду најповољније за позиционирање прикључака за СРОТ. У наставку текста је спроведена аналитичка анализа која треба да потврди ову претпоставку.

6.1 МАТЕРИЈАЛНИ И ТОПЛОТНИ БИЛАНС ВАЗДУХА У ПРОИЗВОДНОЈ ХАЛИ

Запремински проток ваздуха на излазу из хале је одређен капацитетом локалних и централног вентилационог система (табела 22). Средње температуре и релативне влажности ваздуха на улазу у вентилациони систем добијене су осредњавањем вредности измерених на мерним местима која су се налазила у близини вентилационих отвора датих система (табела 23). Поред тога одређена количина ваздуха (54.000 m³/h, при 0 °С и 1013 mbar) се из простора производне хале механичким путем одводи у хаубу сушне секције (табела ПЗ.2. у Прилогу 3).

На основу резултата приказаних у табели 23 може се закључити да је масени проток ваздуха на излазу из хале 98,5 kg/s и 98,7 kg/s у летњем и зимском режиму рада машине, респективно. При датим параметрима ваздуха ови протоци одговарају излазној топлотној снази од 14.033 kW у летњем и 12.757 kW у

зимском режиму рада. Највећим делом топлота је у ваздуху садржана у облику латентне топлоте, 9.062 kW и 8.157 kW у летњем и зимском режиму рада, респективно.

Табела 22. Капацитет вентилационог система производне хале

Систем вентилације	Запремински проток ваздуха при 0 °C и 1013 mbar
	m ³ /h
Локални систем вентилације у секцији формера (ЛСВ1)	50.000
Локални систем вентилације у ССП (ЛСВ2)	20.000
Централни систем вентилације (плафонски вентилатори) (ЦСВ)	165.000 ¹
Укупно	235.000

¹Напомена: Одређени број вентилатора није био у погону

Табела 23. Параметри ваздуха на улазу у вентилациони систем

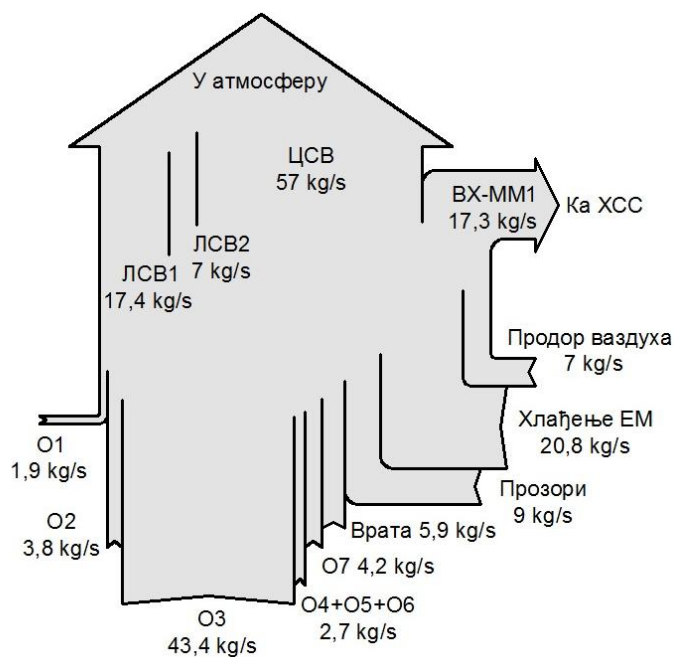
		Летњи режим			Зимски режим		
		ЛСВ1	ЛСВ2	ЦСВ	ЛСВ1	ЛСВ2	ЦСВ
Температура	°C	31,7	37,4	65,2	38,2	35	58,5
Релативна влажност	%	80,8	38,6	29,4	64	53	35,6
Апсолутна влажност	g/kg	24	16	50	28	19	44
Густина	kg/m ³	1,127	1,112	1,001	1,101	1,118	1,024
Запремински проток	m ³ /s	15,5	6,3	56,77	15,84	6,27	55,65
Масени проток	kg/s	17,47	7,02	56,83	17,44	7,01	57,01
Специфична енталпија	kJ/kg	94,17	77,97	195,9	109,8	84	173,4
Топлотна снага	kW	1.606	539	10.604	1.863	578	9.467

Резултати мерења параметара ваздуха на улазу у халу у зимском режиму рада су сумирани у табели 12 у поглављу 4. На основу ових резултата израчунати су протоци и топлотне снаге ваздуха на улазу у производну халу (табела 24). Из резултата се може закључити да се у халу уведе приближно 70,9 kg/s ваздуха преко 7 улазних отвора, врата и прозора укупне површине 216 m². Укупна топлотна снага ваздуха на улазу у халу кроз ове отворе износи 3.299 kW, од чега на латентни део отпада 1.588 kW.

Табела 24. Параметри ваздуха на улазу у производну халу

		Отвор							
		O1	O2	O3	O4	O5	O6	O7	
Масени проток	kg/s	1,9	3,8	43,4	0,23	0,46	2	4,2	
Топлотна снага	kW	80	455	2.081	10	20	73	186	
		B1	B2	П1	П2	П3	П4	П5	П6
Масени проток	kg/s	4,68	1,2	0,53	0,4	3,3	0,1	2,7	2
Топлотна снага	kW	218	42	7,5	6	46,6	1	39	34

Поред ваздуха који се у радни ниво производне хале уведе преко отвора наведених у табели 24, у халу се механичким путем уводи и ваздух за хлађење погонских електромотора. Овај ваздух у количини од 59.000 m³/h, при 0 °C и 1013 mbar, се доводи из подрумског дела хале где су просечне измерене вредности температуре и влажности ваздуха за зимски режим рада износиле 18,6 °C и 62 % што резултира масеним протоком ваздуха од 20,8 kg/s и топлотном снагом од 821 kW. Резултати материјалног биланса ваздуха у производној хали у зимском режиму рада машине су приказани у форми дијаграма токова на слици 27. Разлика између масеног протока ваздуха на излазу и улазу у халу износи 7 kg/s што одговара количини ваздуха који продире у халу из атмосфере, подрумског дела хале и незаптивених делова картон машине. Продор атмосферског и подрумског ваздуха кроз мање процепе и отворе у доњим нивоима хале, који нису узети у обзир приликом мерења, може да се занемари тако да израчунати проток практично одговара ексфилтрацији влажног ваздуха из ХСС и ССП.



Слика 27. Материјални биланс ваздуха у производној хали за зимски режим рада

На основу материјалног биланса сушача у ССП (поглавље 5) израчунато је да ексфилтрација ваздуха и продуката сагоревања из ваздушних сушача у зимском режиму рада износи 1,18 kg/s што, при просечној температури мешавине гасова од 168 °С, одговара топлотној снази од 268 kW. Уколико се претпостави да температура и влажност ексфилтрираног ваздуха из ХСС одговарају средњим вредностима температуре и влажности ваздуха у предсушној и накнадној сушној секцији (табела 4 у поглављу 4), месеном протоку ваздуха од 5,82 kg/s одговара топлотна снага од 1.128 kW.

Резултати масеног биланса ваздуха показују да приближно 60 % од укупног протока ваздуха на улазу у халу потиче из отвора који се налазе у секцији за намотавање картона. С обзиром да су отвори за вентилацију на плафону хале приближно равномерно распоређени дуж хале, за очекивати је да у овом случају долази до лонгитудиналног струјања ваздуха у правцу секција за намотавање картона – секција формера.

Поређењем садржаја водене паре у ваздуху на излазу и улазу у халу добијена је разлика од 2,34 kgH₂O/s. Ова вредност би требало да одговара

количини воде која се ослободи у халу током процеса формирања и сушења папирне траке.

На основу резултата топлотног биланса ваздуха у производној хали може се закључити да у зимском режиму рада разлика између топлотне снаге ваздуха на излазу и улазу у халу износи 8.637 kW, од чега осетни део износи 2.506 kW а латентни 6.131 kW. Ова количина енергије треба да одговара топлотним добицима у производној хали умањеним за трансмисионе и вентилационе губитке топлоте кроз грађевински омотач хале.

Специфична потрошња електричне енергије на картон машини при датим условима рада је износила 530 kWh/t. Уз претпоставку да се 15 % од укупно утрошене електричне енергије дисипацијом претвори у топлоту, при продукцији картона од 3,26 kg/s, топлотни добици од електромотора, вентилатора и осталих електричних уређаја који су инсталирани у производној хали износе 933 kW.

У датом режиму рада потрошња свеже воде на картон машини је износила 176,2 m³/h, што одговара специфичној потрошњи воде од 15 m³/t произведеног папира. Од укупне количине воде у припреми папирне масе је утрошено 38,5 kg/s воде на температури од 11 °C. Потрошња водене паре у процесу припреме папирне масе је износила 1,13 t/h што одговара топлотној снази од 860 kW при притиску сувозасићене водене паре од 3,14 bar. Поред тога, на парним касетама у секцији преса утрошено је додатних 0,72 t/h водене паре што одговара топлотној снази од 548 kW. Коначно, загрејани свеж ваздух из рекуператора топлоте (P2) се користи за загревање плафона производне хале у зимским месецима, што представља додатни добитак топлоте од приближно 807 kW.

У раду [36] препоручено је да специфични добици осетне топлоте у машинској хали у којој је смештена папир машина не би требало да буду већи од 626,7 MJ/t произведеног папира при чему су 55 % од ове вредности добици топлоте од електромоторних погона. При продукцији картона од 3,26 kg/s ово одговара добицима осетне топлоте од 2.043 kW. Може се закључити да су израчунати добици осетне топлоте у хали за приближно 23 % већи од максимално препоручених. Добити топлоте од електромоторних погона се у доброј мери слажу са препорученим вредностима.

Према истом извору максимални препоручени специфични добици водене паре износе до 326 kgH₂O/t што одговара латентним добицима топлоте од 815 MJ/t [36]. У датом случају, при продукцији картона од 3,26 kg/s ово одговара добицима водене паре од 1,06 kgH₂O/s, односно добицима латентне топлоте од 2.657 kW. Може се закључити да су израчунате вредности вишеструко веће од препоручених што указује на проблем повећаних губитака топлоте и водене паре у производном процесу, односно на неефикасност производног процеса.

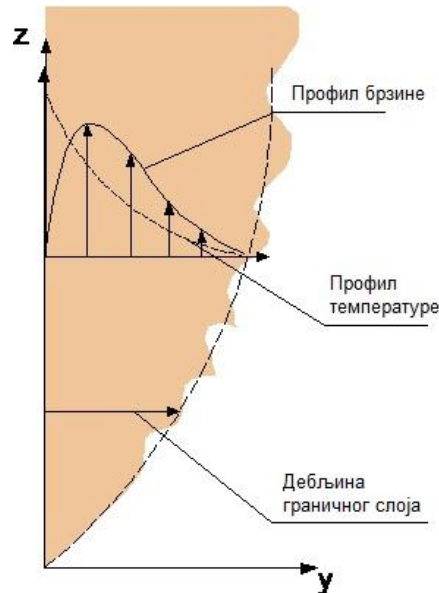
За амбалажни папир и картон препоручене вредности специфичне запремине ваздуха на излазу из вентилационог система хале износе од 25 до 35 m³/kg папира за зимски режим рада [35]. При продукцији картона од 3,26 kg/s, ово одговара протоку ваздуха од 293.400 до 410.760 m³/h, при 0 °C и 1013 mbar. У току експерименталног истраживања од укупно 43 плафонска вентилатора у хали свега 22 су била у погону тако да је капацитет вентилационог система био на нивоу од 235.000 m³/h, што омогућава максимално 7,2 измене ваздуха по сату. Може се закључити да је због неадекватног одржавања постојећи капацитет вентилационог система далеко испод пројектованог и препорученог капацитета за дати обим производње чиме се делимично могу објаснити високе вредности температуре и влажности ваздуха измерене у горњим зонама хале.

6.2 ОДРЕЂИВАЊЕ КАРАКТЕРА КОНВЕКТИВНИХ СТРУЈАЊА ВАЗДУХА У ПРОИЗВОДНОЈ ХАЛИ

6.2.1 Теорија конвективних струјања ваздуха

Уколико је неки објекат топлији од ваздуха који га окружује неминовно долази до загревања ваздуха који се услед узгонске силе помера навише. Генерално, размена топлоте која подразумева кретање ваздуха услед разлике у густини се назива природна конвекција. Као резултат овог феномена јавља се струјање ваздуха у форми граничног слоја. Ваздух се креће дуж вертикалне површи и на путу захвата све већу запремину услед чега се повећава проток ваздушне струје (слика 28). С обзиром да је покретачка сила код природне конвекције сила потиска која настаје услед разлике у густини ваздуха, на висину до које се конвективна ваздушна струја подиже у затвореном простору највише

утицаја имају вертикални градијент температуре ваздуха у простору, топлотна снага и геометрија извора топлоте. Сходно томе информације о карактеристикама конвективних струјања су од суштинског значаја за одређивање карактера струјања ваздуха у хали на макроскопском нивоу у циљу оптимизације СПОТ.



Слика 28. Струјање ваздуха у граничном слоју услед природне конвекције уз вертикалну површ [89]

Код принудне конвекције за режим струјања ваздуха пресудну улогу има Рејнолдсов број који представља однос инерцијалних и вискозних сила које делују на флуид. Режим струјања код природне конвекције одређен је Грасхофовим бројем који представља однос силе потиска и вискозних сила које делују на флуид, а који може да се исказе на следећи начин [98]:

$$\text{Gr} = \frac{g \cdot \beta \cdot (\Delta T) \cdot l^3}{\nu^2}, \quad [-] \quad (11)$$

где су:

g – убрзање земљине теже, $[\text{m}/\text{s}^2]$,

β – коефицијент запреминског ширења ваздуха, $[1/\text{K}]$,

ΔT – разлика између температуре чврсте површи и околног ваздуха, $[\text{K}]$,

l – карактеристична дужина, $[\text{m}]$,

ν – коефицијент кинематске вискозности ваздуха, $[\text{m}^2/\text{s}]$.

За струјање преко вертикалне плоче критична вредност Грасхофовог броја износи 10^9 , а преко ових вредности сматра се да је режим струјања турбулентан [98]. Према другом извору режим струјања ваздуха прелази из ламинарног у турбулентни при $Gr \cdot Pr = 7 \cdot 10^8$ [89]. У реалним условима често је присутна комбинација природне и принудне конвекције. Доминација једног или другог механизма зависи од односа два бездимензионална броја: $Gr/Re^2 \gg 1$, инерцијалне силе су занемарљиве тако да је доминантан механизам природне конвекције, $Gr/Re^2 \ll 1$, сила потиска је занемарљива, $Gr/Re^2 \approx 1$ инерцијалне силе и силе потиска имају приближан ефекат и обе се морају узети у обзир [98].

Уколико се претпостави да је струјање ваздуха турбулентно, основне карактеристике ваздушног тока, који се формира услед природне конвекције дуж вертикалних површи, могу да се одреде преко следећих релација [89]:

- Максимална брзина: $v_z = 0,1 \cdot (\Delta T \cdot z)^{1/2}$, [m/s] (12)

- Дебљина граничног слоја: $\delta_z = 0,11 \cdot z^{0,7} \cdot \Delta T^{-0,1}$, [m] (13)

- Запремински проток ваздуха: $q_{v,z} = 0,00275 \cdot \Delta T^{0,4} \cdot z^{1,2}$, [m³/(s·m)] (14)

где су ΔT разлика између температуре чврсте површи и околног ваздуха у °C а z висина површи од нивоа пода у m.

Да би се оцениле карактеристике конвективних струјања ваздуха изнад топлотних извора неопходне су информације о размени топлоте конвекцијом са чврстих површи на околни ваздух. Удео количине топлоте која се размени конвекцијом може да се процени на основу укупног топлотног конзума датог извора топлоте Φ_{tot} као $\Phi = k \cdot \Phi_{tot}$, при чему коефицијент k узима вредности од 0,7 до 0,9 за цевоводе и канале, 0,4 до 0,6 за мање компоненте и машине и од 0,3 до 0,5 за машине и пратеће компоненте већих габарита [99]. Количина топлоте која се размени конвекцијом са плашта картон машине и сушача у ССП може да се израчуна на основу релација које су добијене применом теорије сличности а које важе за случај природне конвекције и које су доступне у литератури [97, 98]. Узимајући при прорачуну као релевантне средњу температуру плашта машине по висини и средњу температуру околног ваздуха, специфични топлотни флуks по јединици дужине чврсте површи може да се одреди на следећи начин:

$$\Phi = \bar{\alpha} \cdot l \cdot \Delta\bar{T}, \quad [\text{W/m}] \quad (15)$$

где су:

$\bar{\alpha}$ – коефицијент прелаза топлоте за средњу температуру ваздуха, $[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$,

l – карактеристична дужина, у овом случају висина хаубе, $[\text{m}]$,

$\Delta\bar{T}$ – разлика између средње температуре хаубе машине и средње температуре околног ваздуха, $[\text{K}]$.

Коефицијент прелаза топлоте може да се изрази као:

$$\bar{\alpha} = \frac{\bar{Nu} \cdot \bar{\lambda}}{l}, \quad [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})] \quad (16)$$

где су:

\bar{Nu} – Нуселтов број за средњу температуру ваздуха, $[-]$,

$\bar{\lambda}$ – коефицијент провођења топлоте за средњу температуру ваздуха, $[\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})]$,

l – карактеристична дужина, у овом случају висина хаубе, $[\text{m}]$.

Размена топлоте конвекцијом зависи од карактеристика флуида, тј. динамичке вискозности, коефицијента провођења топлоте, густине и специфичног топлотног капацитета. Такође зависи од брзине и режима струјања флуида као и од геометрије и хрпавости чврсте површи.

Иако је механизам природне конвекције добро разјашњен, аналитичко решавање једначина одржања масе, количине кретања и енергије је могуће само за мали број упрошћених случајева због комплексности струјања. Са изузетком малог броја једноставних случајева, релације за размену топлоте код природне конвекције су базиране на експерименталним истраживањима. Велики број релација је доступан у литератури, а њихова сложеност и тачност могу значајно да варирају. Најједноставнија емпиријска релација за одређивање Нуселтовог броја код природне конвекције гласи [97]:

$$Nu = C \cdot (\text{Gr} \cdot \text{Pr})_f^n \cdot \left(\frac{\text{Pr}_f}{\text{Pr}_A} \right)^{0,25}, \quad [-] \quad (17)$$

при чему константе C и n зависе од геометрије чврсте површи и режима струјања флуида.

У случају струјања хладног ваздуха преко загрејане хоризонталне површи под дејством силе потиска при турбулентном режиму струјања важи следећи емпиријски израз за одређивање коефицијента прелаза топлоте конвекцијом [100]:

$$\bar{\alpha} = \left\{ \left[1,4 \cdot \left(\frac{\Delta T}{D_h} \right)^{\frac{1}{4}} \right]^6 + \left[1,63 \cdot \Delta T^{\frac{1}{3}} \right]^6 \right\}^{\frac{1}{6}}, \quad [\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})] \quad (18)$$

при чему су ΔT разлика између температуре чврсте површи и околног ваздуха у °C а D_h хидраулички пречник хоризонталне површи у m.

Аналитичке релације за одређивање брзине, температуре и запреминског протока ваздуха изнад тачкастог или линијског извора топлоте су изведене на основу једначина одржања количине кретања и одржања енергије уз претпоставку да профили брзине и температуре одговарају Гаусовој расподели. Једначине се добро слажу са експерименталним подацима који су добијени од стране других аутора [99]. Основне карактеристике ваздушних токова изнад линијских извора топлоте могу да се дефинишу на следећи начин [89]:

- Брзина у оси симетрије: $v_{os} = 0,067 \cdot \Phi^{1/3}, \quad [\text{m/s}] \quad (19)$

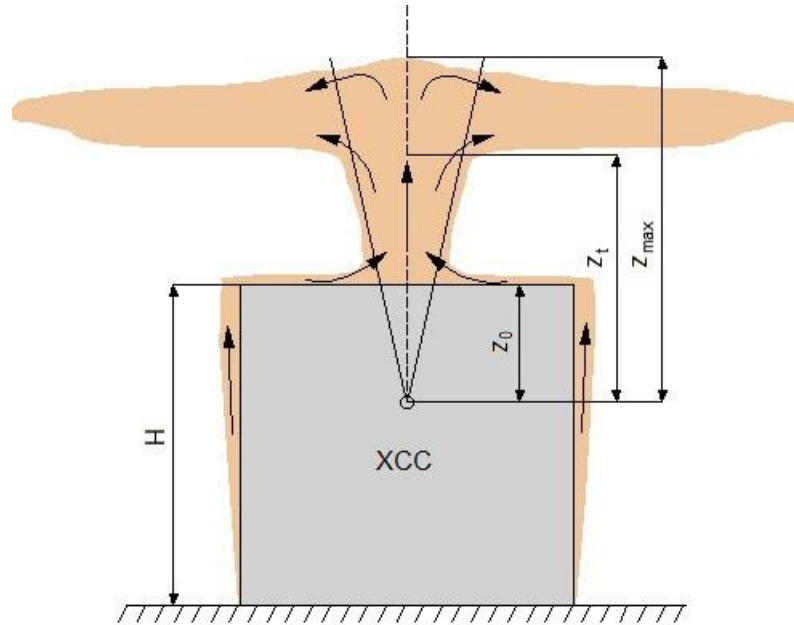
- Температура у оси симетрије у односу на околни ваздух: $\Delta\theta = 0,094 \cdot \Phi^{2/3} \cdot z^{-1}, \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (20)$

- Запремински проток ваздуха: $q_z = 0,013 \cdot \Phi^{1/3} \cdot z. \quad [\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{m})] \quad (21)$

У реалним условима извори топлоте се ретко могу окарактерисати као тачкасти, линијски или као равне вертикалне или хоризонталне површи. Поред тога, конвективна струјања ваздуха изнад хоризонталних извора топлоте су изразито нестабилна, јављају се у различитим временским интервалима и на различитим локацијама а делимично зависе и од струјања ваздуха на макроскопском нивоу [89]. У овом случају искоришћена је метода која узима у обзир стварне димензије извора топлоте увођењем појма виртуелног линијског извора топлоте. Виртуелни извор топлоте се налази на оси симетрије на растојању z_0 са супротне стране горње ивице извора топлоте (слика 29).

За познату вредност конвективног флуksа топлоте локација виртуелног извора може да се одреди из једначине (21) уколико се претпостави да је

запремински проток ваздуха на нивоу плафона хаубе једнак збиру запреминских протока ваздуха на вертикалним површима хаубе (северна и јужна бочна страна хаубе). Брзина и температура ваздуха у оси симетрије могу да се одреде из једначина (19) и (20), респективно.



Слика 29. Позиција виртуелног извора топлоте [89]

С обзиром да је погонска сила за струјање ваздуха разлика у температури између конвективне ваздушне струје и околног ваздуха, на струјање ваздуха изнад извора топлоте утиче вертикални градијент температуре ваздуха у хали. Када разлика у температури исчезне брзина ваздуха у вертикалном правцу је минимална што доводи до распростирања ваздуха у хоризонталном правцу. У практичном смислу то значи да ће се ваздушна струја усталисти између нивоа z_t , на коме је разлика у температури између конвективног ваздушног тока и околног ваздуха једнака нули, и нивоа z_{max} , на коме је брзина ваздушног тока у вертикалном правцу једнака нули (слика 29). Ове две карактеристичне висине, за случај линијских извора топлоте, могу да се одреде на основу следећих релација [89]:

$$z_t = 0,35 \cdot \Phi^{1/3} \cdot \left(\frac{d\theta}{dz} \right)^{-1/2}, \quad [\text{m}] \quad (22)$$

$$z_{\max} = 0,51 \cdot \Phi^{1/3} \cdot \left(\frac{d\theta}{dz} \right)^{-1/2}, \quad [\text{m}] \quad (23)$$

где су Φ [W/m] и $\frac{d\theta}{dz}$ [°C/m] топлотни флуks услед конвекције са хаубе и градијент температуре ваздуха у вертикалном правцу, респективно.

Узимајући у обзир градијент температуре ваздуха у затвореном простору запремински проток ваздуха на растојању z од виртуелног извора топлоте могуће је одредити на следећи начин [89]:

$$q_z = 0,00482 \cdot \Phi^{2/3} \cdot \left(\frac{d\theta}{dz} \right)^{-1/2} \cdot \sqrt{a}, \quad [\text{m}^3/(\text{s} \cdot \text{m})] \quad (24)$$

при чему су $\sqrt{a} = 0,004 + 0,477 \cdot z_1 + 0,029 \cdot z_1^2 - 0,018 \cdot z_1^3$ и

$$z_1 = 5,78 \cdot z \cdot (d\theta/dz)^{1/2} \cdot \Phi^{-1/3}.$$

6.2.2 Резултати и дискусија

Прорачуни су спроведени за бочне стране (јужна и северна страна) и плафон ХСС и за ваздушне сушаче у оквиру ССП у карактеристичним пресецима машинске хале (пресеци 2 до 5).

Температура машинске и електро опреме у секцији формера и преса не одступа битно од температуре околног ваздуха у хали тако да се може претпоставити да се добици топлоте у овој секцији искористе за испаравање воде у процесу формирања папирне траке (латентни добици топлоте). Из овог разлога ова секција хале се може сматрати термички неутралном у односу на остале секције. У секцији за намотавање картона такође не постоје значајнији извори топлоте осим погонских електромотора намотача тако да се и ова секција може сматрати термички неутралном.

Запремински проток ваздуха са вертикалних површи и топлотни флуks услед конвекције са сушне хаубе и ваздушних сушача су одређени на основу једначина (14) и (15), респективно. Претходно су проверени режим струјања ваздуха и утицај механичке вентилације на основу израчунатог Грасхофовог и

Рејнолдсовог броја. Потом је коришћењем једначине (21) дефинисана локација виртуелног извора топлоте на основу које су одређене остале карактеристике конвективних ваздушних токова помоћу једначина (19-20) и (22-24). Резултати прорачуна за зимски режим рада су детаљно приказани у оквиру Прилога 4. Резултати прорачуна за ХСС за летњи режим рада не одступају значајно од резултата добијених за зимски режим рада тако да су изостављени из разматрања.

Најважније карактеристике конвективних ваздушних токова изнад извора топлоте у производној хали за зимски режим рада су приказане у табели 25.

Табела 25. Најважније карактеристике конвективних ваздушних токова за зимски режим рада

Секција машине/хале		2	3	4	5			
					C1	C2	C3	C4
Укупан топлотни флуks услед конвекције, Φ_{uk}	kW/m	0,67	1,74	0,73	1,41	6,83	2,67	0,42
Позиција виртуелног извора топлоте, z_0	m	0,56	0,79	0,69	0,35	0,33	0,32	0,38
Градијент температуре ваздуха у хали, $d\theta/dz$	°C/m	3,57	3,43	4,24	5,04			
Максимална висина ваздушног тока, z_{max}	m	2,31	3,23	2,18	2,49	4,18	3,07	1,67
Максимална висина ваздушног тока изнад горње ивице извора топлоте, $z_{max} - z_0$	m	1,75	2,44	1,49	2,14	3,85	2,75	1,29
Проток ваздуха на максималној висини, $q_{z,max}$	m³/(h·m)	1520	2952	1482	2116	6084	3239	944

Узимајући у обзир димензије ХСС, укупан запремински проток ваздуха изнад хаубе у предсушној секцији је износио $77.520 \text{ m}^3/\text{h}$, док је топлотни флуks услед конвекције био на нивоу од $34,2 \text{ kW}$. Укупан запремински проток ваздуха и топлотни флуks услед конвекције у секцији глет цилиндра су износили $20.665 \text{ m}^3/\text{h}$ и $12,2 \text{ kW}$, респективно. На исти начин у накнадној сушној секцији израчунате су вредности од $44.905 \text{ m}^3/\text{h}$ и $22,1 \text{ kW}$.

У ССП укупан запремински проток ваздуха изнад сушача је износио $37.568 \text{ m}^3/\text{h}$ док је укупан топлотни флуks услед конвекције $34,8 \text{ kW}$.

Укупан топлотни флуks који се са машине преда на ваздух у производној хали конвекцијом износи приближно $103,3 \text{ kW}$. Ова количина топлотне енергије представља приближно 5 % од губитака топлоте са ХСС и ССП који су добијени билансирањем токова енергије на картон машини (1.994 kW). Разлог за ова одступања треба тражити у чињеници да је број мерних тачака по запремини хале релативно мали у односу на њене габарите. Ово неизоставно доводи до грешака код извођења средњих вредности температуре чврстих површи и ваздуха у производној хали.

Поред тога, значајни губици топлоте са машине настају услед ексфилтрације топлог и влажног ваздуха и водене паре из појединих делова ХСС и сушача у ССП у халу. Резултати биланса ваздуха у хали индицирају проток ексфилтрираног ваздуха од 7 kg/s и топлотну снагу од 1.396 kW . Због комплексности технолошког процеса и саме геометрије картон машине тешко је аналитичким методама прецизније одредити утицај ових ваздушних токова на конвективна струјања ваздуха изнад топлотних извора и на макроскопски карактер струјања ваздуха у производној хали.

Коначно, део топлоте се са картон машине преда на ваздух у хали индиректно путем зрачења што је нарочито изражено код терморадијационих сушача у ССП. У раду [36] наглашено је да добици топлоте услед зрачења са папир машине могу да износе и до 15 % од укупних добитака топлоте, што би у датом случају одговарало топлотној снази од 300 kW .

Укупан запремински проток конвективних ваздушних токова на картон машини са вертикалних површи у секцијама 2, 3 и 4 износи $23.000 \text{ m}^3/\text{h}$. Запремински проток ваздуха расте са повећањем висине због обухватања околног ваздуха што резултира протоком ваздуха од $143.090 \text{ m}^3/\text{h}$ на максималној висини. У ССП запремински проток конвективних ваздушних токова са ваздушних сушача расте од почетних $2.433 \text{ m}^3/\text{h}$ на горњој ивици сушача до $37.568 \text{ m}^3/\text{h}$ колико износи на максималној висини. Максимална висина ваздушне струје од $3,85 \text{ m}$ изнад горње ивице извора топлоте је забележена у ССП код другог ваздушног сушача. Конвективни ваздушни ток изнад секције глет цилиндра достиже висину од $2,44 \text{ m}$. Остале ваздушне струје које се формирају изнад других извора топлоте су мање интензивне и не досежу висину плафона хале.

Резултати анализе су потврдили претпоставку да се најтоплија ваздушна струја формира изнад ССП. Ова ваздушна струја достиже ниво плафона хале и распростире се хоризонтално у суседне секције хале.

6.3 ЗАКЉУЧАК

Резултати истраживања који су приказани у овом поглављу, добијени применом аналитичких метода, биланса материје и енергије, емпиријских релација, теорије конвективних струјања ваздуха и увођењем појма виртуелног линијског извора топлоте, су пружили добру квалитативно-квантитативну слику о карактеру струјања ваздуха у хали и омогућили увид у техничке проблеме који се јављају током процеса производње картона као што су експилтрација ваздуха са картон машине у халу и неодговарајуће одржавање и регулисање капацитета вентилационог система у производној хали. Приказани метод може подједнако успешно да се примени на друге производне хале у папирној индустрији и сличне индустријске објекте у којима је смештена опрема великих габарита са равним површима.

На основу резултата аналитичког истраживања може се извести неколико закључака:

- Конвективна размена топлоте са топлотних извора у производној хали доводи до вертикалног струјања ваздуха услед разлике у

густини. На кретање ваздуха на макроскопском нивоу такође утиче и систем механичке вентилације хале. Поред тога, са појединих делова машине присутна је ексфилтрација ваздуха и водене паре у халу што утиче на свеобухватну слику струјања ваздуха у хали.

- Брзине струјања ваздуха уз вертикалне површи и изнад извора топлоте услед конвекције су релативно ниске (до 1,2 m/s).
- Резултати анализе су потврдили претпоставку да се најтоплије ваздушне струје формирају изнад сушача у ССП. Ваздушна струја изнад другог ваздушног сушача достиже висину од 3,85 m од горње ивице сушача са запреминским протоком ваздуха од 20.686 m³/h. Ова ваздушна струја достиже ниво плафона и распростире се у хоризонталном правцу тако да продире у суседне секције хале. Према томе, може се сматрати да је овај ваздушни ток најпогоднији за рекулацију топлоте.
- Поред могућности за коришћење потенцијала отпадне топлоте из вентилационог система хале, нарочито је важно редуковати губитке топлоте у производном процесу. Ово се може постићи побољшањем термичке изолације, заптивањем и аутоматском регулацијом биланса ваздуха у ХСС и на сушачима у оквиру ССП.
- Додатна истраживања уз примену нумеричких симулација су неопходна како би се оценио утицај ексфилтрације ваздуха и водене паре са картон машине на макроскопски карактер струјања ваздуха у хали.

7. РАЗВОЈ НУМЕРИЧКОГ МОДЕЛА ЗА СИМУЛАЦИЈУ СТРУЈАЊА ВАЗДУХА У ПРОИЗВОДНОЈ ХАЛИ

7.1 НУМЕРИЧКА ДИНАМИКА ФЛУИДА (CFD)

Нумеричка или рачунарска динамика флуида (међународни акроним CFD) је научна дисциплина која је настала применом нумеричких метода у механици флуида уз помоћ рачунара. Феномени који се јављају при кретању флуида под дејством површинских и запреминских сила и ефекти преношења топлоте и супстанције се изучавају нумеричким решавањем конститутивних једначина механике флуида. Решење система једначина омогућава дефинисање поља притиска, брзине, температуре и концентрације флуида у целокупном домену посматраног струјног простора.

Нумеричка динамика флуида има бројне предности у односу на друге методе као што су аналитичке или експерименталне. Предности методе се огледају у високом нивоу детаља и информација које пружа. Поред тога CFD омогућава пуну контролу над граничним условима и једноставно спровођење параметарских анализа. Са друге стране ограничења методе проистичу из чињенице да је тачност резултата ограничена несигурностима приликом дефинисања геометрије струјног простора, граничних услова и модела турбуленције [101]. Из овог разлога неопходно је спровести валидацију резултата нумеричке симулације, односно одредити у којој мери резултати одговарају стварности [6].

Метода може да се користи у свим фазама пројектовања објеката и пратећих техничких система а у новије време нарочита пажња је посвећена симулирању енергетских перформанси зграда и спрезању CFD модела са термичким моделима грађевинског омотача и другим моделима техничких система у зградама [102]. Развој ове области механике флуида уско је везан за развој рачунарске технике који омогућава примену нумеричких метода на комплексне струјне проблеме. Поред тога, током година је развијен велики број комерцијалних софтвера који су оријентисани према кориснику, повећавају флексибилност и проширују област примене.

7.2 МАТЕМАТИЧКИ МОДЕЛ

7.2.1 Конститутивне једначине механике флуида

Суштина моделирања огледа се у опису физичког система помоћу математичких једначина. Кретање флуида у ограниченем простору је описано системом парцијалних диференцијалних једначина које представљају закон о одржању масе, количине кретања и енергије.

Уколико се уведе генерална променљива φ транспортна једначина адвекције и дифузије може да се представи у општем диференцијалном облику на следећи начин [103]:

$$\frac{\partial(\rho \cdot \varphi)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho \cdot \vec{V} \cdot \varphi) = \operatorname{div}(\Gamma_\varphi \cdot \overrightarrow{\operatorname{grad}}\varphi) + S_\varphi. \quad (25)$$

Једначина описује промену величине φ по времену услед конвекције $\operatorname{div}(\rho \cdot \vec{V} \cdot \varphi)$, дифузије $\operatorname{div}(\Gamma_\varphi \cdot \overrightarrow{\operatorname{grad}}\varphi)$ и продукције S_φ променљиве унутар јединичне контролне запремине и важи за случај нестационарног тродимензионалног струјања стишљивог флуида.

Систем диференцијалних једначина који је полазна основа за све нумеричке симулације добија се ако се уместо генералне променљиве φ , коефицијента дифузије Γ_φ и члана за продукцију, односно извор променљиве, S_φ у једначину (25) унесу чланови који су дати у табели 26.

Променљиве u , v и w представљају компоненте брзине флуида у x , y и z правцу у картезијанском координатном систему. Коефицијенти μ , λ и d су динамичка вискозност флуида, термичка проводност флуида и коефицијент дифузије, респективно. Израз за притисак флуида може да се напише као $P = p + \rho_0 g y$, при чему други члан представља статички притисак флуида при референтној густини. Променљиве Q и Q_m одговарају добицима или губицима (изворима или понорима) топлоте и супстанције, респективно.

Табела 26. Променљиве величине у транспортној једначини [103]

Једначина одржања	φ	Γ_φ	S_φ
Масе	1	0	0
Количине кретања у x правцу	u	μ	$-\frac{\partial P}{\partial x}$
Количине кретања у y правцу	v	μ	$-\frac{\partial P}{\partial y} - g\rho$
Количине кретања у z правцу	w	μ	$-\frac{\partial P}{\partial z}$
Енталпије	h^1	λ	Q
Концентрације	$\frac{c}{\rho}$	d	Q_m

¹Напомена: $h = c_p T$ за случај струјања идеалног гаса

Турбулентна струјања се одликују произвољним и брзим флукуацијама група флуидних делића који се називају вртлози. Ове флукуације обезбеђују додатни механизам за размену количине кретања и топлоте. Променљиве физичке величине флукуирају око неке средње вредности тако да се могу изразити као збир те средње вредности и флукуирајуће компоненте на следећи начин [98]:

$$\varphi(t) = \bar{\varphi} + \varphi'(t). \quad (26)$$

На основу дефиниције описане једначином (26) општи облик транспортне једначине (25) за скаларну променљиву у случају струјања нестишљивог Њутновског флуида може да се напише на следећи начин [104]:

$$\frac{\partial \bar{\varphi}}{\partial t} + \text{div}(\vec{V} \cdot \bar{\varphi}) = \frac{1}{\rho} \cdot \text{div}(\Gamma_\varphi \cdot \overrightarrow{\text{grad}} \bar{\varphi}) + \left[-\frac{\partial \overline{u'\varphi'}}{\partial x} - \frac{\partial \overline{v'\varphi'}}{\partial y} - \frac{\partial \overline{w'\varphi'}}{\partial z} \right] + S_\varphi. \quad (27)$$

У стручној литератури ова процедура се назива осредњавање Навије-Стоксових једначина по методи Рејнолдса (акроним RANS).

Осредњавање транспортних једначина по времену код тродимензионалних струјања у општем случају доводи до појаве шест додатних непознатих турбулентних напона који се још називају Рејнолдсовим напонима од којих су три нормална напона: $\tau_{xx} = -\rho \cdot \overline{u'^2}$; $\tau_{yy} = -\rho \cdot \overline{v'^2}$; $\tau_{zz} = -\rho \cdot \overline{w'^2}$; и три

тангенцијална напона: $\tau_{xy} = \tau_{yx} = -\rho \cdot \overline{u'v'}$; $\tau_{xz} = \tau_{zx} = -\rho \cdot \overline{u'w'}$; $\tau_{yz} = \tau_{zy} = -\rho \cdot \overline{v'w'}$.

Рејнолдсови напони представљају утицај флукутирајућих компоненти физичких величина на струјање осредњено по временској скали. Да би се систем једначина затворио ове напоне је неопходно моделирати. Ово је могуће урадити на два начина. Први начин подразумева решавање транспортних једначина за Рејнолдсове напоне и то су модели другог реда. Недостатак овог приступа је потреба за решавањем великог броја додатних једначина што захтева значајне рачунарске ресурсе. Уобичајени приступ у инжењерској пракси је одређивање Рејнолдсових напона преко алгебарских релација [103]. Овај приступ је познат под називом моделирање турбулентне вискозности и биће детаљније објашњен у следећем потпоглављу.

7.2.2 Модел турбуленције

Године 1877. француски научник Бусинеск (Joseph Boussinesq 1842-1929) је уочио да се тангенцијални турбулентни напони могу дефинисати на аналоган начин као и молекуларни тангенцијални напони што је представљено следећим изразом [103]:

$$\rho \cdot \overline{u'v'} = -\mu_t \cdot \frac{\partial \bar{u}}{\partial y}. \quad (28)$$

На основу једначине (28) може се закључити да су турбулентни тангенцијални напони пропорционални негативној вредности градијента средње брзине у правцу нормалном на дату површ при чему се коефицијент пропорционалности μ_t назива турбулентна вискозност. За разлику од молекуларне вискозности која је особина флуида турбулентна вискозност је локалног карактера и зависи од струјних услова. У циљу затварања система RANS једначина турбулентна вискозност мора бити моделирана и одређена у свакој тачки струјног поља. У зависности од броја транспортних једначина које се користе да би се дефинисала турбулентна вискозност модели турбуленције се могу поделити на моделе са нула, једном, две или више једначина. Најпознатији и највише коришћени модели турбуленције са две једначине су стандардни $k - \varepsilon$, RNG $k - \varepsilon$ и $k - \omega$ модели.

Стандардни $k - \varepsilon$ модел турбуленције је полуемпиријски модел којим се турбулентна вискозност моделира следећом релацијом [103]:

$$\mu_t = c_\mu \cdot \rho \cdot \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad (29)$$

при чему је c_μ константа која зависи од класе струјања и која се добија експерименталним путем. Модел захтева решавање две додатне транспортне једначине, једначине за турбулентну кинетичку енергију k и једначине за дисипацију турбулентне кинетичке енергије ε . Физичко значење променљиве ε заправо представља степен дисипације кинетичке енергије у унутрашњу енергију у јединици времена. Сама дефиниција модела подразумева да је струјање турбулентно и потпуно развијено при чему се ефекти молекуларне вискозности могу занемарити.

Модел је веома робустан и не захтева значајне рачунарске ресурсе, једноставан је и даје поуздане резултате у областима развијених турбулентних струјања, односно далеко од стационарних површи и стагнантних региона. Због својих предности овај модел је до данас најчешће употребљиван за симулације струјања ваздуха у зградама [105]. Међутим, основни недостатак овог модела је што он у недовољно доброј мери репрезентује струјање ваздуха у режимима са малим вредностима Re броја. Из овог разлога модел захтева одређене модификације у зонама блиским стационарним површима где су градијенти брзине изражени што значи да k расте брже од ε . Модификације се заснивају на решавању струјног поља применом емпиријских релација [5].

Други недостатак $k - \varepsilon$ модела је да он не даје добре резултате код струјања са израженом анизотропном турбуленцијом, напр. сепарација струјног тока, струјање супротно смеру градијента притиска ($\partial \bar{p} / \partial x > 0$), рецикулација и струјање са изразито закривљеним струјницама. Поред тога овај модел подразумева велики број емпиријских коефицијената који могу да утичу на тачност решења [101]. Емпиријски коефицијенти су развијени само за одређену класу струјања тако да не постоји универзални модел турбуленције а могућност примене појединих модела зависи од специфичности разматраног проблема [106].

Да би се превазишли недостаци $k - \varepsilon$ модела у прошлости је развијен читав низ модификованих модела од којих је најчешће у употреби RNG $k - \varepsilon$

модел турбуленције. Овај модел урачунава ефекте карактеристичне за струјања са малим вредностима Re броја. Поред тога он не зависи у значајној мери од емпиријских коефицијената и може делимично да урачуна утицај присуства анизотропности код струјања флуида услед јаких тангенцијалних напона [85].

Код симулација струјања ваздуха у зградама често се користе и модели турбуленције типа $k-\omega$ који у мањој мери урачунавају утицај тангенцијалних напона и прецизније моделирају струјања са супротним градијентом притиска [103]. SST $k-\omega$ модел турбуленције комбинује $k-\varepsilon$ и $k-\omega$ моделе и пружа добре резултате не само у стагнантним регионима већ и у слободној струји [101]. Недостатак модела типа $k-\omega$ је потреба за већом резолуцијом мреже за дискретизацију струјног простора у близини стационарних површи што повећава захтеве у погледу рачунарских ресурса [107].

Група аутора је у раду [108] приказала преглед популарних модела турбуленције који се користе за симулације струјања ваздуха у зградама. Исти аутори су у другом раду [109] извршили валидацију осам модела турбуленције у условима принудне, природне и хибридне вентилације. Закључак је да RNG $k-\varepsilon$ модел генерално даје најбоље резултате али да нема универзално доброг и робустног модела већ да успешност примене зависи од случаја до случаја. У радовима [40, 88] у којима је симулирано струјање ваздуха у индустријским халама такође је закључено да RNG $k-\varepsilon$ модел даје најбоље резултате у поређењу са другим разматраним моделима турбуленције.

У случају доминантног утицаја принудне конвекције са малим интензитетом турбуленције најбоље резултате обезбеђује RNG $k-\varepsilon$ модел док се за струјања услед узгонске силе са високим вредностима Re броја најбоље показао SST $k-\omega$ модел [107]. Препорука је да се SST $k-\omega$ модел размотри у случају да је сила потиска главна погонска сила у вентилисаном простору [101].

7.2.3 Метода коначних запремина

Систем диференцијалних једначина описан једначином (27) неопходно је трансформисати у форму која је погодна за решавање применом нумеричких метода. У том процесу континуални домен се трансформише у дискретан домен поделом струјног простора на већи број коначних запремина. Након

дискретизације струјног простора добија се систем спрегнутих диференцијалних алгебарских једначина који може да се реши нумеричким методама уз помоћ рачунара. У том случају променљиве физичке величине су дефинисане у тачкама које се налазе у центру сваке од коначних запремина које чине дискретан домен. Решење постоји само у датим тачкама дискретног система док су вредности на другим локацијама одређене интерполацијом вредности између две суседне тачке у систему [103].

Постоји велики број метода за диференцирање као што су централна шема за диференцирање, узводна шема првог и другог реда итд. Шеме другог реда узимају у обзир асиметричност ефекта који конвекција има на промену физичких величина унутар коначне запремине чиме се смањује могућност нумеричке (лажне) дифузије. Више о шемама за диференцирање и математичким алгоритмима за решавање система диференцијалних једначина може се пронаћи у широко доступној литератури попут [103, 104].

Мрежа за дискретизацију струјног простора игра значајну улогу за успешност симулације и квалитет коначног решења. Уколико је мрежа сувише груба са малим бројем коначних запремина решење може бити нетачно. Са друге стране ако је мрежа превише фина захтеви у погледу рачунарских ресурса могу бити недостижни. Резолуција мреже се може подешавати у целом домену или само у областима где се очекују изражени градијенти физичких величина. Генерална идеја је да мрежа буде финија у областима уз граничне површине, отворе, изворе и поноре топлоте итд. У остатку домена користи се мрежа од ћелија већих димензија како би се смањила потреба за рачунарским ресурсима. Мрежа такође утиче на конвергенцију нумеричког решења. Из овог разлога код сваке озбиљне нумеричке симулације неопходно је испитати утицај мреже на решење, односно добити решење које је независно од резолуције и конфигурације мреже [103].

У раду [103] дат је критеријум по коме се рачуна почетни број потребних елементарних запремина (ћелија) у мрежи према запремини струјног простора:

$$N = 44,4 \cdot 10^3 \cdot V^{0,38}, \quad (30)$$

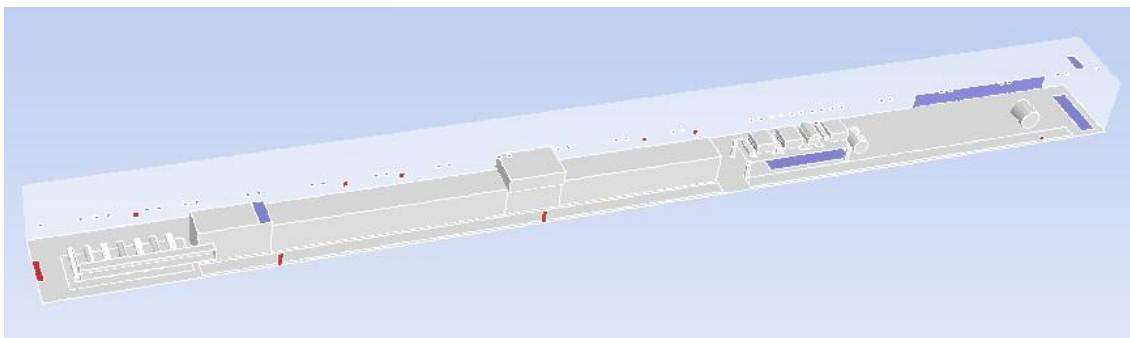
при чему је V запремина струјног простора у m^3 . Важно је нагласити да слично као и код модела турбуленције не постоји универзална релација за

дефинисање броја елементарних запремина због чињенице да се у пракси могу срести различити нивои комплексности струјног простора који може имати доминантан утицај на карактеристике струјне слике.

7.3 СИМУЛАЦИЈА СТРУЈАЊА ВАЗДУХА У ПРОИЗВОДНОЈ ХАЛИ

7.3.1 Геометрија модела и основне претпоставке

У поступку моделирања физичког система неопходне су одређене претпоставке и упрошћења. У овом процесу нарочито је важно размотрити најважније факторе који утичу на физички систем и одредити приоритете на основу резултата који се од модела очекују. Тродимензионални модел производне хале који је развијен у оквиру дисертације приказан је на слици 30.



Слика 30. Тродимензионални модел производне хале

Модел је израђен тако што је геометрија производне хале, картон машине, отвора за ваздух и вентилатора у склопу вентилационог система поједностављена стим да су задржане реалне димензије. Секција формера је приказана у облику 7 цилиндара а секција преса у форми квадра са чврстим странама. Комплексна геометрија секције за сушење премаза није приказана у целости до детаља већ само поједностављена носећа конструкција и ваздушни и терморацијациони сушачи који су највећи извори топлоте у овој секцији. Прозори, врата и отвори на грађевинском омотачу хале као и отвори на хауби сушне секције и ваздушним сушачима у оквиру ССП су моделирани према стварним позицијама и габаритима који су забележени током експерименталног истраживања.

При изради модела претпостављено је да су физичке особине материјала константне и изотропне. Влажан ваздух је третиран као идеалан гас и моделиран је као једнофазна двокомпонентна мешавина сувог ваздуха и водене паре. Варијације густине ваздуха у зависности од температуре одређене су преко једначине стања идеалног гаса [110].

Утицај спољашњих атмосферских услова (температура ваздуха, ветар и интензитет сунчевог зрачења) на струјну слику унутар хале је урачунат применом граничних услова у форми топлотног флукса на чврстим површима и у форми профила температуре, брзине и релативне влажности ваздуха на отворима у грађевинском омотачу хале. Симулације су спроведене под претпоставком о стационарном струјању ваздуха с обзиром на устаљен режим производног процеса на картон машини и занемарљиве флукуације атмосферских услова током мерења спроведених у циљу дефинисања граничних услова.

Пробне симулације су извршене коришћењем следећа три модела турбуленције: $k-\varepsilon$, $RNG\ k-\varepsilon$ и $SST\ k-\omega$. Најбоље резултате у погледу конвергенције решења и економичности по питању времена потребног за симулације је показао $SST\ k-\omega$ модел, међутим резултати симулације у недовољно доброј мери описују физикалност струјања ваздуха са разменом топлоте у затвореном простору са израженом стратификацијом ваздуха (табеле П5.1. до П5.3. у Прилогу 5). Са друге стране стандардни $k-\varepsilon$ и $RNG\ k-\varepsilon$ модел турбуленције дају приближно једнаке резултате и захтевају исти временски период за симулације стим да је код другог модела теже постићи конвергенцију решења. Из овог разлога и чињенице да стандардни $k-\varepsilon$ модел пружа резултате који највише одговарају измереним параметрима ваздуха и чврстих површи у производној хали, овај модел турбуленције коришћен је у свим симулацијама у оквиру дисертације. За одређивање тангенцијалних напона у областима блиским стационарним површима у оквиру коришћеног софтвера примењене су стандардне емпиријске функције (standard wall functions).

У објектима у којима је изражена термичка стратификација ваздуха, размена топлоте зрачењем игра веома важну улогу и има утицај не само на температуру чврстих површи већ и на температуру ваздуха. Топлота која се преноси са ваздуха у горњим зонама хале на плафон бива дозрачена на под тако

да овај механизам утиче на смањење ефекта стратификације и чини температурско поље ваздуха униформнијим [4]. Коришћени софтвер омогућава примену неколико модела за размену топлоте зрачењем. У овом случају изабран је модел који узима у обзир геометријске факторе и ефективну површину узајамног зрачења (surface to surface with view factor) [110].

Симулације су спроведене у комерцијалном софтверу FLUENT 6 (Ansys, Inc.) при чему је за претпроцесирање улазних параметара и постпроцесирање резултата симулација коришћен софтвер AirPAK 3.0.16 (Ansys, Inc.). Софтвер је специјализован за анализу вентилационих и КГХ система у зградама, омогућава брзо и једноставно формирање геометрије модела, аутоматску дискретизацију струјног простора и дефинисање граничних услова.

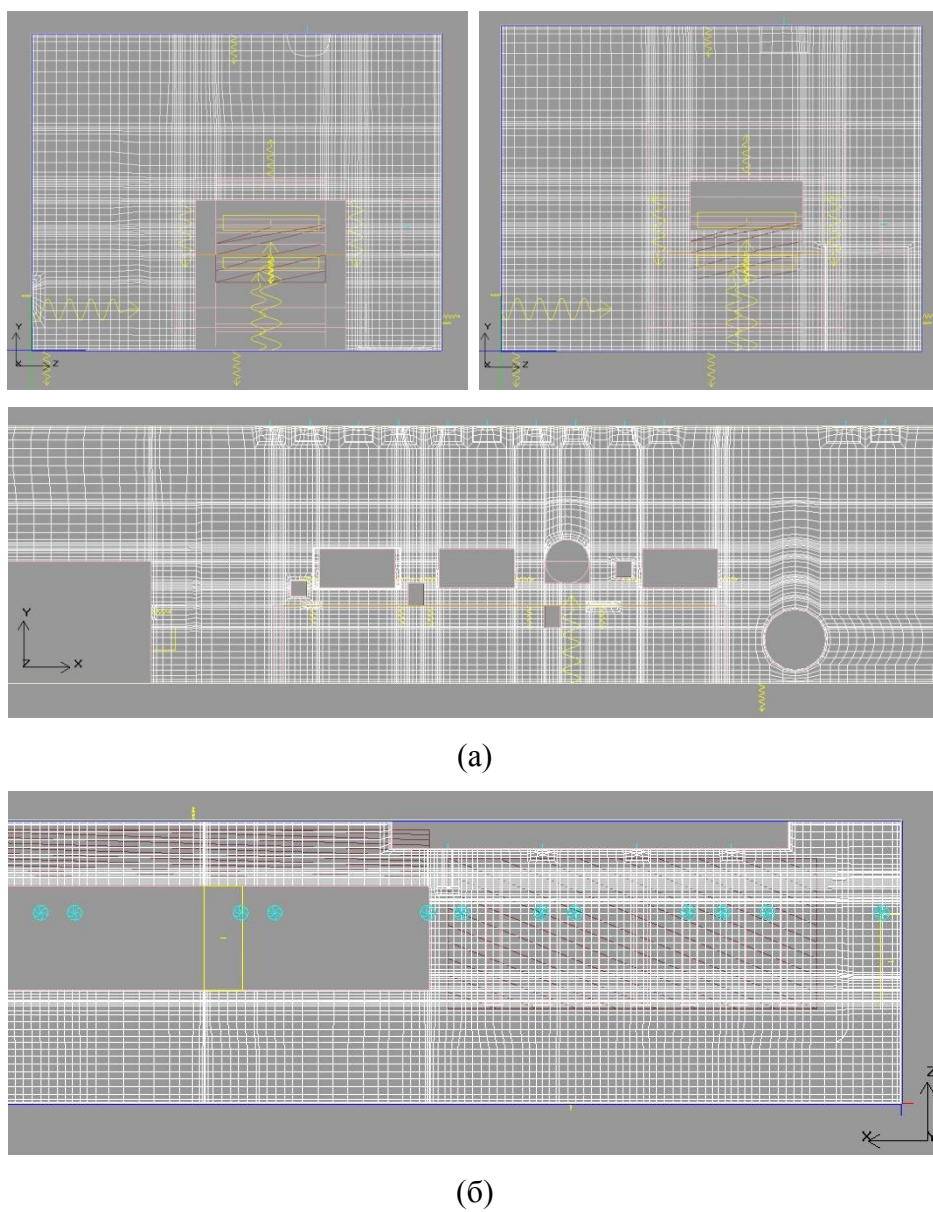
За решавање система диференцијалних једначина коришћена је узводна шема првог реда и SIMPLE алгоритам, који подразумева индиректно одређивање поља притиска секвенцијалним спрезањем једначине одржања количине кретања са једначином одржања масе [101].

7.3.2 Мрежа за дискретизацију струјног простора

За дискретизацију струјног простора који је ограничен картон машином и грађевинским омотачем производне хале искоришћена је неструктурална мрежа тако да су добијене коначне запремине (ћелије) у облику хексагона. Почетан број ћелија од 2.200.000 је одређен на основу једначине (30). Процес израде мреже у коришћеном софтверу је аутоматизован стим да се кориснику омогућава подешавање параметара мреже као што су максималне димензије, минимални број ћелија између два објекта, закривљеност страница и максимални однос величине две суседне ћелије. Утицај резолуције мреже на решење је испитан тако што су извршене три симулације са подједнаким граничним условима и бројем ћелија од 1.660.000, 2.200.000 и 2.750.000. Резултати последње две симулације се не разликују у битној мери (табеле П5.4. и П5.5. у Прилогу 5) тако да је због рационализације рачунарских ресурса изабрана мрежа од 2.200.000 ћелија која је потом коришћена у свим симулацијама у оквиру дисертације.

На слици 31 приказани су вертикални и хоризонтални пресек производне хале и структура мреже за дискретизацију струјног простора која се састоји од

2.200.000 ћелија. Ћелије у близини граничних површи (хауба сушне секције, плашт ваздушних и терморацијационих сушача, зидови, прозори, отвори, вентилатори и др.) су мањих димензија како би се редуковале грешке моделирања турбуленције и процеса преношења топлоте и супстанције.



Слика 31. Структура мреже за дискретизацију струјног простора: (а) вертикални пресек, (б) хоризонтални пресек

7.3.3 Гранични услови

Гранични услови представљају вредности физичких величина (температура, топлотни флуks, масени проток, брзина, притисак итд.) које је неопходно дефинисати на границама домена како би било могуће решити систем спрегнутих диференцијалних једначина. Тачност решења директно зависи од тачности специфицираних граничних услова тако да су они од највеће могуће важности за сваку симулацију [103]. У овом случају гранични услови су дефинисани на основу експерименталних резултата (Поглавље 4) и резултата материјалног и топлотног биланса картон машине (Поглавље 5).

Као гранични услови за чврсте површи као што су формери, секција преса, ролне папира, унутрашњи зидови, плафон и под хале дефинисане су температуре датих површи које су добијене мерењима у реалним условима. У случају хаубе сушне секције и плашта ваздушних и терморацијационих сушача у оквиру ССП на чврстим површима је дефинисан топлотни флуks који је одређен билансирањем токова енергије на картон машини, при чему је приликом расподеле топлотног флуksа по појединим површима узета у обзир измерена температура датих површи. Коришћени софтвер подразумева да је брзина ваздуха на стационарним граничним површима једнака нули (no-slip condition). На отворима, вратима и прозорима дефинисане су температура, релативна влажност и брзина ваздуха. Добици топлоте од електромоторних погона, цевовода и канала за пару и влажан ваздух су моделирани у облику површинских извора топлоте који су лоцирани на поду на погонској (јужној) страни дуж производне хале. Добици водене паре у мокром делу картон машине су моделирани у форми површинског извора водене паре који је лоциран на поду испод секције формера и у форми површинских извора водене паре на страницама квадра којим је моделирана секција преса. Коначно, за вентилаторе у оквиру вентилационог система хале је дефинисан номинални запремински проток ваздуха при чему је узето у обзир да одређен број вентилатора није у функцији.

Варијације температурског и брзинског поља ваздуха у хали услед термо-физичких особина грађевинског омотача хале, осветљења или присуства људи су занемарене.

7.3.4 Резултати и дискусија

Пре стартовања симулације потребно је дефинисати број итерација и критеријуме за конвергенцију решења. У овом случају усвојен је број итерација од 200 док је критеријум за конвергенцију за све једначине подешен на 10^{-3} изузев код једначине за одржање енергије где је усвојен критеријум од 10^{-6} .

Пре разматрања дистрибуције температуре, брзине и влажности ваздуха у хали пажња је посвећена резултатима материјалног и топлотног биланса ваздуха у хали који су приказани у табели 27.

Табела 27. Резултати материјалног и топлотног биланса ваздуха у хали

		Летњи режим			Зимски режим		
		Улаз	Израз	Разл.	Улаз	Израз	Разл.
Масени проток	kg/s	54,87	60,71	-5,84	53,76	61,63	-7,87
Топлотна снага	kW	2.965	7.942	-4.977	2.502	7.603	-5.101

Разлика између масеног протока ваздуха на улазу и излазу из хале износи 5,84 kg/s и 7,87 kg/s у летњем и зимском режиму рада машине, што одговара протоку ексфилтрираног ваздуха из незаптивених делова картон машине. На основу капацитета вентилационог система за дате димензије хале израчунат је број измена ваздуха од 6,4 l/h. Са друге стране, разлика у топлотној снази ваздуха на улазу и излазу из хале износи 4.977 kW и 5.101 kW за летњи и зимски режим рада машине, респективно. Ова количина топлоте треба да одговара топлотним добицима у производној хали умањеним за губитке топлоте кроз грађевински омотач хале. Структура топлотних добитака у производној хали је сумирана у табели 28.

Табела 28. Структура топлотних добитака у производној хали

Топлотни извор	Летњи режим	Зимски режим
	Топлотна снага (kW)	
Хауба сушне секције	491	704
Ваздушни сушачи	177	202
Терморацијациони сушачи	202	505
Мокри део картон машине	238	429
Погонски електромотори	405	627
Ексфилтрирани ваздух	564	650
Остали добици топлоте	360	982 ¹
Укупно	2.437	4.099

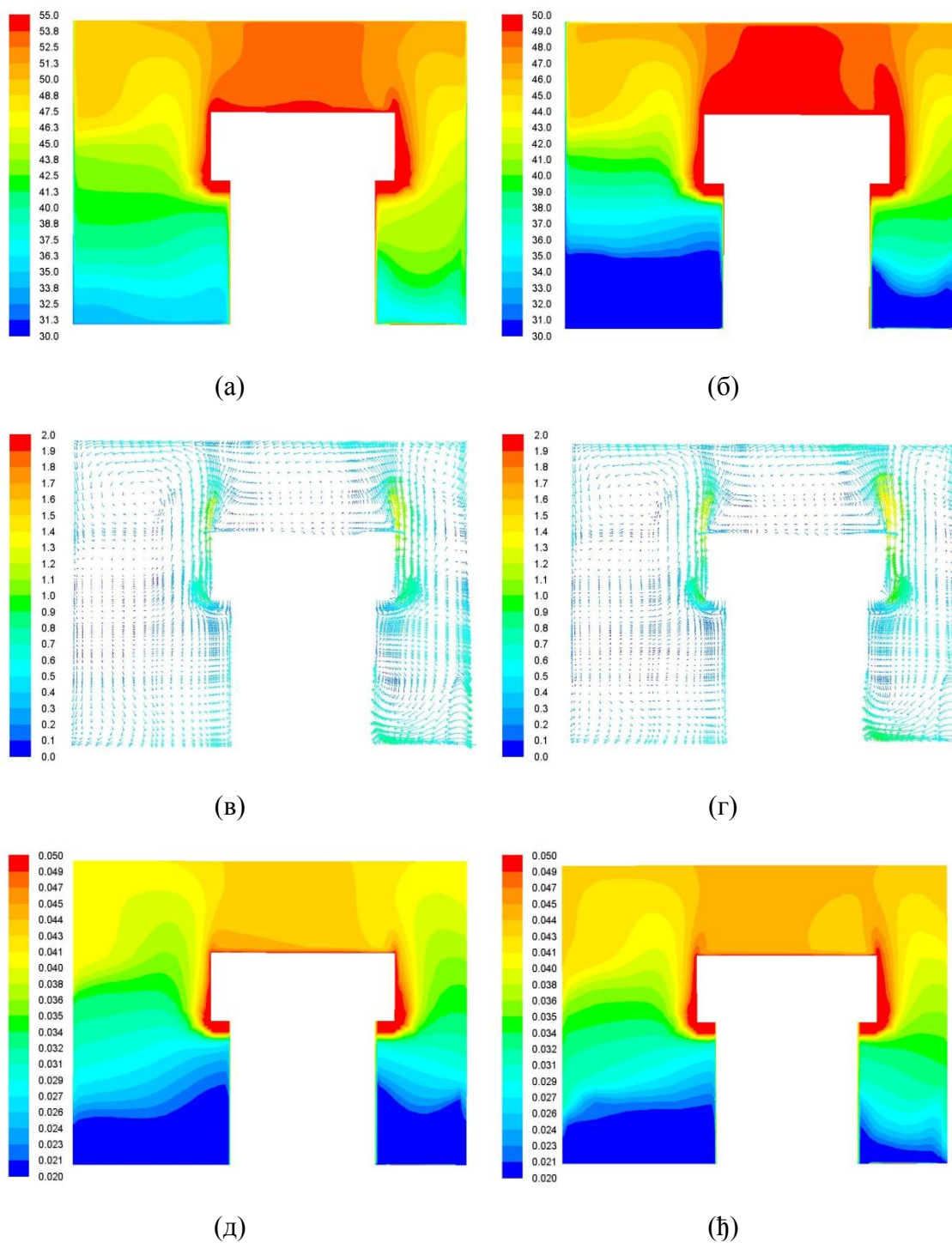
¹Напомена: 56 % од ове вредности чине топлотни добици од загревања плафона хале у зимским условима рада

Укупни добици топлоте у јединици времена у производној хали услед конвекције и зрачења са чврстих површи и услед продора топлог ваздуха из појединих делова картон машине износе 2.437 kW и 4.099 kW за летњи и зимски режим рада машине, респективно. Поред тога, директни добици водене паре у мокром делу производне хале износе 1,43 kg/s и 1,16 kg/s, што одговара латентној топлотној снази од 3.575 kW и 2.900 kW, респективно. На основу резултата може се закључити да су губици топлоте кроз грађевински омотач хале у летњем и зимском режиму рада на нивоу од 1.035 kW и 1.898 kW, респективно.

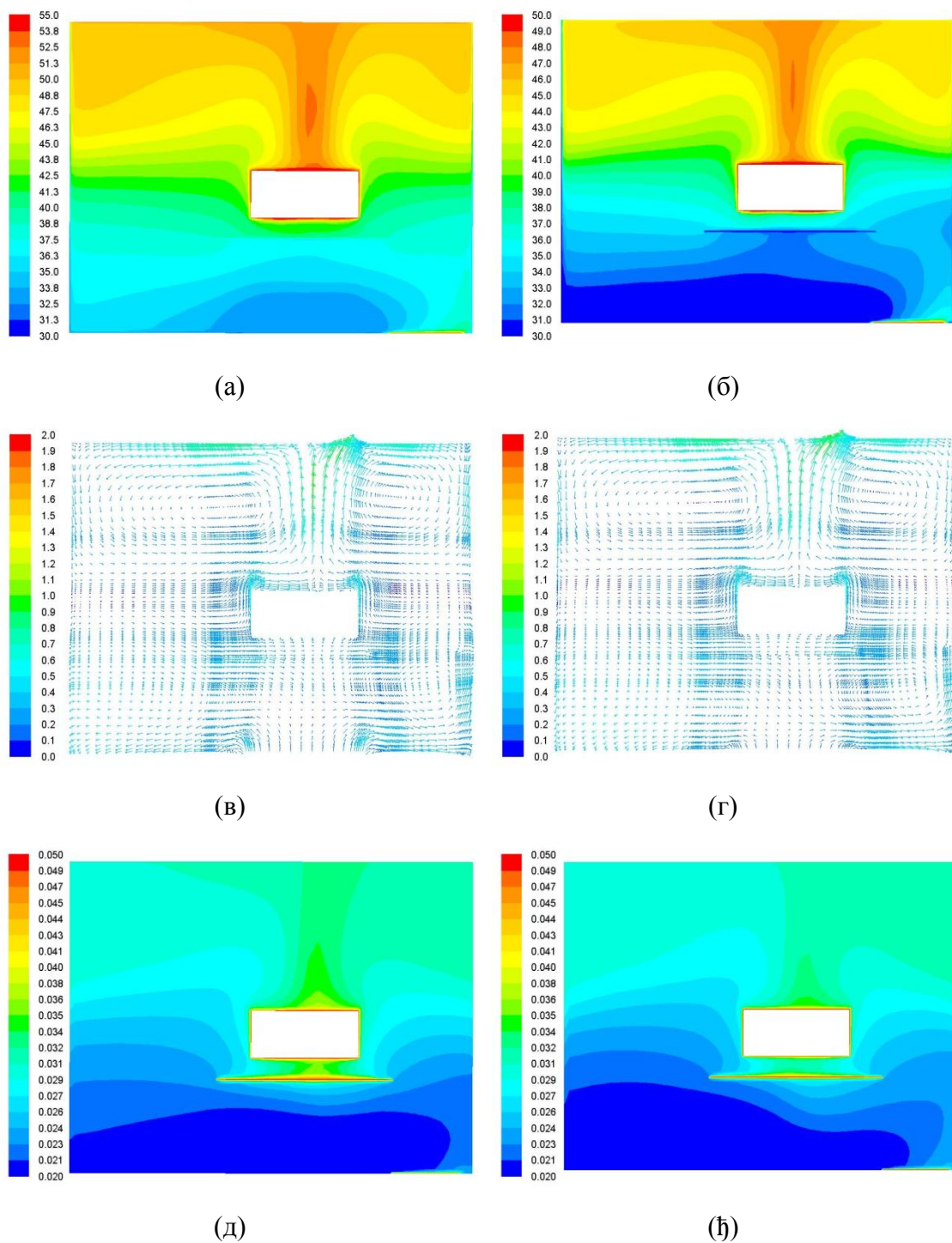
Резултати симулираног поља температуре, брзине и апсолутне влажности ваздуха у секцијама 3 и 5 за летњи и зимски режим рада су приказани на сликама 32 и 33. На слици 34 су приказани резултати симулација у лонгитудиналном пресеку производне хале у зони плафонских вентилатора. Резултати симулација за остале карактеристичне секције хале су приказани у оквиру Прилога 5 на сликама П5.1. до П5.4. Симулиране температуре чврстих површи у производној хали су приказане на слици П5.5. у Прилогу 5.

Резултати температурског поља указују на максимални градијент температуре ваздуха по вертикалној оси од 1,67 до 2,3 °C/m у пресеку 3 и од 1,55

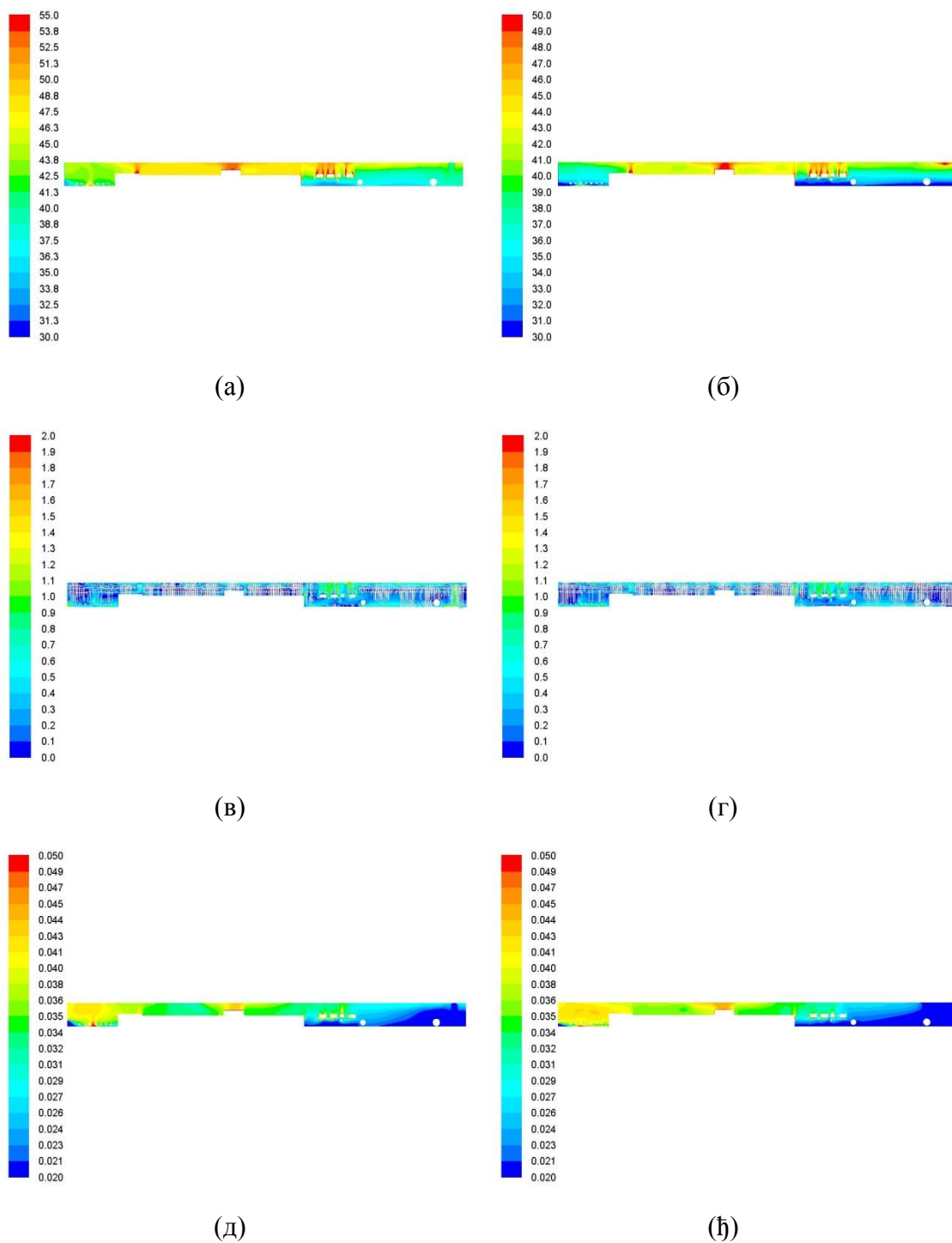
до $1,67\text{ }^{\circ}\text{C/m}$ у пресеку 5 у зависности од режима рада машине. Са друге стране, минимални градијенти температуре су на нивоу од $0,89$ до $1,29\text{ }^{\circ}\text{C/m}$ у пресеку 3 и од $1,37$ до $1,5\text{ }^{\circ}\text{C/m}$ у пресеку 5. Максималне симулиране температуре ваздуха у горњим нивоима хале за летњи режим рада су на нивоу од $50,5$ до $52,9\text{ }^{\circ}\text{C}$ а минималне у доњим зонама хале од 36 до $38\text{ }^{\circ}\text{C}$. Симулиране температуре ваздуха у зимском режиму рада су ниже од температура у летњем режиму у пресеку за 3 до $4\text{ }^{\circ}\text{C}$ у горњим зонама хале и 5 до $9\text{ }^{\circ}\text{C}$ у доњим зонама хале. Резултати температурског поља указују на изражену стратификацију ваздуха, тј. раслојавање ваздуха по хоризонталним равнима. Слични резултати су забележени и у осталим карактеристичним секцијама хале.



Слика 32. Резултати симулација у пресеку 3 (глет цилиндар): (а) температура летњи режим (у °C), (б) температура зимски режим, (в) брзина летњи режим (у m/s), (г) брзина зимски режим, (д) апсолутна влажност летњи режим (у kgH₂O/kg), (е) апсолутна влажност зимски режим



Слика 33. Резултати симулација у пресеку 5 (ССП): (а) температура летњи режим (у °С), (б) температура зимски режим, (в) брзина летњи режим (у m/s), (г) брзина зимски режим, (д) апсолутна влажност летњи режим (у kgH₂O/kg), (ж) апсолутна влажност зимски режим



Слика 34. Резултати симулација у лонгитудиналном пресеку хале: (а) температура летњи режим (у °C), (б) температура зимски режим, (в) брзина летњи режим (у m/s), (г) брзина зимски режим, (д) апсолутна влажност летњи режим (у kgH₂O/kg), (ђ) апсолутна влажност зимски режим

Симулиране температуре хаубе сушне секције су на нивоу од 45 до 80 °C са нешто вишим вредностима у погонском (јужном) делу хале. Температуре ваздушних сушача у секцији за сушење премаза су у границама од 65 до 150 °C, при чему су највише температуре забележене на другом ваздушном сушачу. Као што је и очекивано температуре сушне хаубе и ваздушних сушача су више у летњим условима рада. Температуре бочних зидова хале се крећу у границама од 33 до 45 °C за летњи, односно од 20 до 36 °C за зимски режим рада, при чему су више вредности забележене у горњим нивоима хале. Најтоплије ваздушне струје се формирају изнад глет цилиндра и сушача у оквиру секције за сушење премаза. Разлог за ово су високе температуре плашта машине и сушача у овим секцијама и продор топлог ваздуха на местима на којима папирна трака улази и излази из ваздушних сушача као и продор ваздуха на незаптивеним ревизионим и другим отворима на плашту глет цилиндра.

Брзинско поље ваздуха се одликује конвективним струјањима уз ивице и изнад топлотних извора услед узгонске силе. Брзине ваздуха су мање од 2 m/s како у хоризонталном тако и у вертикалном правцу са изузетком у близини прозора где су забележене брзине до 3 m/s. Шема струјања ваздуха не зависи у значајној мери од режима рада машине и атмосферских услова. Вертикалне ваздушне струје досежу ниво плафона хале у секцији глет цилиндра и изнад првог и другог ваздушног сушача у секцији за сушење премаза.

Апсолутна влажност ваздуха у хали се креће у границама од 10 до 55 gH₂O/kg и од 5 до 47 gH₂O/kg сувог ваздуха у летњем и зимском режиму рада машине, респективно. Као што је очекивано веће вредности влажности ваздуха су забележене у мокрој делу хале (секција 1) у поређењу са сувим делом хале (секција 6) као и у горњим зонама хале у поређењу са доњим зонама хале.

7.3.5 Валидација нумеричког модела

У циљу валидације нумеричког модела резултати добијени симулацијама су упоређени са одговарајућим експерименталним резултатима и резултатима материјалног и топлотног биланса ваздуха у хали.

Масени проток ваздуха који се ексфилира из незаптивених отвора на картон машини у простор производне хале од 7,87 kg/s у зимском режиму рада је за 12 % већи од истог масеног протока који је добијен мерењима и билансирањем токова ваздуха у хали (Поглавље 6). Са друге стране, број измена ваздуха у хали је за приближно 11 % мањи у поређењу са резултатима материјалног биланса ваздуха у хали.

Укупни добици топлоте у хали од ХСС и сушача у ССП у симулацији за зимски режим рада износе 2.061 kW. Ова вредност је за 3,4 % већа од вредности која је добијена билансирањем токова енергије на картон машини (Поглавље 5). И поред тога, разлика у топлотној снази ваздуха на излазу и улазу у халу од 5.101 kW, која је добијена симулацијом у случају зимског режима рада, је значајно мања од 8.637 kW, што је резултат топлотног биланса ваздуха у производној хали.

Сходно томе, симулиране температуре ваздуха у горњим зонама хале (М.М.3, М.М.4 и М.М.5) у пресецима 3 и 5 су знатно ниже од измерених вредности као што се може видети на дијаграмима приказаним на сликама 35 и 36.



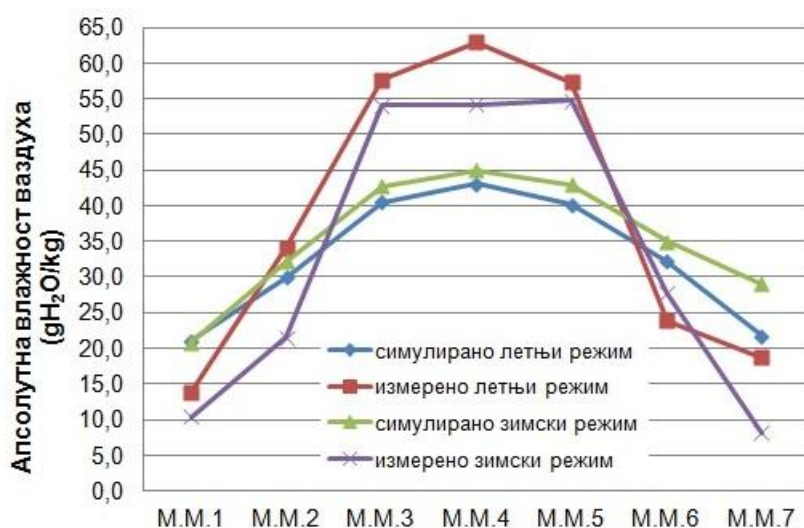
Слика 35. Поређење симулираних и измерених температура ваздуха у пресеку 3 (глет цилиндар)



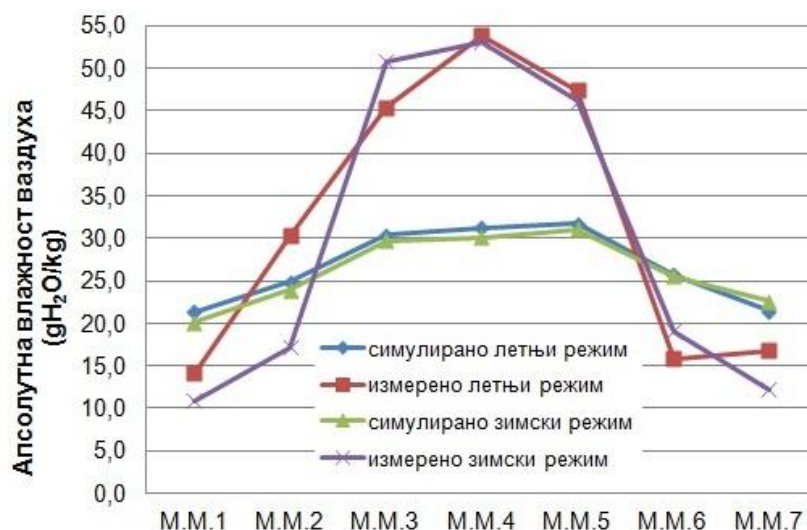
Слика 36. Поређење симулираних и измерених температура ваздуха у пресеку 5 (секција за сушење премаза)

Вертикални градијенти температуре ваздуха су нижи од измерених иако постоји добро подударане између симулираних и измерених температура плашта хаубе сушне секције и сушача у оквиру ССП. Симулиране температуре бочних зидова и плафона хале су ниже од измерених вредности у просеку за 10 до 15 °С. Слични резултати су добијени и у другим карактеристичним пресецима хале.

Поређење између резултата симулираних и измерених апсолутних влажности ваздуха у пресецима 3 и 5 у хали је приказано на сликама 37 и 38.



Слика 37. Поређење симулираних и измерених апсолутних влажности ваздуха у пресеку 3 (глет цилиндар)



Слика 38. Поређење симулираних и измерених апсолутних влажности ваздуха у пресеку 5 (секција за сушење премаза)

Са дијаграма се могу уочити значајна одступања резултата за апсолутну влажност ваздуха нарочито у горњим зонама хале у пресеку који репрезентује секцију за сушење премаза (пресек 5). Генерално, измерене вредности влажности ваздуха су више од симулираних у горњим зонама хале а ниже о симулираних у доњим зонама хале. Резултати симулације у зимском режиму рада имплицирају добитке водене паре у хали од 1,16 kgH₂O/s. Са друге стране материјалним билансом водене паре у хали израчунати су добици водене паре од 2,34 kgH₂O/s (Поглавље 6). Овим се делимично могу објаснити одступања између симулираних и измерених влажности ваздуха у хали.

На основу резултата стиче се утисак да симулације не могу да обезбеде поуздане квантитативне резултате. Тачност резултата нумеричке симулације зависи од нивоа упрошћења реалног проблема и геометрије струјног простора, резолуције мреже за дискретизацију струјног простора, нумеричког приступа, примењеног модела турбуленције и граничних услова.

У овом случају један од разлога за одступање резултата је недовољно познавање карактеристика извора топлоте и водене паре у мокром делу картон машине, с обзиром да секције формера и преса нису биле предмет детаљног материјалног и енергетског биланса, што је утицало на несигурност код дефинисања граничних услова у овом делу производне хале. Поред тога, могући

извор грешке је значајно упрошћење геометрије секције формера и преса и секције за сушење премаза као и претпоставка о стационарности производног процеса и термо-физичких особина ваздуха у хали.

Коришћење шеме првог реда за одређивање конвективних чланова у једначинама у нумеричком приступу извесно доводи до грешака које су овом случају свесно прихваћене како би се омогућила бржа конвергенција решења и смањиле потребе за рачунарским ресурсима.

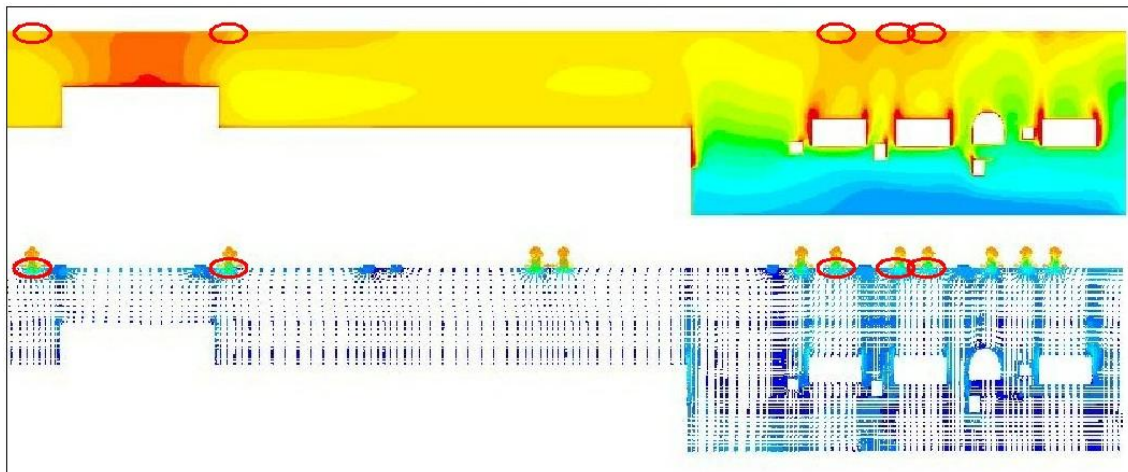
Несигурности код експерименталних метода и техника које су примењене у дисертацији се првенствено односе на чињеницу да су мерења спроведена у реалним условима у којима је тешко контролисати граничне услове и обезбедити поновљивост резултата мерења. Поред тога релативно мали број мерних тачака у простору великих габарита са комплексним технолошким процесом неминовно доводи до грешака код извођења средњих вредности физичких величина.

7.4 ЗАКЉУЧАК

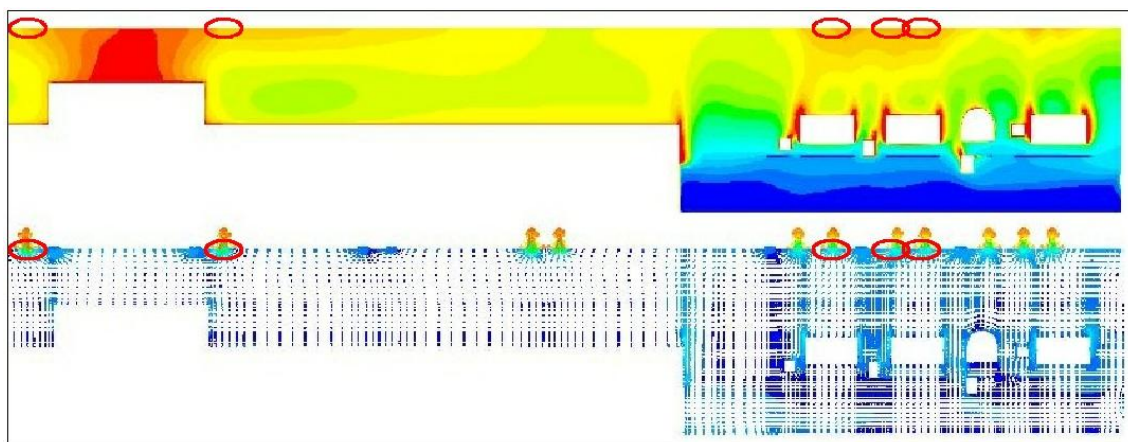
У циљу одређивања оптималних локација за усисавање ваздуха и спрегу са СРОТ спроведене су нумеричке симулације струјања ваздуха у производној хали, помоћу модела који је развијен у софтверском пакету FLUENT. С обзиром на структуру проблема висока тачност нумеричких симулација није била очекивана. Симулацијама је узет у обзир утицај ексфилтрације ваздуха на макроскопски карактер струјања ваздуха у хали који није могао бити анализиран аналитичким методама. Резултати су пружили квалитативну струјну слику која је у доброј корелацији са запажањима која су остварена током експерименталног истраживања у реалним условима. У том смислу, основни циљ симулација је био да се изнађу свеобухватни трендови струјања ваздуха у хали како би се одредиле оптималне локације за одсисавање ваздуха из хале.

Резултати симулација указали су да се најтоплије и највише конвективне ваздушне струје формирају изнад глет цилиндра и првог и другог ваздушног сушача у секцији за сушење премаза. Ове ваздушне струје досежу ниво плафона и распростиру се хоризонтално у суседне секције хале. С обзиром да су слични закључци изведени на основу аналитичких и експерименталних истраживања, нумеричким симулацијама потврђено је да су ови ваздушни токови најповољнији

за рекулерацију топлоте. Ваздушни токови које се одсисавају са 5 плафонских вентилатора, који су назначени на слици 39, имају највећи потенцијал у смислу коришћења отпадне топлоте. Сходно томе ови отвори су предложени као оптимални за постављање прикључака и канала који су у спрези са СРОТ.



(а)



(б)

Слика 39. Оптималне позиције прикључака система за коришћење отпадне топлоте: (а) летњи режим, (б) зимски режим

8. ТЕХНО-ЕКОНОМСКА АНАЛИЗА И ОПТИМИЗАЦИЈА СИСТЕМА ЗА КОРИШЋЕЊЕ ОТПАДНЕ ТОПЛОТЕ

Експериментална истраживања и билансирање материје и енергије на картон машини и у производној хали чији резултати су приказани у претходним поглављима у оквиру дисертације су имали за циљ одређивање главних извора и потенцијала отпадне топлоте у процесу производње картона. Закључено је да поред влажног ваздуха из сушне секције картон машине највећи потенцијал за коришћење отпадне топлоте лежи у ваздуху који се одводи из производне хале преко плафонских вентилатора у склопу вентилационог система. Сходно томе, у дисертацији су примењене теорија конвективних струјања ваздуха и нумеричке симулације у циљу одређивања најповољнијих усисних отвора на плафону хале за спрегу са системом за коришћење отпадне топлоте (СРОТ).

Теоријски је могуће искористити целокупан топлотни потенцијал отпадног ваздуха, односно довести отпадни ваздух у стање термодинамичке равнотеже са околином, загревањем различитих ваздушних и водених токова. Као што је раније наглашено у реалним условима ово најчешће нема економску оправданост. Из тог разлога, при димензионисању СРОТ неопходно је спровести техно-економску анализу у циљу оптимизације његове структуре и обезбеђења максималних уштеда енергије са минималним инвестиционим и експлоатационим трошковима. Познато је да шема струјања радних флуида у размењивачима топлоте и расположива размењивачка површина утичу на ефикасност апарата. Са друге стране инвестициони и експлоатациони трошкови система у великој мери зависе од габарита и конфигурације размењивача топлоте.

У овом поглављу је приказана процедура за одређивање оптималне површине плочастог размењивача топлоте типа ваздух-ваздух, у склопу СРОТ у фази димензионисања опреме, на основу улазних података који су добијени нумеричким симулацијама ваздушних токова у производној хали Фабрике картона Умка а.д.. За анализу је примењена ε - NTU метода спрегнута са претходно дефинисаним функцијама трошкова при чему су узете у обзир сезонске варијације параметара отпадног и свежег атмосферског ваздуха. Поред тога, израчунате су

укупне нето уштеде у потрошњи примарних енергената у фабрици које се могу остварити применом оптимизованог система за коришћење отпадне топлоте и одређен је прост период отплате инвестиције.

8.1 ε -NTU МЕТОДА

Метода се користи код анализе рекуперативних размењивача топлоте када је потребно одредити топлотну снагу апарата и излазне температуре радних флуида за познате улазне температуре и протоке радних флуида и корисну површину за размену топлоте. Више о ε -NTU методи може се пронаћи у литератури аутора Cengel [98] и Јаћимовић и Генић [111]. Метода је базирана на бездимензионалном параметру топлотне ефикасности који се дефинише на следећи начин [98]:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} \quad [-] \quad (31)$$

Стварна топлотна снага апарата може да се одреди из топлотног биланса са стране хладнијег и топлијег флуида на следећи начин:

$$\dot{Q} = C_C \cdot (T_{C,\text{out}} - T_{C,\text{in}}) = C_H \cdot (T_{H,\text{in}} - T_{H,\text{out}}), \quad [\text{kW}] \quad (32)$$

где су $C_C = \dot{m}_C \cdot c_{pC}$ и $C_H = \dot{m}_H \cdot c_{pH}$ топлотни капацитет хладнијег и топлијег радног флуида, респективно. Међутим, у том случају је неопходно познавати температуре хладнијег и топлијег флуида на улазу ($T_{C,\text{in}}$, $T_{H,\text{in}}$) и излазу ($T_{C,\text{out}}$, $T_{H,\text{out}}$) из размењивача топлоте.

Максимална топлотна снага апарата може да се постигне када се хладнији флуид загреје до улазне температуре топлијег флуида или када се топлији флуид охлади до улазне температуре хладнијег флуида. Ова два гранична случаја се могу догодити истовремено само уколико су топлотни капацитети хладнијег и топлијег флуида једнаки ($C_C = C_H$). У случају $C_C \neq C_H$ који је уобичајен у пракси, радни флуид са мањим топлотним капацитетом ће претрпети већу промену температуре у апарату тако да ће први достићи минималну или максималну вредност температуре. Сходно томе, максимална топлотна снага апарата износи:

$$\dot{Q}_{\max} = C_{\min} \cdot (T_{H,\text{in}} - T_{C,\text{in}}), \quad [\text{kW}] \quad (33)$$

при чему је $C_{\min} = \min(C_C, C_H)$.

Топлотна ефикасност размењивача топлоте зависи од геометрије апарата и шеме струјања радних флуида (истосмерно, супротносмерно или унакрсно). У изразу за одређивање топлотне ефикасности фигурише параметар који се назива број јединица преноса NTU који се дефинише на следећи начин [98]:

$$NTU = \frac{U \cdot A}{C_{\min}}, \quad [-] \quad (34)$$

где је са U [W/(m²·K)] означен средњи коефицијент преношења топлоте у апарату а са A [m²] корисна површина за размену топлоте. Из једначине (34) очигледно је да за фиксиране вредности U и C_{\min} , параметар NTU зависи само од корисне површине размењивача топлоте. Сходно томе већим вредностима NTU броја одговара већа површина размењивача топлоте. Код анализе размењивача топлоте такође је погодно дефинисати још један бездимензионални параметар који се назива однос топлотних еквивалената [98]:

$$c = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}. \quad [-] \quad (35)$$

Топлотна ефикасност размењивача топлоте је функција броја јединица преноса и односа топлотних еквивалената. Релације за одређивање топлотне ефикасности су развијене за велики број типова размењивача топлоте у зависности од конфигурације струјања радних флуида. У случају плочастих размењивача топлоте са унакрсним током флуида са једним пролазом без мешања коефицијент ε се може изразити на следећи начин [98]:

$$\varepsilon = 1 - \exp\left\{\frac{NTU^{0,22}}{c} \cdot \left[\exp(-c \cdot NTU^{0,78}) - 1\right]\right\}. \quad [-] \quad (36)$$

Након одређивања максималне топлотне снаге и топлотне ефикасности размењивача топлоте помоћу једначина (33) и (36), стварна вредност топлотне снаге апарата се може одредити помоћу једначине (31).

8.2 ФУНКЦИЈЕ ТРОШКОВА

Максималне уштеде у потрошњи примарних извора енергије могуће је постићи минимизацијом збира инвестиционих и експлоатационих трошкова и максимизацијом топлотног учинка СРОТ. Инвестициони трошкови се могу представити у форми линеарне функције као збир фиксних трошкова и варијабилних трошкова, који зависе од корисне површине размењивача топлоте у оквиру СРОТ. Функција је дефинисана на следећи начин [48]:

$$P_I = P_F + A \cdot P_A, \quad [\text{EUR}] \quad (37)$$

где су P_I укупни инвестициони трошкови изражени у [EUR], P_F фиксни трошкови изражени у [EUR], A корисна површина размењивача топлоте у [m^2] и P_A варијабилни трошкови изражени у [EUR/ m^2].

Линеарне функције трошкова су практичне с обзиром да су цене размењивача топлоте на тржишту обично изражене као јединичне цене по маси апарата [EUR/kg] или јединичне цене по корисној површини за размену топлоте [EUR/ m^2]. У овом случају усвојена је линеарна функција која важи за СРОТ у папирној индустрији која гласи [48]:

$$P_I = 140.000 + A \cdot 120. \quad [\text{EUR}] \quad (38)$$

Функција (38) важи за конкретан случај, служи за дефинисање инвестиционих трошкова за набавку и уградњу СРОТ и обухвата пратећу опрему као што су вентилатори за отпадни и свеж ваздух, управљачки систем, канали и цевоводи, носећа конструкција итд.

Са друге стране, експлоатациони трошкови обухватају трошкове за радну снагу и одржавање система као и трошкове за енергију потребну за рад система. Трошкови за радну снагу и одржавање система су процењени на 3 % од инвестиционих трошкова на годишњем нивоу. Потрошња електричне енергије за погон вентилатора за отпадни и свеж ваздух одговара снази погонских електромотора вентилатора и броју радних сати система. При константном протоку ваздуха кроз вентилатор, снага електромотора је пропорционална напору вентилатора који је потребан да би се савладали струјни и локални отпори који настају приликом струјања ваздуха кроз канале за дистрибуцију ваздуха и

размењивач топлоте. За дате температуру, влажност и проток отпадног и свежег ваздуха и димензије попречног пресека плочастог размењивача топлоте, потребан напор вентилатора зависи само од конфигурације канала за ваздух, растојања између размењивачких плоча, тј. од броја плоча у попречном пресеку размењивача, и материјала од кога су плоче сачињене.

На основу улазних података о параметрима отпадног и свежег ваздуха, коришћењем софтвера за димензионисање плочастих рекуперативних размењивача топлоте CAPS 2010-V2.0 [112] и применом методе линеарне регресије одређена је функционална зависност утрошка електричне енергије за погон вентилатора од корисне површине размењивача топлоте за летњи и зимски режим рада, респективно:

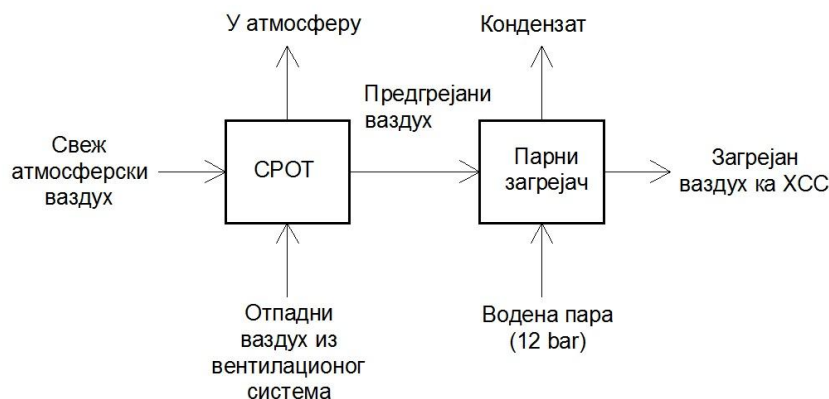
$$\dot{Q}_{ee} = 0,0146 \cdot A + 16,561, \quad [\text{kW}] \quad (39)$$

$$\dot{Q}_{ee} = 0,0138 \cdot A - 15,109, \quad [\text{kW}] \quad (40)$$

где је Q_{ee} тренутна потрошња електричне енергије изражена у [kW] а A корисна површина размењивача топлоте у [m²]. За познату вредност броја радних сати система на годишњем нивоу и цену електричне енергије, применом горе наведених функција на једноставан начин могуће је одредити експлоатационе трошкове система.

8.3 СТРУКТУРА СИСТЕМА ЗА КОРИШЋЕЊЕ ОТПАДНЕ ТОПЛОТЕ

Шематски приказ спреге СРОТ са вентилационим системом производне хале и хаубе сушне секције је дат на слици 40.



Слика 40. Спрега СРОТ са вентилационим системом производне хале и хаубе сушне секције

Свеж атмосферски ваздух који се доводи у хаубу сушне секције у циљу одржавања пројектованих параметара и биланса ваздуха у хауби се најпре предгрева у СРОТ. Након тога, свеж ваздух се загрева до температуре потребне за технолошки процес у ламеларним размењивачима топлоте (загрејачима ваздуха), у којима се као загревни медијум користи водена пара притиска 12 bar, отпарак на притиску 1,5 до 3 bar или кондензат из парно-кондензног система картон машине. С обзиром на конфигурацију система, уштеде у потрошњи водене паре, којом се врши загревање свежег ваздуха који се уводи у хаубу сушне секције, директно зависе од топлотног учинка СРОТ.

Улазни параметри свежег атмосферског ваздуха добијени су мерењима у карактеристичном летњем и зимском режиму рада машине (Поглавље 4). Улазни параметри отпадног ваздуха добијени су осредњавањем симулираних параметара влажног ваздуха на усисним отворима који су означени као најповољнији у смислу рекуперације отпадне топлоте (Поглавље 7). Параметри свежег атмосферског и отпадног ваздуха на улазу у СРОТ за летњи и зимски режим рада су сумирани у табели 29.

Табела 29. Параметри свежег атмосферског и отпадног ваздуха на улазу у СРОТ

	Јединица	Летњи режим	Зимски режим
Свеж атмосферски ваздух			
Температура	°C	32	5,1
Релативна влажност	%	34,8	72
Апсолутна влажност	g/kg	10	4
Масени проток	kg/s	17,94	17,94
Специфични топлотни капацитет	kJ/(kg·K)	1,022 ¹	1,009 ¹
Специфична енталпија	kJ/kg	58,78	15,05
Топлотна снага	kW	1.044	269
Отпадни ваздух			
Температура	°C	50,2	45,9
Релативна влажност	%	42,5	51
Апсолутна влажност	g/kg	34,8	33,4
Масени проток	kg/s	13,46	13,46
Специфични топлотни капацитет	kJ/(kg·K)	1,039 ¹	1,038 ¹
Специфична енталпија	kJ/kg	140,3	132,3
Топлотна снага	kW	1.825	1.723

¹Напомена: Специфични топлотни капацитет влажног ваздуха је израчунат према процедури датој у раду аутора Tsilingiris [113]

У циљу спровођења техно-економске анализе усвојени су следећи фиксирани параметри:

1. Предвиђени радни век техничког система: 20 година,
2. Број радних сати система на годишњем нивоу: 7930 h, од тога 3965 h у просечном летњем и 3965 h у просечном зимском режиму рада,
3. Цена примарне енергије: 0,4 EUR/m³ за природни гас топлотне моћи $H_d=34 \text{ MJ/m}^3$; 0,07 EUR/kWh за електричну енергију,
4. Коефицијент ефикасности трансформације хемијске енергије природног гаса у термичку енергију водене паре у котларници, укључујући и губитке у дистрибуцији водене паре и поврату кондензата: 75 %,
5. Средњи коефицијент преношења топлоте у размењивачу типа ваздух-ваздух: $60 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ [31].

8.4 РЕЗУЛТАТИ И ДИСКУСИЈА

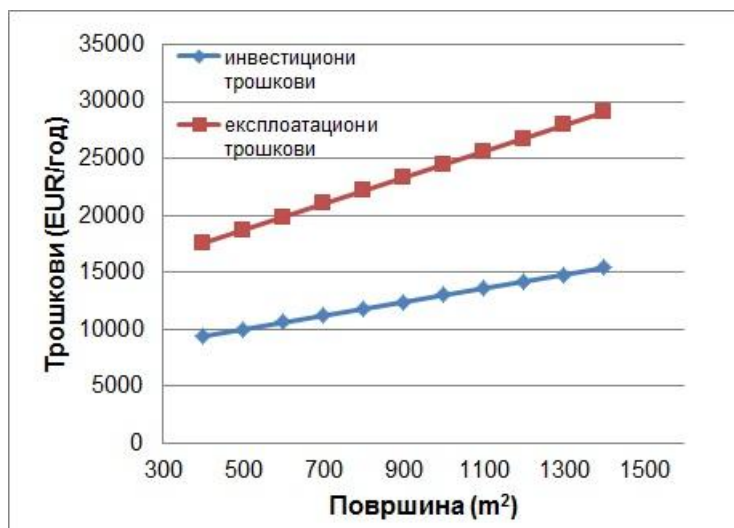
Резултати прорачуна топлотне ефикасности система и могућих уштеда у потрошњи примарне енергије у зависности од корисне површине размењивача топлоте су дати у табели 30, при чему су $Q_{\text{прим}}$ и $S_{\text{прим}}$ уштеде у примарној енергији у [kW] и уштеде у трошковима за примарну енергију у [EUR/год], респективно.

Табела 30. Топлотна ефикасност СРОТ и уштеде примарне енергије у зависности од корисне површине размењивача топлоте

A m ²	Летњи режим					Зимски режим				
	NTU	ϵ	Q kW	$Q_{\text{прим}}$ kW	$S_{\text{прим}}$ EUR/Г	NTU	ϵ	Q kW	$Q_{\text{прим}}$ kW	$S_{\text{прим}}$ EUR/Г
400	1,72	0,637	162	216	36.330	1,72	0,636	362	483	81.130
500	2,15	0,687	175	233	39.160	2,15	0,685	390	521	87.430
600	2,57	0,724	184	246	41.248	2,58	0,721	411	548	92.082
700	3	0,752	191	255	42.844	3,01	0,749	427	569	95.636
800	3,43	0,774	197	263	44.094	3,44	0,771	440	586	98.422
900	3,86	0,791	201	269	45.096	3,87	0,789	450	599	100.656
1000	4,29	0,806	205	273	45.915	4,29	0,803	458	610	102.482
1100	4,72	0,818	208	277	46.596	4,72	0,815	464	619	104.001
1200	5,15	0,828	211	281	47.170	5,15	0,825	470	627	105.283
1300	5,58	0,836	213	284	47.661	5,58	0,833	475	633	106.379
1400	6,01	0,844	215	286	48.085	6,01	0,841	479	639	107.327

Топлотна ефикасност размењивача топлоте у датом опсегу корисне размењивачке површине (од 600 до 1400 m²) се креће у границама од 63,6 до 84,4 %. Ефикасност брзо расте са порастом размењивачке површине при мањим вредностима NTU броја док је пораст ефикасности значајно спорији при већим вредностима NTU броја. На основу овог тренда може се закључити да у економском смислу размењивачи топлоте са великим вредностима NTU броја тешко могу бити исплативи.

Инвестициони и експлоатациони трошкови система расту са повећањем корисне површине за размену топлоте као што је показано на слици 41.



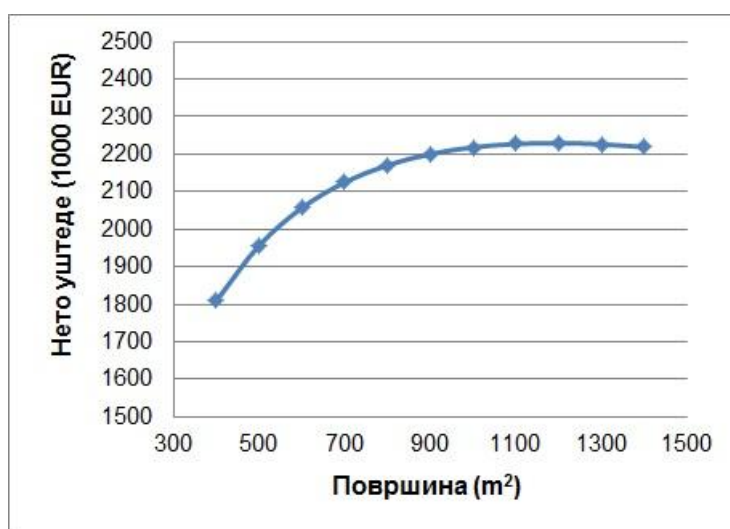
Слика 41. Инвестициони и експлоатациони трошкови СРОТ у зависности од корисне површине за размену топлоте

За дате улазне параметре укупна потрошња електричне енергије на погонским електромоторима вентилатора се креће у опсегу од 21 до 37 kW у зависности од површине размењивача топлоте и радног режима система. На основу срачунатих уштеда у трошковима за примарну енергију које се могу постићи применом предложеног СРОТ и инвестиционих и експлоатационих трошкова система спроведена је економска анализа чији резултати су приказани у табели 31.

На слици 42 су приказане укупне нето уштеде које се могу остварити применом предложеног СРОТ у зависности од корисне површине размењивача топлоте у предвиђеном радном веку техничког система од 20 година.

Табела 31. Економска анализа у функцији одређивања оптималне површине СРОТ

Корисна површина разм. топлоте	Укупне бруто уштеде	Инвест. трошкови	Експлоат. трошкови	Укупне нето уштеде у радном веку система	Прост период отплате инвестиције
m ²	EUR/год	EUR	EUR/год	1000 EUR	год
400	117.460	188.000	17.580	1.809	1,88
500	126.590	200.000	18.730	1.957	1,85
600	133.330	212.000	19.880	2.057	1,87
700	138.480	224.000	21.030	2.125	1,91
800	142.515	236.000	22.180	2.171	1,96
900	145.750	248.000	23.320	2.200	2,03
1000	148.400	260.000	24.470	2.218	2,10
1100	150.600	272.000	25.620	2.227	2,18
1200	152.450	284.000	26.770	2.230	2,26
1300	154.040	296.000	27.920	2.226	2,35
1400	155.410	308.000	29.065	2.219	2,44



Слика 42. Укупне нето уштеде у зависности од корисне површине за размену топлоте

У разматраном опсегу површина размењивача топлоте у оквиру СРОТ крива достиже максималну вредност за површину размењивача од 1200 m², која је у овом случају изабрана као оптимална. Поред тога, очигледно је да до одређене вредности површине размењивача топлоте уштеде расту брже што је исти закључак изведен за параметар топлотне ефикасности ε . Разлике у укупним нето

уштедама нису значајне у опсегу површине размењивача од 900 до 1400 m². Из овог разлога, код димензионисања СРОТ поред економске анализе треба узети у обзир и ограничења по питању расположивог простора за смештање и повезивање опреме.

Применом предложеног система могуће је искористити 211 kW и 470 kW топлотне енергије за предгревање свежег ваздуха до температуре 43,5 °C и 31,1 °C са топлотном ефикасношћу од 82,2 % и 82,5 % у летњем и зимском режиму рада, респективно. Укупне потенцијалне нето уштеде у трошковима за примарну енергију у периоду експлоатације система од 20 година изражене у новцу износе 2,23 милиона EUR. Прост период отплате инвестиције система је приближно 27 месеци. Оптимизирани систем у просеку искористи свега око 340 kW што чини мање од 20 % од расположиве отпадне топлотне снаге из овог извора. Ово указује на потребу за коришћењем другог степена рекуперације топлоте у ефикаснијим размењивачима топлоте типа ваздух-вода.

8.5 ЗАКЉУЧАК

На основу улазних података који су добијени нумеричким симулацијама ваздушних токова у производној хали извршена је техно-економска анализа у циљу оптимизације корисне размењивачке површине плочастог размењивача топлоте типа ваздух-ваздух у оквиру СРОТ. За анализу је примењена ε -NTU метода спрегнута са претходно дефинисаним функцијама трошкова при чему су узете у обзир сезонске варијације параметара отпадног и свежег атмосферског ваздуха. Циљ оптимизације је постизање максималних уштеда у потрошњи примарне енергије са минималним инвестиционим и експлоатационим трошковима.

Резултати су показали да је применом оптималног размењивача топлоте корисне површине 1200 m² могуће искористити 211 kW и 470 kW отпадне топлотне енергије из вентилационог система у летњем и зимском режиму рада, респективно. Укупне потенцијалне нето уштеде у трошковима за примарну енергију у периоду експлоатације система од 20 година изражене у новцу износе 2,23 милиона EUR, при чему је прост период отплате инвестиције система приближно 27 месеци.

9. ЗАКЉУЧНА РАЗМАТРАЊА

Резултати истраживања која су спроведена у оквиру дисертације показали су да највећи потенцијал за коришћење отпадне топлоте на картон машини лежи у влажном ваздуху из секције за термичко сушење картона који се ослобађа у атмосферу након првог степена рекулације топлоте у размењивачима типа ваздух-ваздух. Потенцијал отпадне топлоте из овог извора износи 15.793 kW и 12.636 kW у летњем и зимском режиму рада, респективно. Ваздух се одликује релативно ниским температурама (46,8 до 91 °C) и значајним уделом латентне топлоте (до 70 %).

Билансирањем токова материје и енергије на хауби сушне секције (ХСС) и секцији за сушење премаза (ССП) израчунате су специфичне потрошње топлотне енергије на датим секцијама које су за приближно 23 % веће од теоријски минималних за дате процесне параметре. Поред тога, термички степен корисности ХСС је био на нивоу од 56,5 % и 50,5 % а ССП на нивоу од 71,8 % и 79,5 % за летњи и зимски режим рада машине, респективно. Узроци високог специфичног утршка енергије и значајних губитака топлоте на картон машини која је била предмет истраживања су:

1. Ниска температура папирне траке на улазу у сушну секцију (31 до 32°C),
2. Висок садржај влаге у папирној траци на улазу у сушну секцију (53 до 54 %),
3. Ниска влажност ваздуха на излазу из хаубе сушне секције (максимално 83 g/kg, тако да влажност одговара полуотвореном типу сушне хаубе),
4. Неодговарајући биланс ваздуха у сушној хауби за дати тип хаубе (68 до 80 %),
5. Лоша заптивеност и термичка изолованост хаубе сушне секције и ваздушних (конвективних) сушача у секцији за сушење премаза,
6. Ниска температурска ефикасност рекулатора топлоте са стакленим цевима (23,7 до 53,7 %),
7. Одсуство другог и трећег степена рекулације топлоте.

Значајни потенцијали за рекулпацију топлоте такође су идентификовани у отпадном ваздуху из вентилационог система производне хале. Са сушне секције картон машине у простор производне хале се емитује укупна топлотна снага од 1.109 kW у летњем и 1.994 kW у зимском режиму рада. Влажан и топао ваздух се услед узгонске силе подиже до нивоа плафона хале одакле се избацује у атмосферу преко аксијалних вентилатора који су део система за вентилацију производне хале. Систем за вентилацију хале је лоше одржаван тако да велики број вентилатора није у функцији. Сходно томе број измена ваздуха у хали је значајно мањи од препорученог (израчунат је број измена од $7,2 \text{ h}^{-1}$ док је минимално препоручен 10 h^{-1}). Са друге стране, израчунати добици осетне и латентне топлоте у производној хали су за приближно 23 % и 121 % већи од максимално препоручених што резултира високим вредностима температуре и влажности ваздуха које су измерене у горњим зонама хале.

У циљу дефинисања најповољнијих локација за одсисавање ваздуха из производне хале и спрезања са системом за коришћење отпадне топлоте, у дисертацији су развијени и примењени аналитички и нумерички модели струјања ваздуха у хали. Резултати моделирања су потврдили претпоставку да се најтоплије ваздушне струје формирају изнад другог ваздушног сушача у секцији за сушење премаза и изнад хаубе глет цилиндра. На основу резултата нумеричких симулација струјања ваздуха у хали дефинисана је позиција пет усисних отвора са највећим потенцијалом за коришћење отпадне топлоте.

Метода линијског виртуелног извора топлоте и нумеричке симулације струјања ваздуха у хали су успешно искоришћене на примеру великог и комплексног индустријског објекта са сложеним технолошким процесом. Треба напоменути да у стручној литератури постоји мали број примера истраживања и студија на ову тему. Развијени модели и процедуре се подједнако успешно могу применити и на друге производне хале у папирној индустрији и сличне индустријске објекте. Свеобухватан приступ, методе примењене у раду и развијени модели имају генералан карактер тако да ће мотивисати и друге истраживаче да дају свој допринос и унапреде научна достигнућа у овој области.

Поређење резултата добијених симулацијама и мерењима у циљу валидације нумеричког модела указало је на извесна одступања. Због великих габарита хале и комплексности производног процеса висока тачност нумеричких симулација није била очекивана. Највећи извори несигурности су недовољно познавање граничних услова у мокром делу картон машине, претпоставка о стационарности производног процеса и струјања ваздуха у хали, упрошћење геометрије струјног простора и коришћење шеме првог реда за одређивање конвективних чланова у диференцијалним једначинама у нумеричком приступу. Планирано је да будућа истраживања буду усмерена ка унапређењу нумеричког модела у овим сегментима.

У дисертацији је примењена ε -*NTU* метода спрегнута са линеарним функцијама трошкова, при ограниченом броју променљивих улазних параметара, за оптимизацију површине размењивача топлоте типа ваздух-ваздух у склопу система за коришћење отпадне топлоте из вентилационог система хале. Циљ оптимизације је био изналажење најбољег компромиса између инвестиционих и експлоатационих трошкова са једне стране и топлотног учинка система са друге стране. Као оптималан је изабран размењивач топлоте корисне површине 1200 m². Применом овог размењивача могуће је искористити 211 kW и 479 kW од отпадне топлоте за предгревање свежег ваздуха у летњем и зимском режиму рада, респективно. Укупне нето уштеде у новцу које се могу постићи применом предложеног система у предвиђеном радном веку од 20 година износе око 2,23 милиона EUR, при чему је прост период отплате инвестиције оквирно 27 месеци. Оптимизирани систем у просеку искористи свега око 20 % од расположиве количине отпадне топлоте из датог извора. Ово указује на потребу за уградњом другог степена рекулерирације отпадне топлоте са ефикаснијим размењивачима топлоте типа ваздух-вода, код којих је ефекат кондензације водене паре из влажног ваздуха далеко више изражен, и потребу за спрезањем система за коришћење отпадне топлоте са топлотним пумпама. Планирано је да ове теме буду предмет будућих истраживања.

ЛИТЕРАТУРА

1. Laurijssen, J., De Gram, F., Worrell, E., et al., Optimizing the energy efficiency of conventional multi-cylinder dryers in the paper industry, *Energy*, 35, 2010, pp. 3738-3750
2. Валент, В., Крговић М., Кршикапа М., Николић С., Енергијски потенцијали у свету и њихов значај у целулозно-папирној индустрији, *Хемијска индустрија*, 62, 2008, стр. 223-232
3. Kong, L., Price, L., Hasanbeigi, A., Liu, H., Li, J., Potential for reducing paper mill energy use and carbon dioxide emissions through plant-wide energy audits: A case study in China, *Applied Energy*, 102, 2013, pp. 1334-1342
4. Heiselberg, P., Murakami, S., Roulet, CA., Ventilation of large spaces in buildings, IEA Energy conservation in buildings and community systems - Annex 26: Energy efficient ventilation of large enclosures, First edition, Aalborg University, 1998, ISSN 1395-7953 R9803
5. Chen, Q., Ventilation performance prediction for buildings: A method overview and recent applications, *Building and Environment*, 44(4), 2009, pp. 848-858
6. Hussain, S., Numerical investigations of the indoor thermal environment in atria and of the buoyancy- driven ventilation in a simple atrium building, PhD Thesis, Queen's University Kingston, Ontario, Canada, 2012
7. Karlsson, M. (editor), Papermaking science and technology: Papermaking part 2, drying. Fapet Oy, Helsinki, 1999
8. ***Methodology for the free allocation of emission allowances in the EU ETS post 2012, Sector report for the pulp and paper industry, Ecofys (project leader), Fraunhofer Institute for Systems and Innovation Research, Öko-Institut, 2009
9. Laurijssen, J., Marsidi, M., Westenbroek, A., Worrell E., Faaij, A., Paper and biomass for energy?: The impact of paper recycling on energy and CO₂ emissions, *Resources, Conservation and Recycling*, 54, 2010, pp. 1208-1218
10. ***www.paperforrecycling.eu, The European Recovered Paper Council (ERPC)
11. Крговић, М., Первиз, О., Графички материјали, Универзитет у Београду Технолошко-металуршки факултет, Београд, 2005., ISBN 86-7401-212-4

12. ***TAPPI TIR 0404-63, Paper machine energy conservation, 2011
13. Крговић, М. и остали, Штедња енергије реконструкцијом партије преса у Фабрици хартије Београд, Зборник радова са 18. Међународног симпозијума из области целулозе, папира, амбалаже и графике (ЦПА&Г 2012), 19-22 јун 2012., Златибор, Србија, стр. 166-177
14. Крговић М. и остали, Повећање енергетске ефикасности у папирној индустрији, Хемијска индустрија, 62, 2008 , стр. 233-245
15. ***<http://eippcb.jrc.ec.europa.eu/reference/>, The European IPPC Bureau, Best Available Techniques (BAT) Reference Document for the Production of Pulp, Paper and Board, Final draft July 2013
16. Krgović M., Povećanje stupnja toplinskog iskorišćenja i kapaciteta papirnog stroja 1 u Belišću uz minimalna finansijska ulaganja, Magistarski rad, Tehnološki fakultet sveučilišta u Zagrebu, Zagreb, 1977.
17. Крижан, М., Савремена производња папира, Мрљеш, Београд, 1997.
18. Milosavljevic, N., Sundqvist, H., Pettersson, H., Energy economy of the dryer section of paper and board machines, Proceedings of 18th International symposium in the field of pulp, paper, packaging and graphics (CPA&G 2012), 19-22 June 2012, Zlatibor, Serbia, pp. 159-165
19. Asblad, A., Franck, P.A., Berntsson, T., Energy conservation in the pulp and paper industry, CADDET Analyses series No. 28, Sittard, Netherlands, 2001, ISBN 90-72647-49-1
20. Крговић, М. и остали, Штедња енергије реконструкцијом парно-кондензног система у Фабрици хартије Београд, Зборник радова са 18. Међународног симпозијума из области целулозе, папира, амбалаже и графике (ЦПА&Г 2012), 19-22 јун 2012., Златибор, Србија, стр. 178-189
21. De Beer, J., Worrell, E., Blok, K., Long term energy-efficiency improvements in the paper and board industry, Energy, 23, 1998, pp. 21-42
22. Bhutani, N., Lindberg, C.F., Starr, K., Horton, R., Energy assessment of paper machines, Energy Procedia, 14, 2012, pp. 955-963
23. ***TAPPI TIR 0404-33, Dryer section performance monitoring, 2012

24. ***TAPPI TIP 0404-24, Recommended operation of dryer section hood air systems, 2008
25. ***www.metsopaper.com, Metso Dryer Section Hoods
26. Pettersson, H., Energiekontrolle und möglichkeiten zur energieeinsparung mit hilfe von ventilationssystemen, Wochenblatt für Papierfabrikation, 2007, pp. 319-325
27. Fleiter, T., et al., Energy efficiency in the German pulp and paper industry-A model-based assessment of saving potentials, Energy, 40, 2012, pp. 84-99
28. Sivill, L., Ahtila, P., Taimisto, M., Thermodynamic simulation of dryer section heat recovery in paper machines, Applied Thermal Engineering, 25, 2005, pp. 1273-1292
29. Kilponen, L., Improvement of heat recovery in existing paper machines, PhD Thesis, Helsinki University of Technology, Espoo, Finland, 2002
30. ***<http://eippcb.jrc.ec.europa.eu/reference/>, The European IPPC Bureau, Reference Document on Best Available Techniques in the Pulp and Paper Industry, 2001
31. Soinen, M., Dimensioning of paper machine heat recovery recuperators, Drying Technology, 13:4, 1995, pp. 867-896
32. Abrahamsson, K., et al., Application of heat pump systems for energy conservation in paper drying, International Journal of Energy Research, 21, 1997, pp. 631-642
33. Валент, В., Терморацијационо сушење премаза папира, Хемијска индустрија, 59, 2005., стр. 190-193
34. Kramer, K. J., Masanet, E., Xu, T., Worrell, E., Energy efficiency improvement and cost savings opportunities for the pulp and paper industry (No. LBNL-2268E), Berkeley, CA: Lawrence Berkeley National Laboratory, 2010
35. ***TAPPI TIP 0404-50, Paper machine room ventilation guidelines, 2009
36. Nielsen, J., Paper machine room ventilation guidelines, TAPPI PaperCon'09 Conference, May 31-June 3, 2009, St. Louis, USA
37. Закон о ефикасном коришћењу енергије, „Службени гласник РС“, бр. 25/2013
38. Валент, В., Крговић, М., Николић, С., Анализа енергијског потенцијала влажног ваздуха током сушења траке папира, Хемијска индустрија, 60 (7-8), 2006 , стр. 188-194

39. Thollander, P., Ottosson, M., An energy efficient Swedish pulp and paper industry: exploring barriers to and driving forces for cost-effective energy efficiency investments, *Energy Efficiency*, 1(1), 2008, pp. 21-34.
40. Rohdin, P., Moshfegh, B., Numerical predictions of indoor climate in large industrial premises. A comparison between different k- ϵ models supported by field measurements, *Building and Environment*, 42, 2007, pp. 3872-3882
41. Ghosh, A.K., A systematic approach to optimise dryer performance and energy savings – Case studies, TAPPI PaperCon'09 Conference, May 31-June 3, 2009, St. Louis, USA
42. Gong, Z.X., Stanovsky, J., Mujumdar, A., Energy audit of a fiberboard drying production line using Simprosys software, *Drying Technology*, 29:4, 2011
43. ***LfU and PTS. Klimaschutz durch effiziente Energieverwendung in der Papierindustrie - Nutzung von Niedertemperaturabwärme. München: Bayrisches Landesamt für Umweltschutz (LfU), 2002
44. Bujak J., Energy savings and heat efficiency in the paper industry: a case study of a corrugated board machine, *Energy*, 33 (11), 2008, pp. 1597-1608
45. Reese D., Improve paper machine energy performance, Personal communication, Dick Reese and Associates Inc.; 2012
46. Afshar, P., et al., Sequential modelling of thermal energy: New potential for energy optimisation in papermaking, *Applied Energy*, 89, 2012, pp. 97-105
47. Söderman, J., Pettersson, F., Influence of variations in cost factors in structural optimisation of heat recovery systems with moist air streams, *Applied Thermal Engineering*, 23, 2003, pp. 1807-1818
48. Söderman, J., Structural and operational optimisation – Applications in energy systems, PhD thesis, Abo Akademi University, Finland, 2007
49. Söderman, J., Westerlund, T., Pettersson, F., Economical optimisation of heat recovery system for paper machine dryer section, PRES'99, May 31-June 2, 1999, Budapest, Hungary
50. Milosavljevic, N., New aspects of energy utilization in the paper industry – Experimental and Theoretical Work, PhD thesis, Abo Akademi University, Finland, 2000

51. Pettersson, F., Söderman, J., Design of robust heat recovery systems in paper machines, *Chemical Engineering and Processing* 46, 2007, pp. 910–917
52. Söylemez, M.S., On the optimum heat exchanger sizing for heat recovery, *Energy Conversion and Management*, 41, 2000, pp. 1419-1427
53. Riihimaki, K., Characteristics and optimal operation of the paper machine heat recovery recuperator, TAPPI PaperCon'08 Conference, May 4-7, 2008, Dallas, USA
54. Gustafsson, S.G., Henriksson, G., Saxen, H., Parametric optimization of a paper machine heat recovery system, *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 29, 1990, pp. 2252-2257
55. Riihimaki, K., Life cycle cost based optimization of PM heat recovery system for machine room ventilation, TAPPI PaperCon'09 Conference, May 31-June 3, 2009, St. Louis, USA
56. Tähti E., Niemelä R., Leimu J., Target levels and design methodology for paper machine room ventilation, in: Goodfellow H., Tähti E., eds. *Ventilation '97: Global developments in industrial ventilation. Proceedings of the 5th International Symposium on Ventilation for Contaminant Control*, Sep. 14-17, 1997, Ottawa, Canada
57. ***EN 13779: 2007, Ventilation for non-residential buildings. Performance requirements for ventilation and room-conditioning systems, 2008
58. ***SRPS EN 308:2012, Измењivachi toplote - Procedure ispitivanja za utvrđivanje performansi uređaja za rekuperaciju toplote vazduh/vazduh и vazduh/dимни гас
59. ***ASHRAE Handbook, Heating, ventilating, and air-conditioning systems and equipment, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 2008
60. Gendebien, S., Bertagnolio, S., Lemortet V., Investigation on a ventilation heat recovery exchanger: Modeling and experimental validation in dry and partially wet conditions, *Energy and Buildings*, 62, 2013, pp. 176-189
61. Aristov Yu.I., Mezentsev I.V., Mukhin V.A., A new approach to regenerating heat and moisture in ventilation systems, *Energy and Buildings*, 40, 2008, pp. 204-208
62. Railio, J., et al., *Industrial Ventilation Primer*, Finnish development center for building services ltd., 2003

63. Schmid, J., Gu, B., Warm air flow recirculation system for industrial halls, Proceedings of the 12th International conference on air distribution in rooms – Roomvent 2011, June 19-22, 2011, Trondheim, Norway
64. Niemela, R., Koskela, H., Air flow patterns in a large industrial hall with displacement ventilation, International conference on air distribution in rooms – Roomvent 1996, 1996, Yokohama, Japan, pp. 363-370
65. Wang, H.Q., et al., Fume transports in a high rise industrial welding hall with displacement ventilation system and individual ventilation units, Building and Environment, 52, 2012, pp. 119-128
66. Demokritou, P., et al., An experimental method for contaminant dispersal characteristics in large industrial buildings for indoor air quality (IAQ) applications, Building and Environment, 37, 2002, pp. 305–312
67. Papakonstantinou, K. A., Kiranoudis, C. T., Markatos N. C., Computational investigation of ventilation effectiveness in a paper producing industry, Drying Technology, 18:9, 2000, pp. 2051-2064
68. Baker, A.J., Wong, K.L., Winowich, N.S., Design and assessment of a very large-scale CFD industrial ventilation flowfield simulation, ASHRAE Transactions, 108, 2002
69. Lin, Z., et al., CFD study on effect of the air supply location on the performance of the displacement ventilation system, Building and Environment 40, 2005, pp. 1051-1067
70. Lau, J., Chen, Q., Energy analysis for workshops with floor–supply displacement ventilation under the U.S. climates, Energy and Buildings, 38, 2006, pp. 1212-1219
71. Huang, C., et al., Measurements of indoor thermal environment and energy analysis in a large space building in typical seasons, Building and Environment 42, 2007, pp. 1869-1877
72. Ecim-Djuric, O., Topisirovic, G., Energy efficiency optimization of combined ventilation systems in livestock buildings, Energy and Buildings, 42, 2010, pp. 1165-1171
73. Mundt, E., The performance of displacement ventilation systems, PhD Thesis, Royal Institute of Technology, Sweden, 1996

74. Awad, A.S., et al., An experimental study of stratified flow in enclosures, *Applied Thermal Engineering*, 28, 2008, pp. 2150-2158
75. Said, M.N.A., MacDonald, R.A., Durrant, G.C., Measurement of thermal stratification in large single-cell buildings, *Energy and Buildings*, 24, 1996, pp. 105-115
76. Said, M.N.A., Measurements of air change rates and air flow patterns in large single-cell buildings, *Energy and Buildings*, 26, 1997, pp. 105-115
77. Chow, W.K., Fung, W.Y., Wong, L.T., Preliminary studies on a new method for assessing ventilation in large spaces, *Building and Environment* 37, 2002, pp. 145-152
78. Calay, R.K., Borresen B.A., Holdø, A.E., Selective ventilation in large enclosures, *Energy and Buildings*, 32, 2000, pp. 281-289
79. Caputo, A., Pelagagge, P., Upgrading mixed ventilation systems in industrial conditioning, *Applied Thermal Engineering*, 29, 2009, pp. 3204-3211
80. Kang, J.H., Lee, S.J., Improvement of natural ventilation in a large factory building using a louver ventilator, *Building and Environment*, 43, 2008, pp. 2132-2141
81. Gowreesunker, B.L., Tassou, S.A., Effectiveness of CFD simulation for the performance prediction of phase change building boards in the thermal environment control of indoor spaces, *Building and Environment* 59, 2013, pp. 612-625
82. Rundle, C.A., Lightstone, M.F., Oosthuizen, P., Karava, P., Mouriki, E., Validation of computational fluid dynamics simulations for atria geometries, *Building and Environment*, 46, 2011, pp. 1343-1353
83. Nielsen, P.V., Flow in air conditioned rooms, PhD Thesis, Technical University of Denmark, Copenhagen, 1974
84. Broyd, T.W. et al., The use of a computational method to assess the safety and quality of ventilation in industrial buildings, Conference Heat and Fluid Flow in Nuclear and Process Plant Safety, May 17-18, 1983, London, UK
85. Posner, J.D., Buchanan, C.R., Dunn-Rankin, D., Measurement and prediction of indoor air flow in a model room, *Energy and Buildings*, 35, 2003, pp. 515-526
86. Lu, W., Howarth, A., Jeary, A., Prediction of airflow and temperature field in a room with convective heat source, *Building and Environment*, 32, 1997, pp. 541-550

87. Lau, J., Niu, J.L., Measurement and CFD simulation of the temperature stratification in an atrium using a floor level air supply method, *Indoor and Built Environment*, 12, 2003, pp. 265-280
88. Rohdin, P., Moshfegh, B., Numerical modelling of industrial indoor environments: A comparison between different turbulence models and supply systems supported by field measurements, *Building and Environment*, 46, 2011, pp 2365-2374
89. Goodfellow H, Täthi E., *Industrial ventilation design guidebook*, Academic Press, 2001, ISBN: 0-12-289676-9
90. Wang, S., Zhu, D., Application of CFD in retrofitting air-conditioning systems in industrial buildings, *Energy and Buildings*, 35, 2003, pp. 893-902
91. Lee, T.W., Singh, H., et al., Computational simulations and optimization of flow and temperature distributions in a large-scale power plant building, *Building Simulation*, 2011, DOI 10.1007/s12273-011-0040-9
92. Gyulai, L., et al., A study of the feasibility of using mathematical optimization to minimise the temperature in a smelter pot room, *Building and Environment*, 42, 2007, pp. 2268-2278
93. Papakonstantinou, K.A., Kiranoudis, C.T., Markatos, N.C., Design of ventilation systems in industrial buildings. A computational approach of displacement ventilation in paper industry, 21st Annual Conference - Innovations in ventilation technology, Sept. 26-29, 2000, The Hague, Netherlands
94. Јанкес, Г., Станојевић, М., Каран, М., Стаменић, М., *Индустријске пећи и котлови – Приручник за вежбања са решеним задацима*, Друго прерађено и допуњено издање, Машински факултет Београд, 2001., ISBN 86-7083-416-6
95. Вороњец, Д., Козић, Ђ., *Влажан ваздух термодинамичке особине и примена*, СМЕИТС, Београд, 1980.
96. ***Good Practice Guide – Energy Efficient Paper Drying, <http://www.actionenergy.org.uk>
97. Козић, Ђ., Васиљевић, Б., Бекавац, В., *Приручник за термодинамику у СИ јединицама*, XII издање, Машински факултет Универзитета у Београду, 2004.
98. Cengel, Y., *Heat transfer – A practical approach*, Second edition, McGraw-Hill, 2003, ISBN 0-07-245893-3

99. Skistad, H., Mundt, E., Nielsen, P.V., Hagsröm, K., Railio, J., Displacement ventilation in non-industrial premises, REHVA Guidebook NO 1, Second edition, 2004, ISBN 82-594-2369-3
100. Beausoleil-Morrison, I., An algorithm for calculating convection coefficients for internal building surfaces for the case of mixed flow in rooms, Energy and Buildings, 33, 2001, pp. 351-361
101. Norton, T., Sun D.W., et al., Applications of computational fluid dynamics (CFD) in the modelling and design of ventilation systems in the agricultural industry: A review, Bioresource Technology, 98, 2007, pp. 2386-2414
102. Zhai, Z., Application of Computational Fluid Dynamics in building design: Aspects and trends, Indoor and Built Environment, 15 (4), 2006, pp. 305-313
103. Nielsen, P.V., Allard, F., Awbi, H., Davidson, L., Schälin, A., Computational fluid dynamics in ventilation design, REHVA Guidebook NO 10, 2007, ISBN 2-9600468-9-7
104. Versteeg, H.K., Malalasekera, W., An introduction to Computational Fluid Dynamics – The finite volume method, Second edition, Pearson Education Limited, 2007, ISBN: 978-0-13-127498-3
105. Li, Q., et al., CFD study of the thermal environment in an air-conditioned train station building, Building and Environment, 44, 2009, pp. 1452-1465
106. Chow, W.K., Li, J., Numerical simulation on thermal plumes with $k - \varepsilon$ types of turbulence models, Building and Environment, 42, 2007, pp. 2819-2828
107. Hussain, S., Oosthuizen, P., Kalendar, A., Evaluation of various turbulence models for the prediction of the airflow and temperature distribution in atria, Energy and Buildings, 48, 2012, pp. 18-28
108. Zhai, Z., Zhang, Z., Zhang, W., Chen, Q., Evaluation of various turbulence models in predicting airflow and turbulence in enclosed environments by CFD: Part 1 - Summary of prevalent turbulence models, HVAC&R Research, 13(6), 2007, pp. 853-870
109. Zhang, Z., Zhang, W., Zhai, Z., Chen, Q., Evaluation of various turbulence models in predicting airflow and turbulence in enclosed environments by CFD: Part 2 - Comparison with experimental data from literature, HVAC&R Research, 13(6), 2007, pp. 871-886

110. ***Fluent, Inc. 2006, AirPAK 3.0.16 User's Manual

111. Јаћимовић, Б., Генић, С., Топлотне операције и апарати-Део 1: Рекуперативни размењивачи топлоте, Друго издање, Машински факултет Београд & Ведес, 2004., ISBN 86-82507-92-7

112. ***www.hoval.com, Noval CAPS (Computer Aided Plate Heat Exchanger Selection)

113. Tsilingiris, P.T., Thermophysical and transport properties of humid air at temperature range between 0 and 100 °C, Energy Conversion and Management, 49, 2008, pp. 1098-1110

СПИСАК КОРИШЋЕНИХ ОЗНАКА

Величине		
Ознака	Јединица	Назив
A	m^2	површина
\vec{V}	m/s	вектор брзине
V	m^3	запремина
v_z	m/s	максимална брзина
v_{os}	m/s	брзина ваздуха у оси симетрије конвективне ваздушне струје
v	m/s	компонента брзине флуида у у правцу
g	m/s^2	убрзање земљине теже
D_h	m	хидраулички пречник
d	m^2/s	коэффициент дифузије
k	-	коэффициент
k	m^2/s^2	турбулентна кинетичка енергија
l	m	карактеристична дужина
\dot{m}	kg/s	масени проток
N	-	број елементарних ћелија за дискретизацију струјног простора
n	-	коэффициент у изразу за одређивање Nu броја
NTU	-	број јединица преноса
P	bar	апсолутни притисак
p	bar	притисак
P_I	EUR	инвестициони трошкови
P_F	EUR	фиксни трошкови
P_A	EUR/m^2	варијабилни трошкови
p_{ps}	bar	парцијални притисак засићења водене паре у ваздуху

S_ϕ	-	продукција генералне променљиве
S	EUR/год	уштеде на годишњем нивоу
T	К	апсолутна температура
ΔT	К	разлика између температуре чврсте површи и околног ваздуха
\bar{T}	К	средња апсолутна температура
$\Delta \bar{T}$	К	разлика између средње температуре хаубе машине и средње температуре околног ваздуха
t	°C	температура
t	s	време
U	W/(m ² ·K)	средњи коефицијент преношења топлоте у размењивачу топлоте
u	m/s	компонента брзине флуида у x правцу
H_d	kJ/m ³	доња топлотна моћ гасовитог горива
h	kJ/kg	специфична енталпија
Δh	kJ/kg	разлика у специфичној енталпији
C_c	kJ/(s·K)	топлотни капацитет хладнијег флуида на улазу у размењивач топлоте
C_H	kJ/(s·K)	топлотни капацитет топлијег флуида на улазу у размењивач топлоте
C_{\min}	kJ/(s·K)	минимални топлотни капацитет флуида на улазу у размењивач топлоте
C_{\max}	kJ/(s·K)	максимални топлотни капацитет флуида на улазу у размењивач топлоте
C	-	коефицијент у изразу за одређивање Nu броја
c	-	однос топлотних еквивалената
c	kg/m ³	масена концентрација
c_p	kJ/(kg·K)	специфични топлотни капацитет при константном притиску

c_{μ}	-	константа у изразу за одређивање турбулентне вискозности флуида
x	kg/kg _{св}	апсолутна влажност ваздуха
x	m	координата
y	m	координата
z	m	координата
z	m	висина
z_t	m	висина на којој је разлика у температури између конвективног ваздушног тока и околног ваздуха једнака нули
z_{\max}	m	висина на којој је брзина ваздушног тока у вертикалном правцу једнака нули
z_0	m	висина на којој је брзина ваздушног тока у вертикалном правцу једнака нули
w	m/s	компонента брзине флуида у z правцу
Q	kW	члан за извор топлоте у једначини одржања енергије
Q_m	kg/(s·m ³)	члан за извор супстанције у једначини одржања концентрације
\dot{Q}	kW	топлотна снага
\dot{Q}_{\max}	kW	максимална топлотна снага
\dot{Q}_{ee}	kW	потрошња електричне енергије за погон вентилатора
q_z	m ³ /(s·m)	запремински проток ваздуха изнад топлотног извора по дужном метру
$q_{v,z}$	m ³ /(s·m)	запремински проток ваздуха са вертикалне ивице топлотног извора по дужном метру

Грчка слова		
Ознака	Јединица	Назив
$\bar{\alpha}$	W/(m ² ·K)	коэффициент прелаза топлоте за средњу температуру чврсте површи и ваздуха
β	1/K	коэффициент запреминског ширења ваздуха
Γ_φ	-	генерални облик турбулентног коэффицијента дифузије
δ_z	m	дебљина граничног слоја
ε	-	топлотна ефикасност размењивача топлоте
ε	m ² /s ³	дисипација турбулентне кинетичке енергије
$\Delta\theta$	°C	разлика у температури ваздуха у оси симетрије конвективног ваздушног тока и околног ваздуха
$d\theta/dz$	°C/m	градијент температуре ваздуха у вертикалном правцу
λ	W/(m·K)	коэффициент провођења топлоте
$\bar{\lambda}$	W/(m·K)	коэффициент провођења топлоте за средњу температуру ваздуха
μ	Pa·s	динамичка вискозност флуида
μ_t	Pa·s	турбулентна вискозност флуида
ν	m ² /s	кинематска вискозност флуида
ρ	kg/m ³	густина
ρ_0	kg/m ³	густина на референтним условима
$\tau_{xx}, \tau_{yy}, \tau_{zz}$	Pa	нормални напони
$\tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz}$	Pa	тангенцијални напони
Φ	W/m	специфични топлотни флуks по јединици дужине чврсте површи услед конвекције
Φ_{uk}	W/m	укупни специфични топлотни флуks по јединици дужине чврсте површи услед конвекције
φ	-	релативна влажност ваздуха

φ	-	генерална променљива
$\bar{\varphi}$	-	средња вредност генералне променљиве
φ'	-	флукутирајућа вредност генералне променљиве
ω	1/s	брзина дисипације турбулентне кинетичке енергије

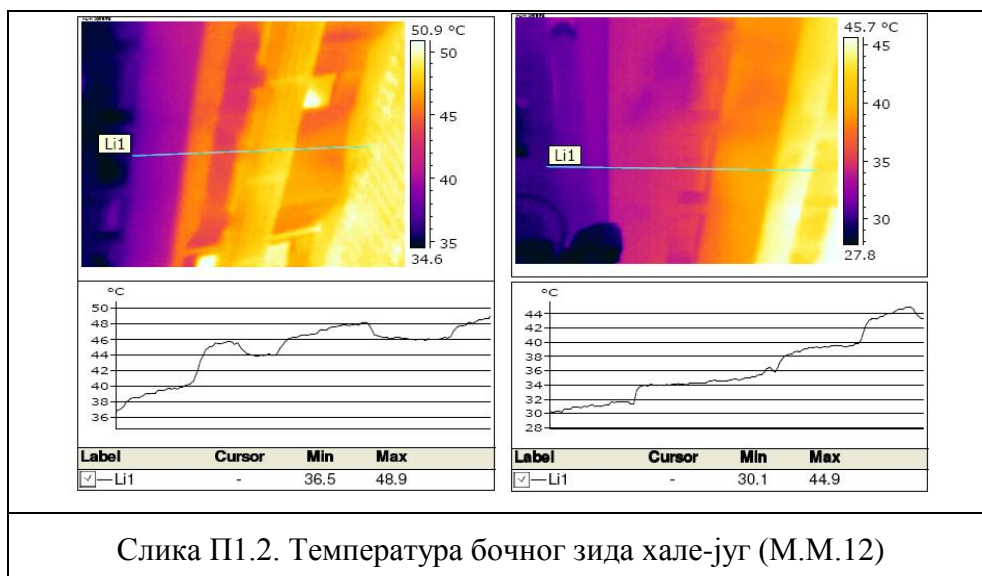
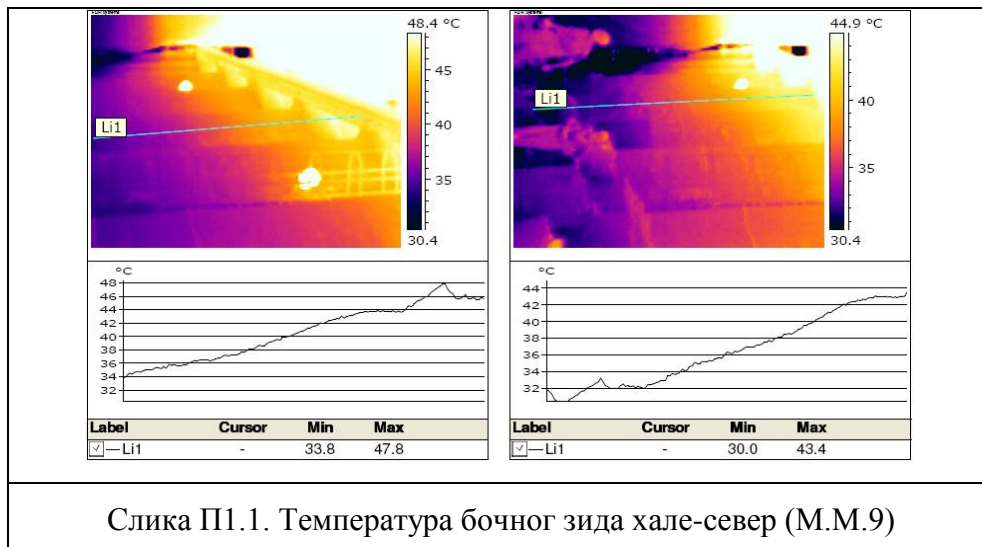
Индекси	
Ознака	Назив
ваз	ваздух
вв	влажан ваздух
ввР	влажан ваздух у рекуператор
вк	влага у картону
вки	влага у картону излаз
вку	влага у картону улаз
вл	влага
вх	ваздух из хале
вхки	вода за хлађење кондензатора излаз
вхку	вода за хлађење кондензатора улаз
г	гориво
губ	губитак
губР	губици у рекуператору
екс	ексфилтрација
зв	загрејан ваздух
инф	инфилтрација
исп	испаравање
ки	картон излаз
кон	кондензат
ку	картон улаз
овР	отпадни ваздух из рекуператора
п3	пара притиска 3 bar

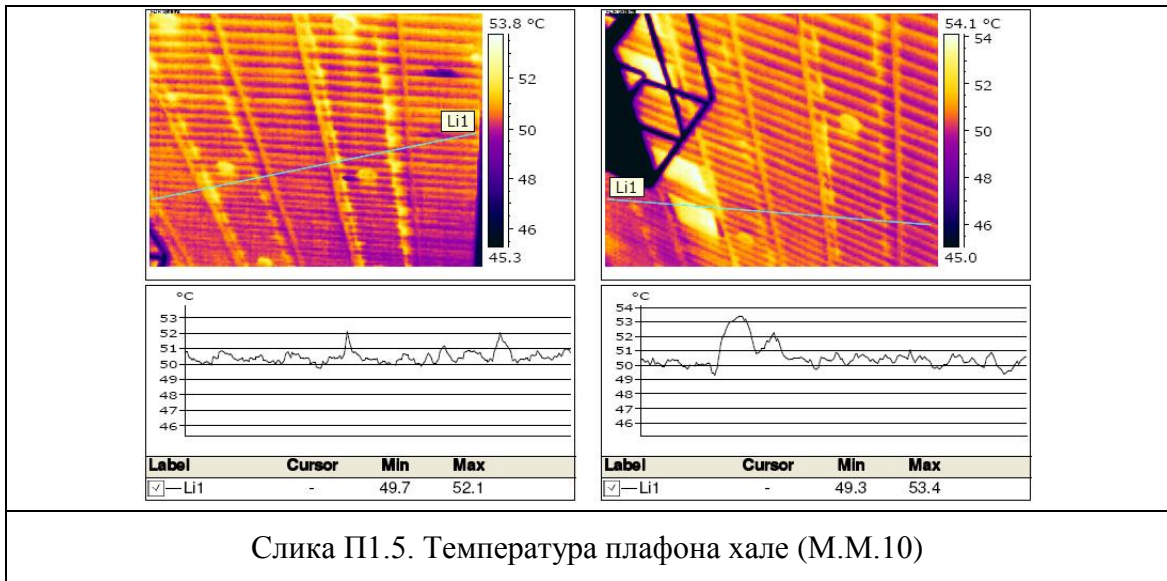
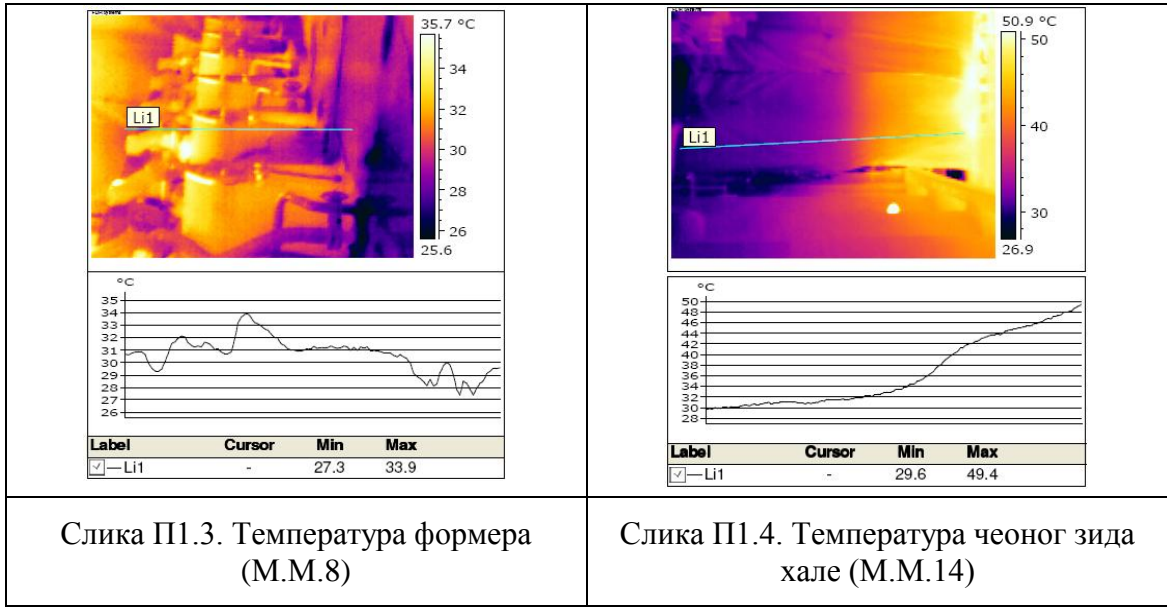
п12	пара притиска 12 bar
пв	предгрејан ваздух
пвР	предгрејан ваздух из рекуператора
пре	премаз
прим	примарна енергија
псВС	продукти сагоревања са ваздушних сушача
пси	продукти сагоревања излаз
псиЦ	продукти сагоревања са ИЦ сушача
псР	продукти сагоревања у рекуператор
псу	продукти сагоревања улаз
св	свеж ваздух
свР	свеж ваздух у рекуператор
ски	сув картон излаз
ску	сув картон улаз
сор	сорпција
С	хладнији флуид
Н	топлији флуид
in	улаз
out	излаз

Скраћенице	
Ознака	Назив
СРОТ	систем за рекуперацију (коришћење) отпадне топлоте
ССП	секција за сушење премаза
ХСС	хауба сушне секције
ВАТ	најбоља доступна техника (технологија)
CFD	нумеричка (рачунарска) механика флуида
RANS	Навије-Стоксове једначине осредњене по Рејнолдсовој методи

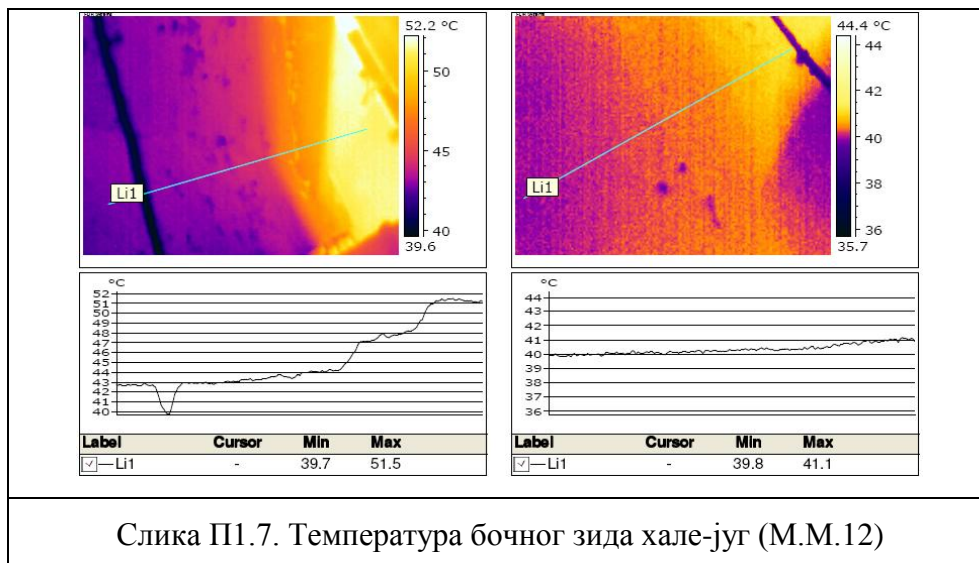
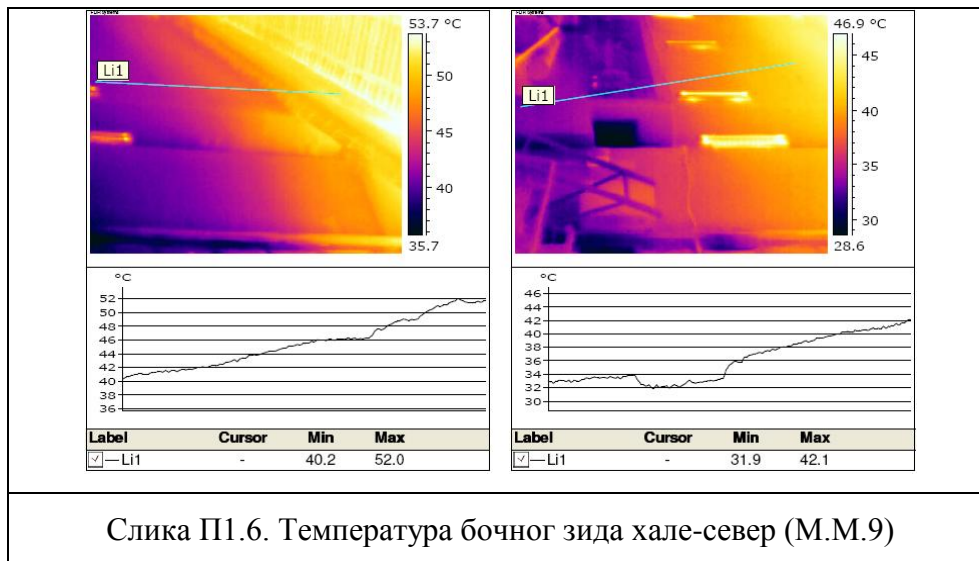
ПРИЛОГ 1 – ТЕРМОВИЗИЈСКИ СНИМЦИ ЗА ЛЕТЊИ РЕЖИМ РАДА

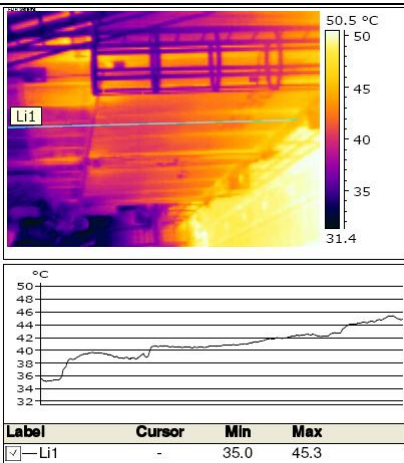
Секција формера и преса (Пресек 1)



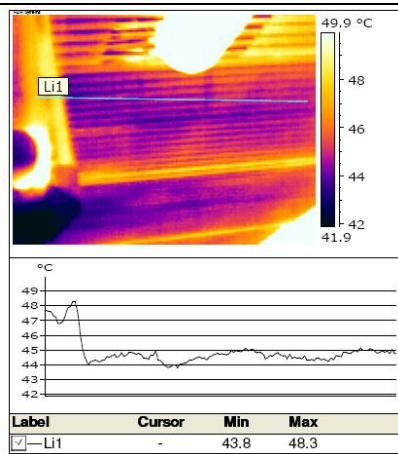


Предсушна секција (Пресек 2)

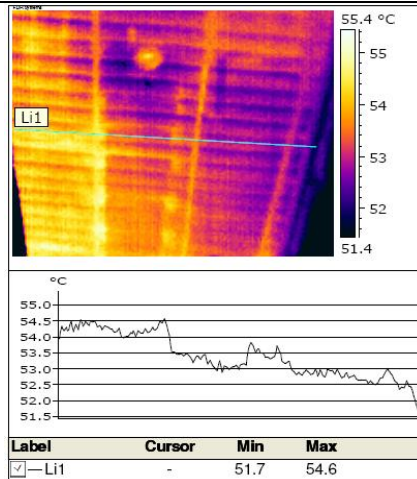
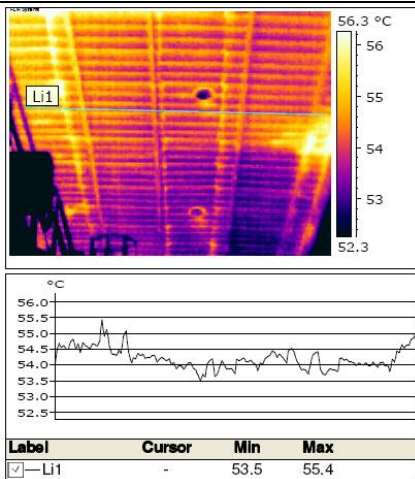




Слика П1.8. Температура плашта машине-север (М.М.8)

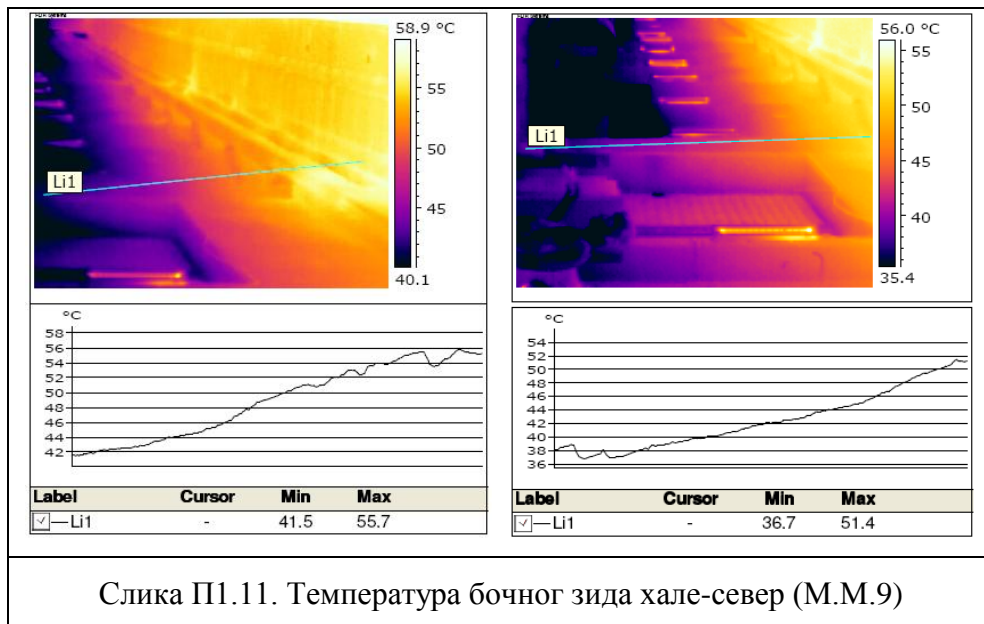


Слика П1.9. Температура плашта машине-југ (М.М.13)

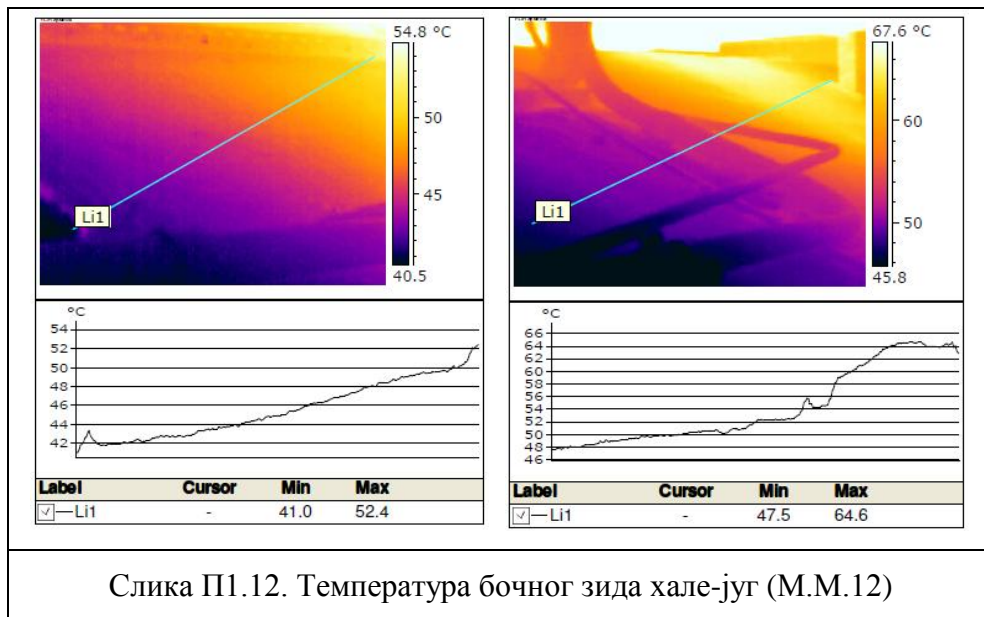


Слика П1.10. Температура плафона хале (М.М.10)

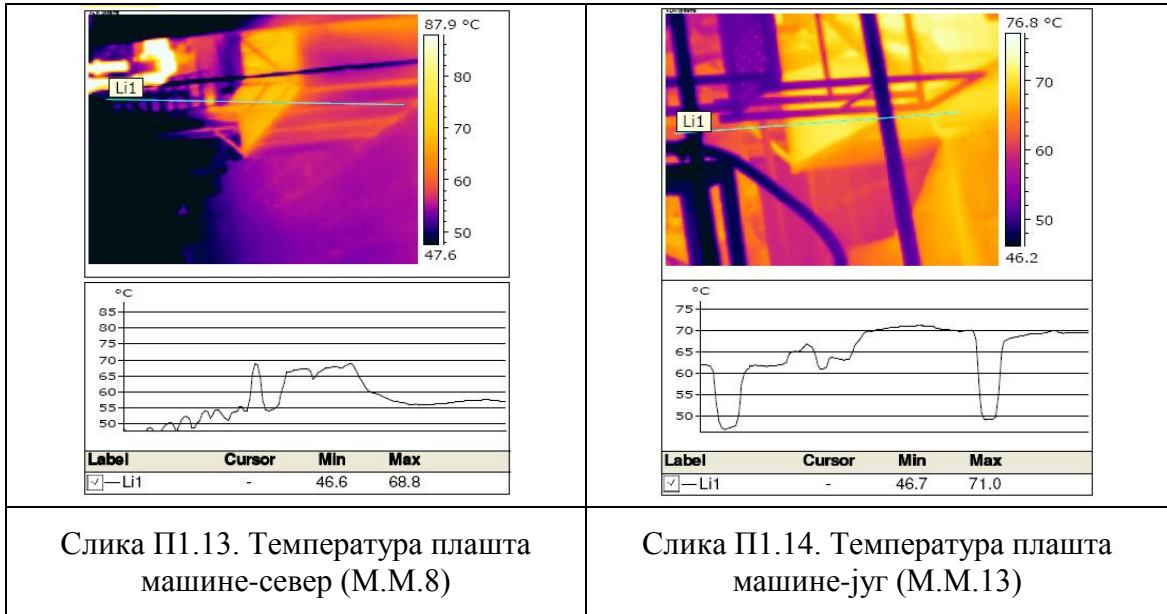
Глет цилиндар (Пресек 3)



Слика П1.11. Температура бочног зида хале-север (М.М.9)

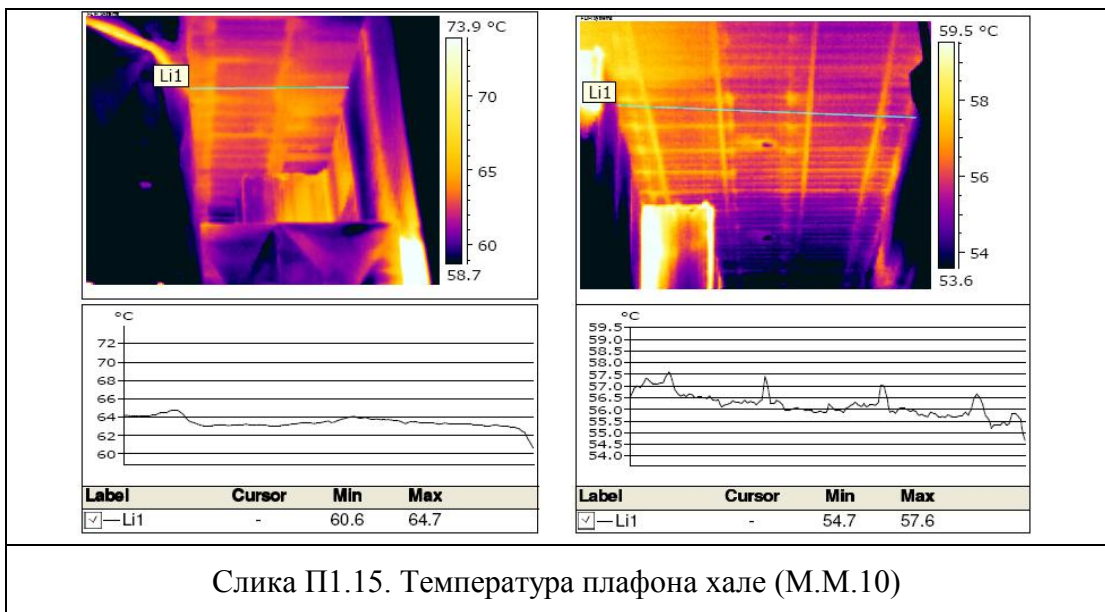


Слика П1.12. Температура бочног зида хале-југ (М.М.12)



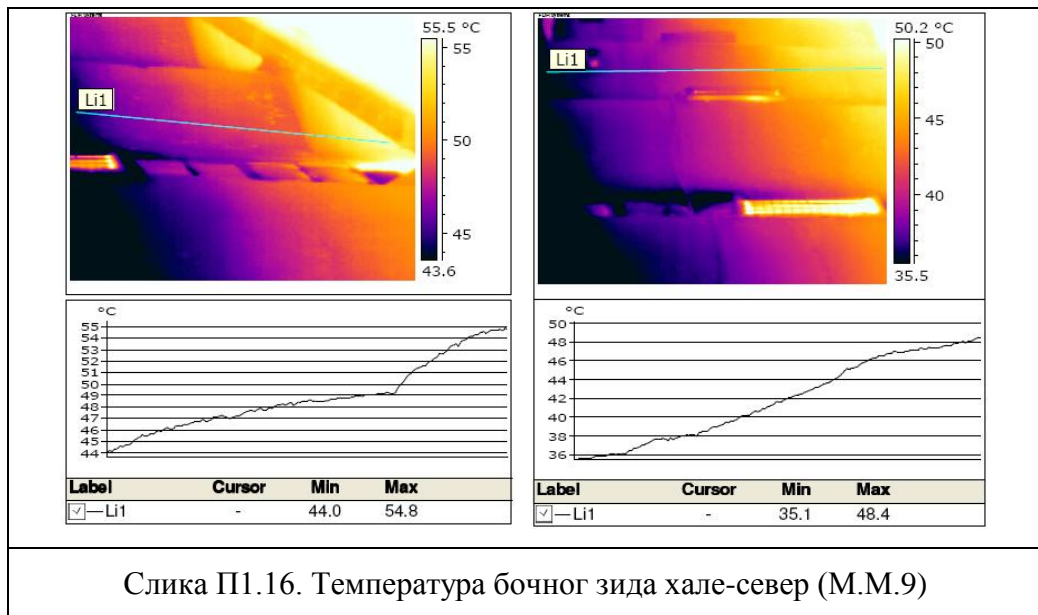
Слика П1.13. Температура плашта
машине-север (М.М.8)

Слика П1.14. Температура плашта
машине-југ (М.М.13)

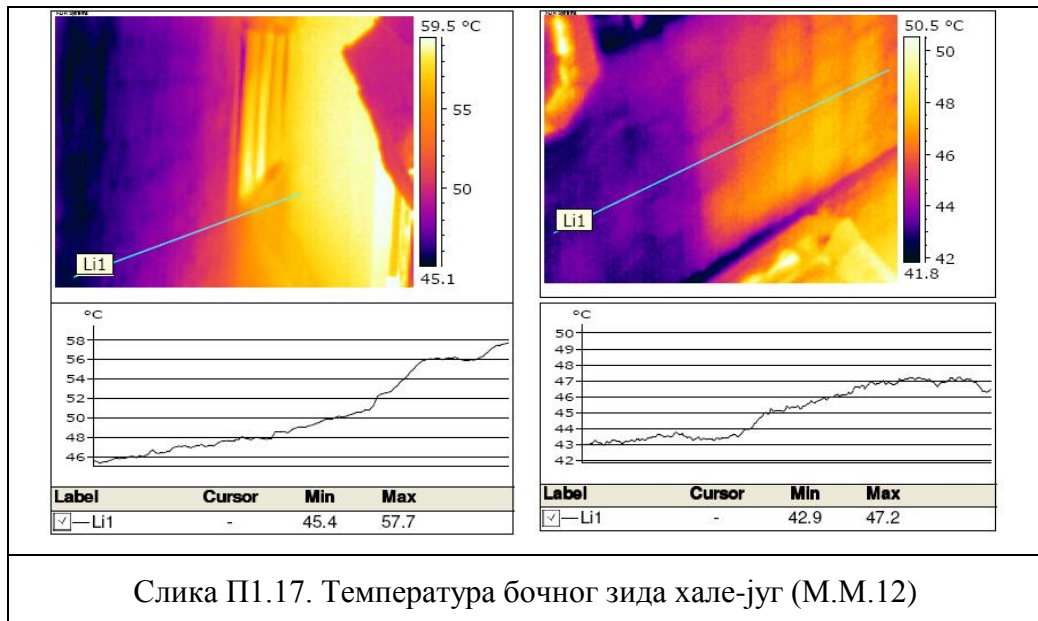


Слика П1.15. Температура плафона хале (М.М.10)

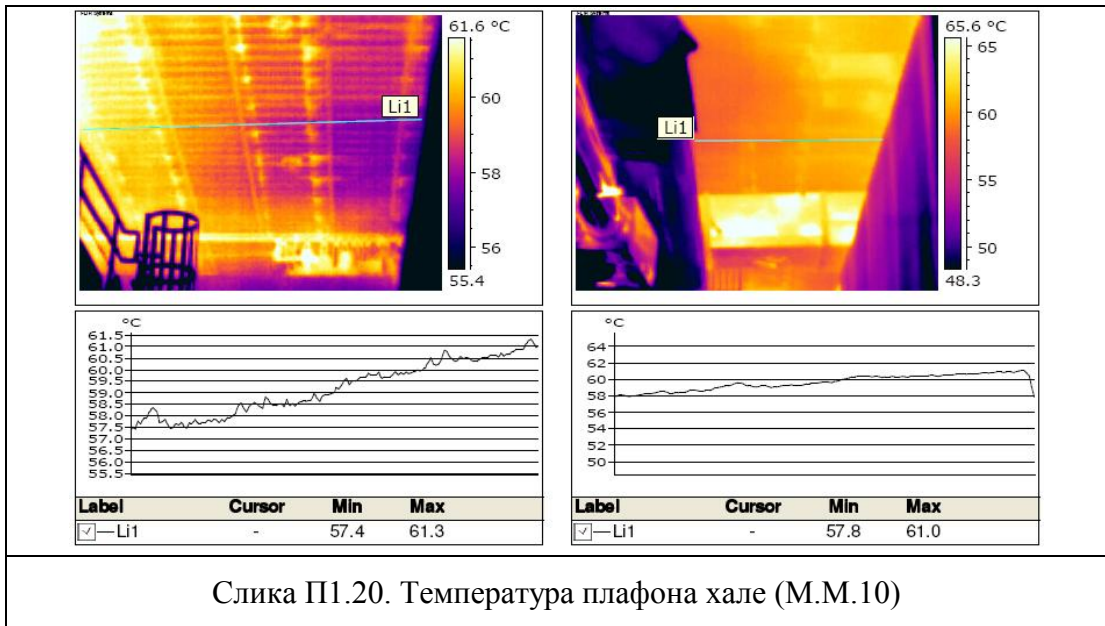
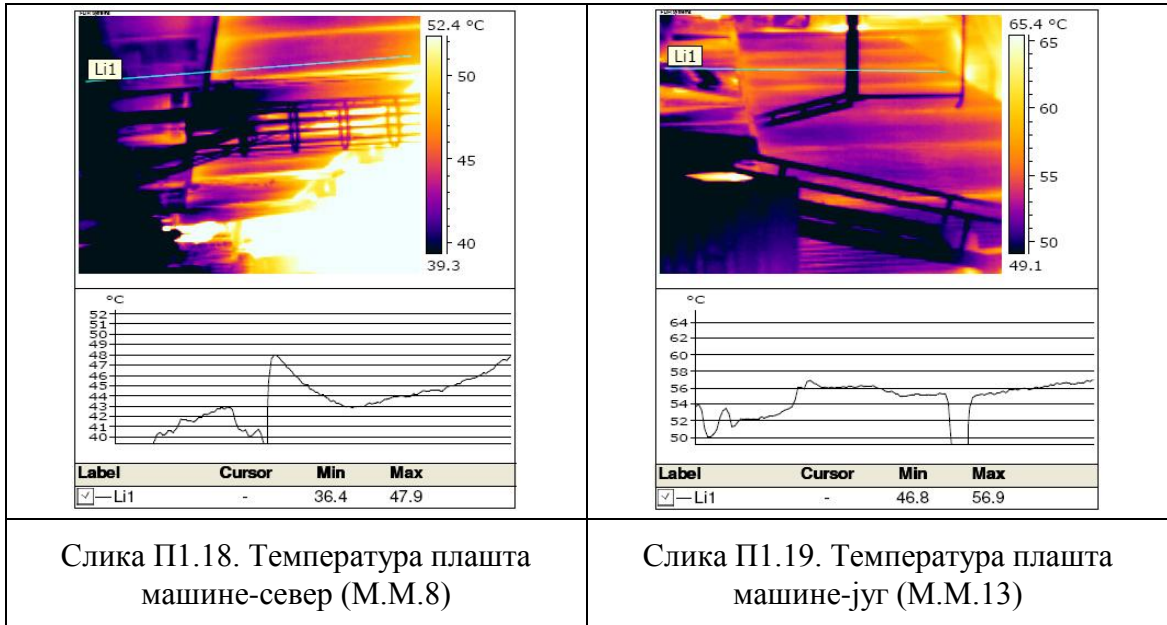
Накнадна сушна секција (Пресек 4)



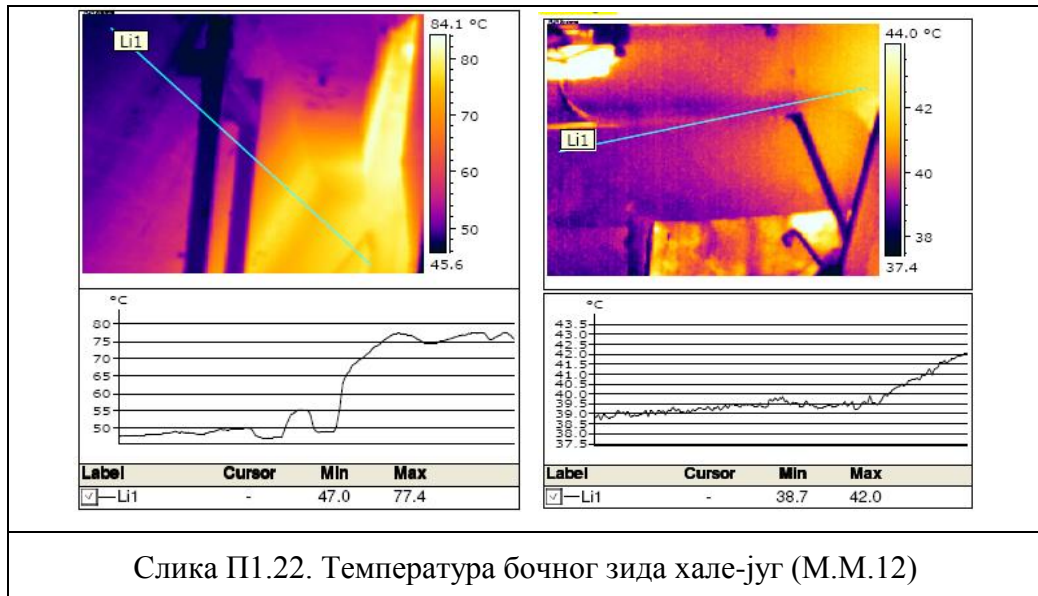
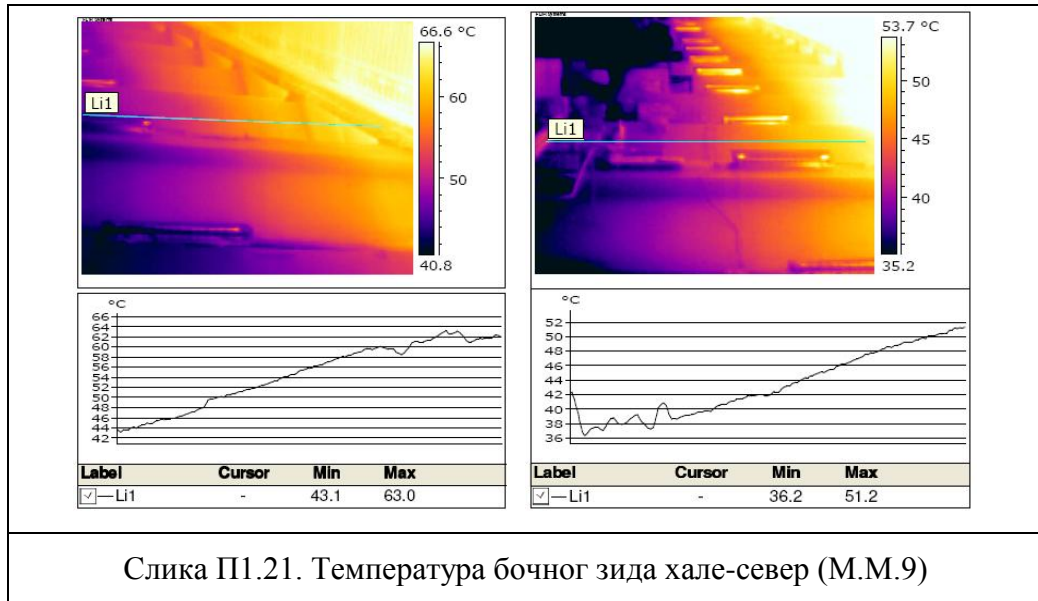
Слика П1.16. Температура бочног зида хале-север (М.М.9)

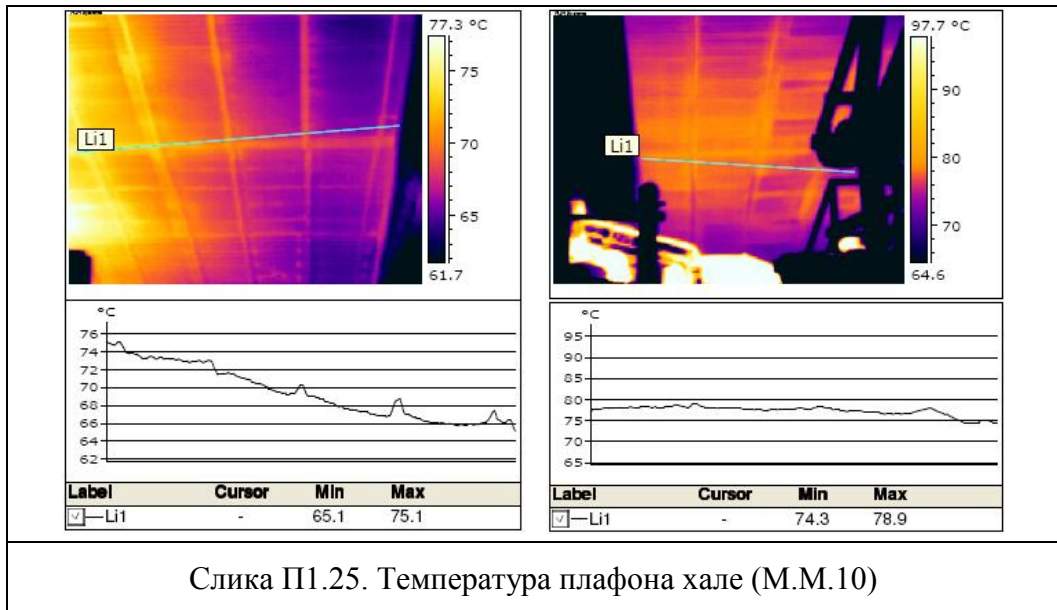
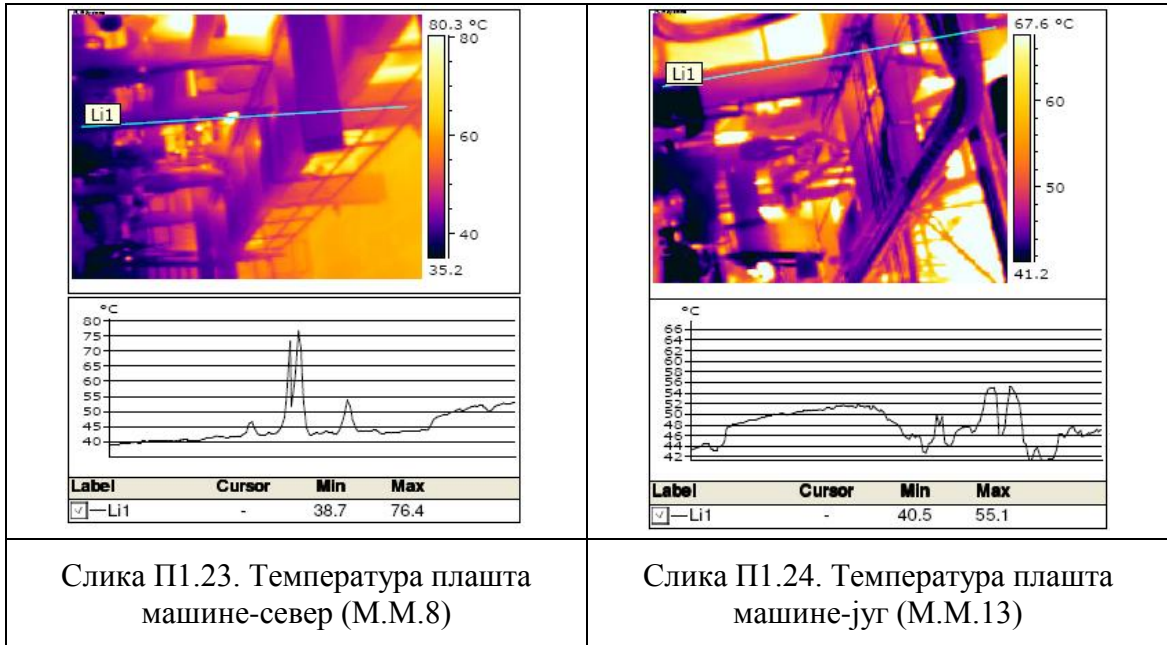


Слика П1.17. Температура бочног зида хале-југ (М.М.12)

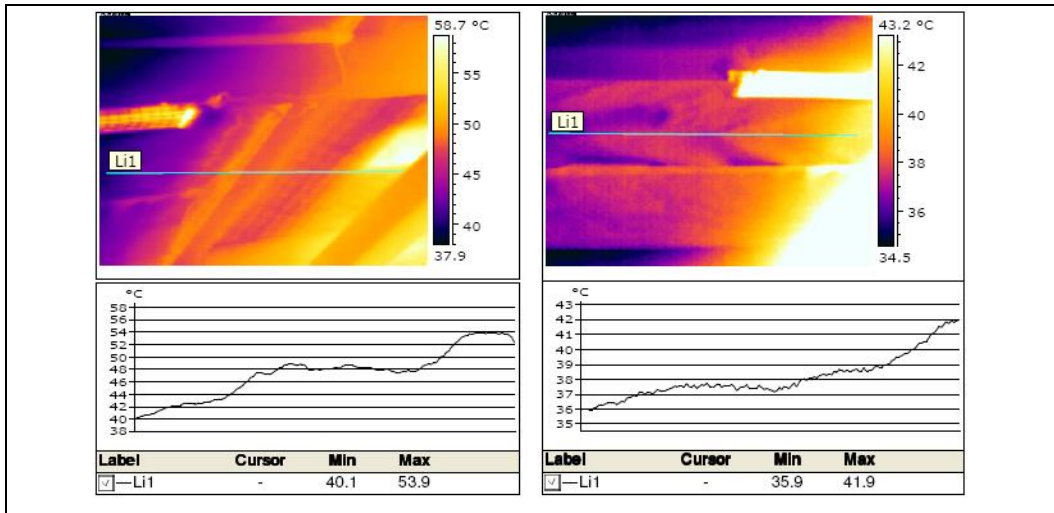


Секција за сушење премаза (Пресек 5)

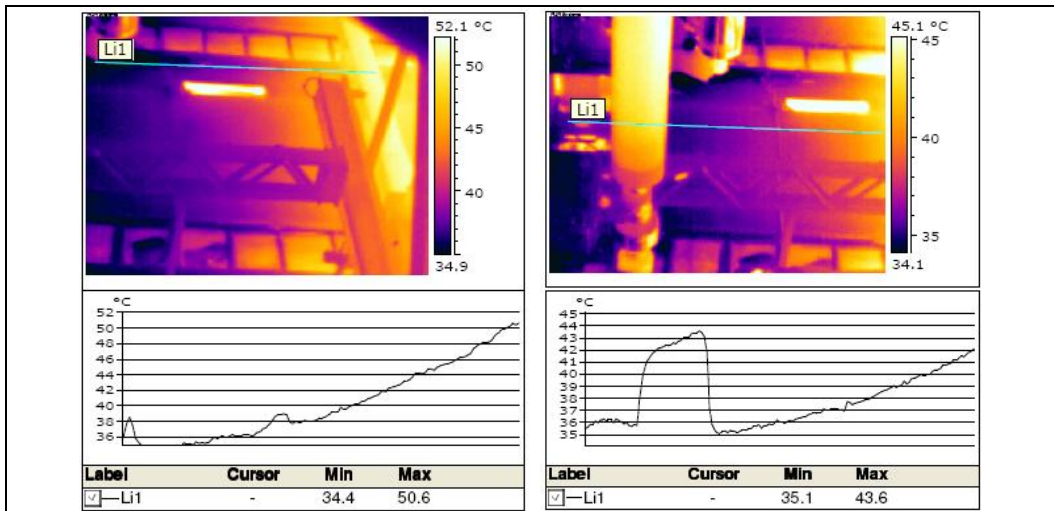




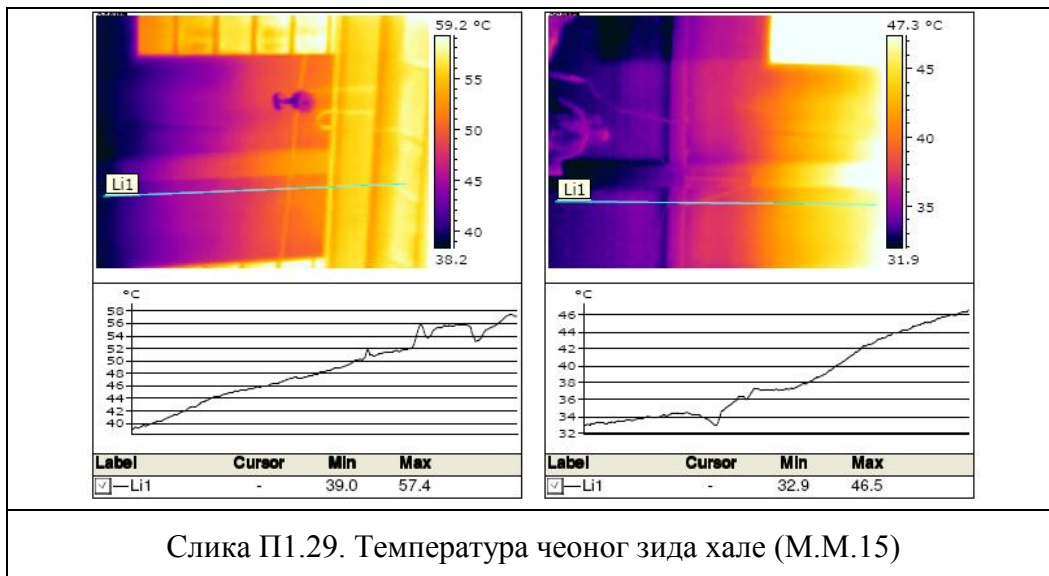
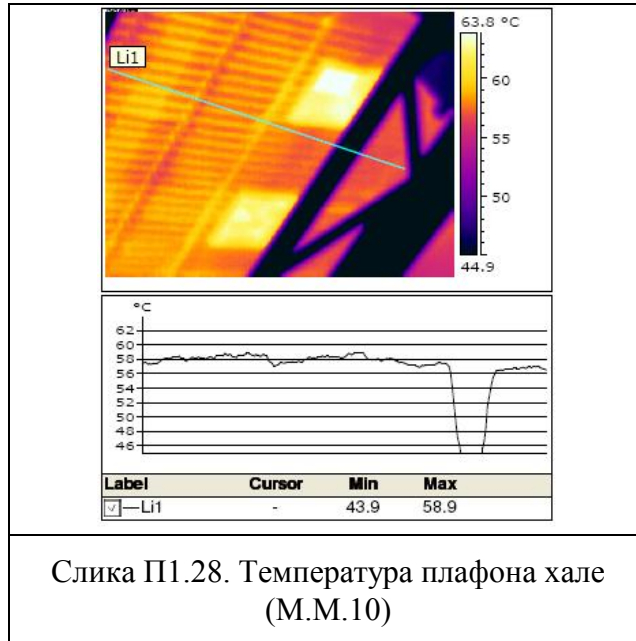
Секција за намотавање картона (Пресек б)



Слика П1.26. Температура бочног зида хале-север (М.М.9)

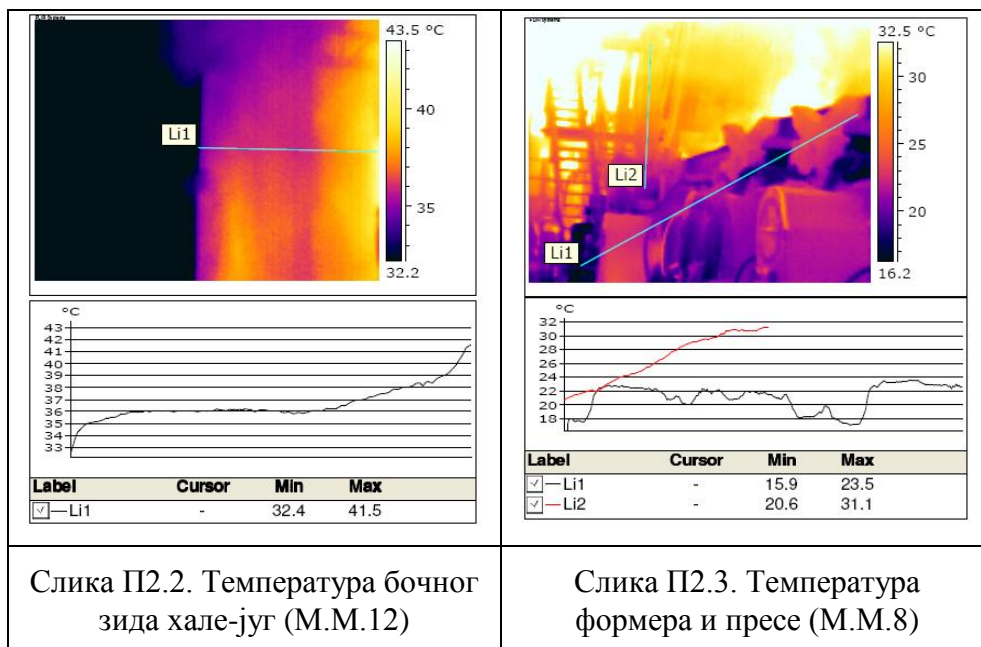
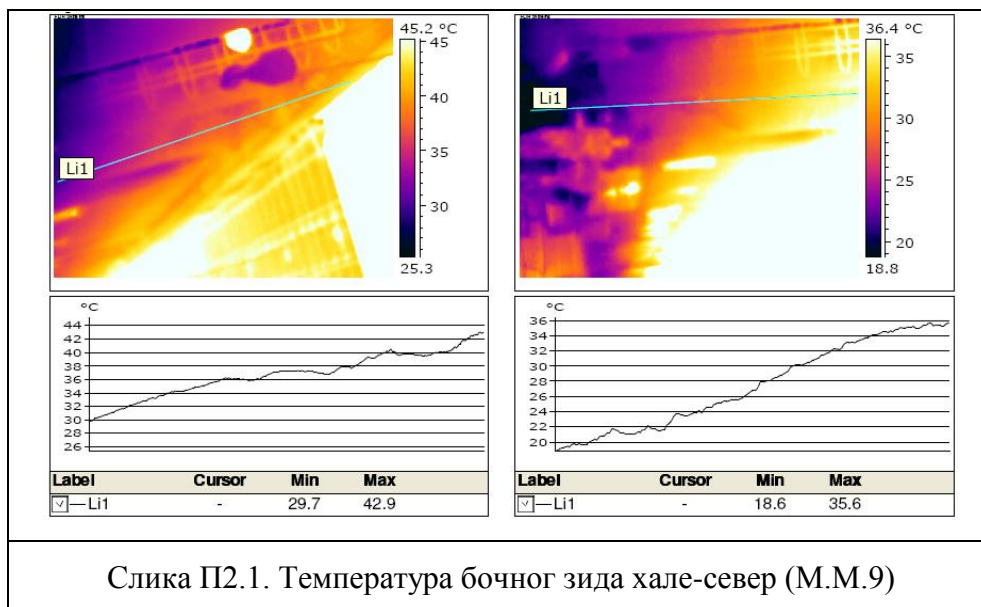


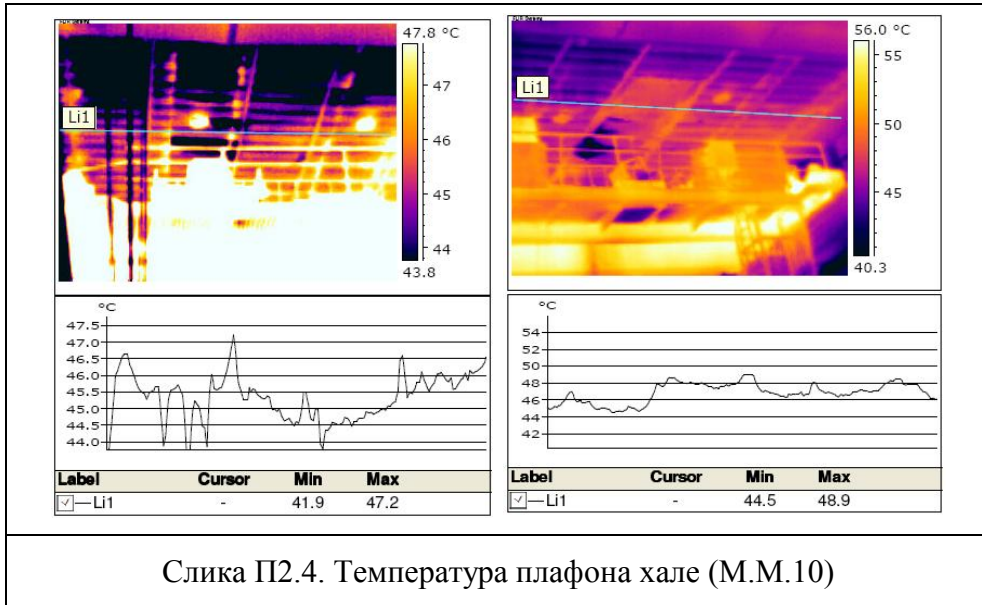
Слика П1.27. Температура бочног зида хале-југ (М.М.12)



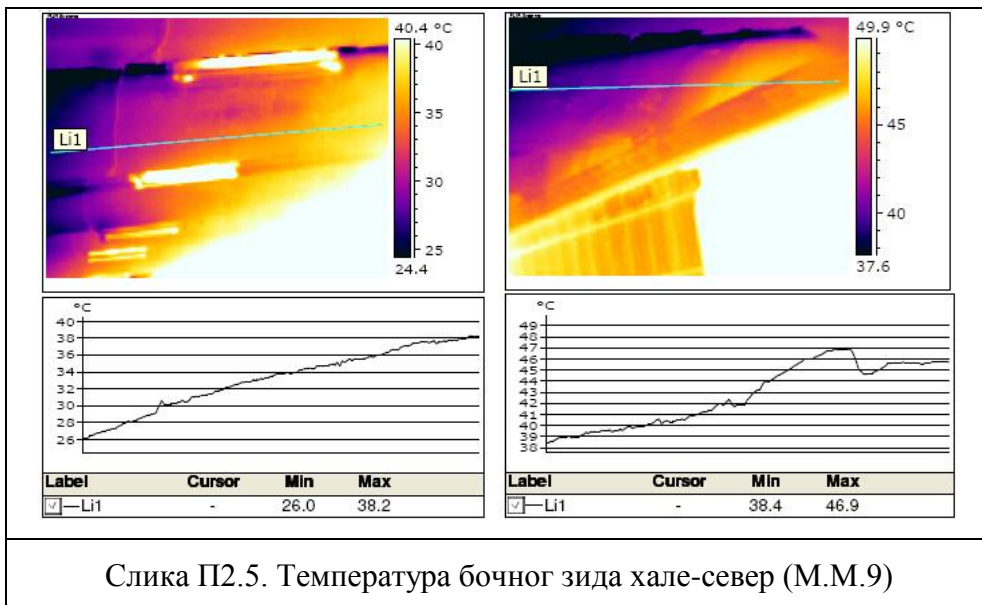
ПРИЛОГ 2 – ТЕРМОВИЗИЈСКИ СНИМЦИ ЗА ЗИМСКИ РЕЖИМ РАДА

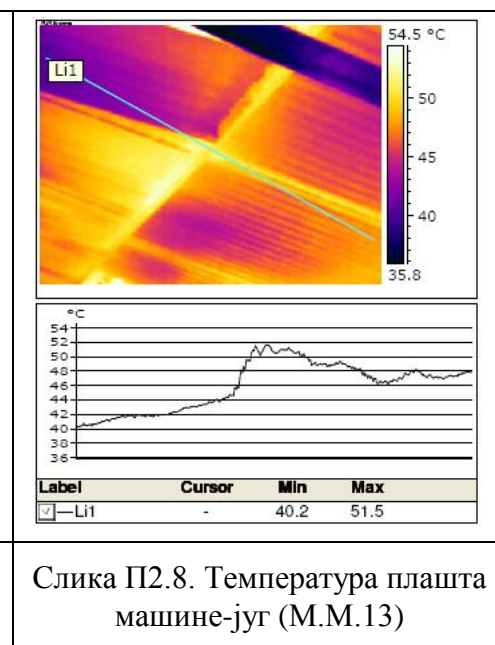
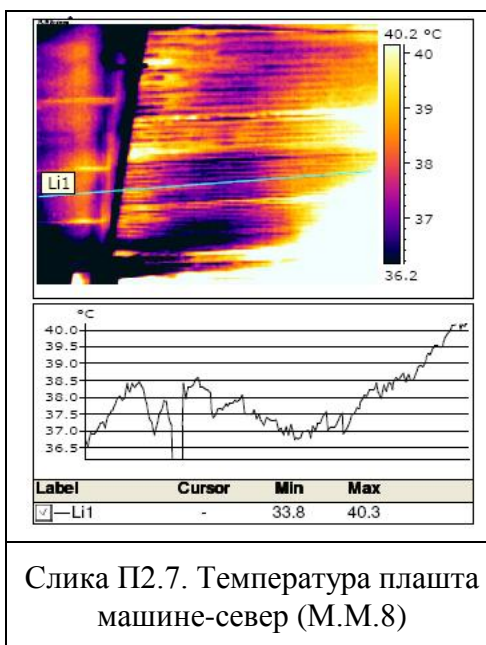
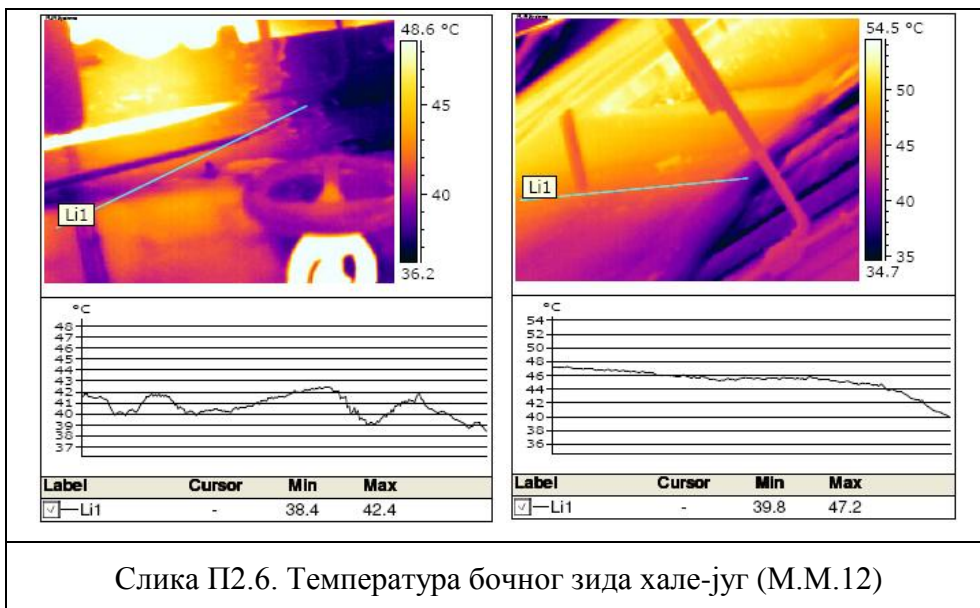
Секција формера и преса (Пресек 1)

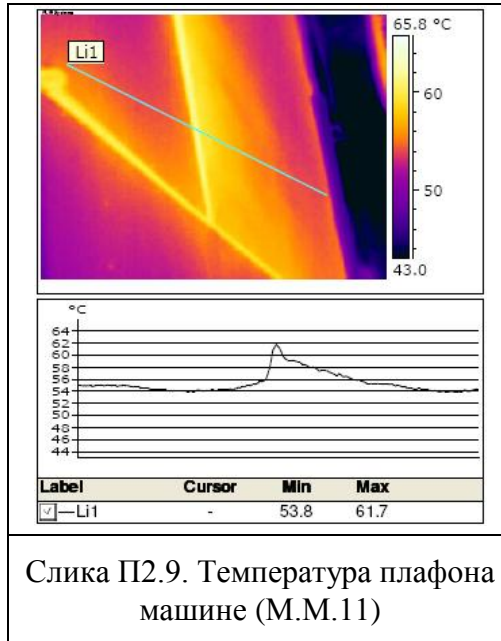




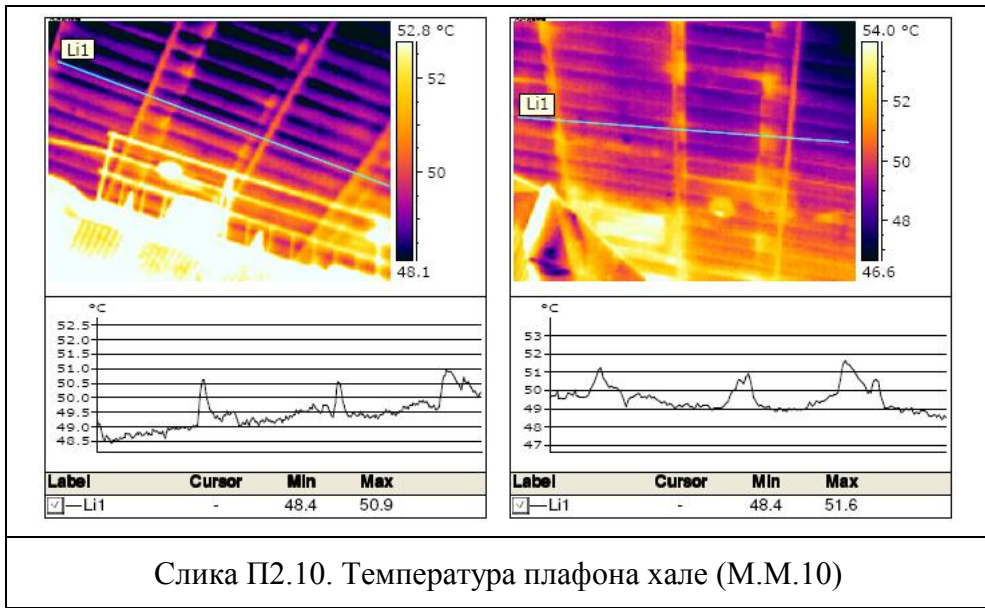
Предсушна секција (Пресек 2)





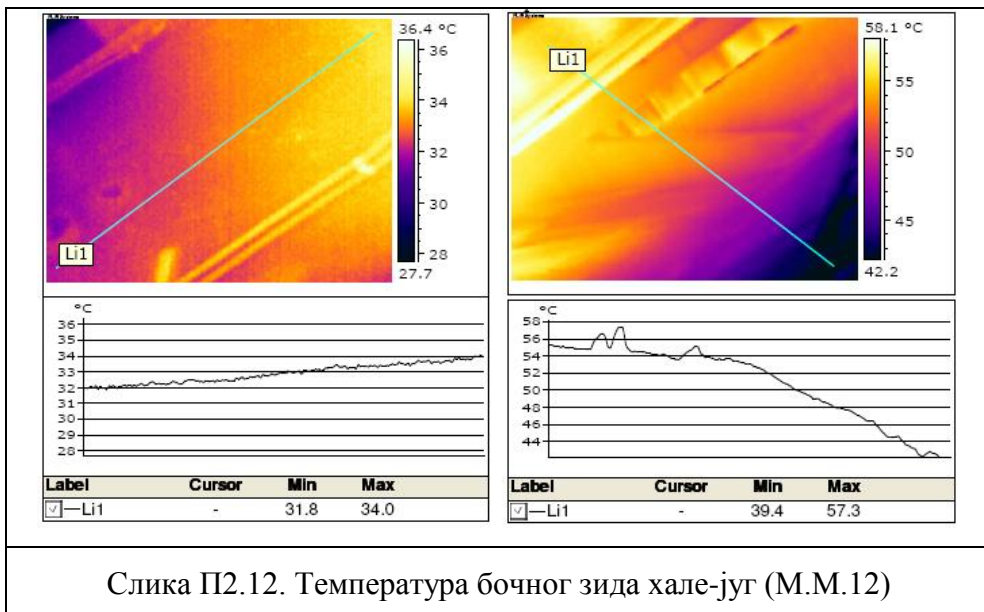
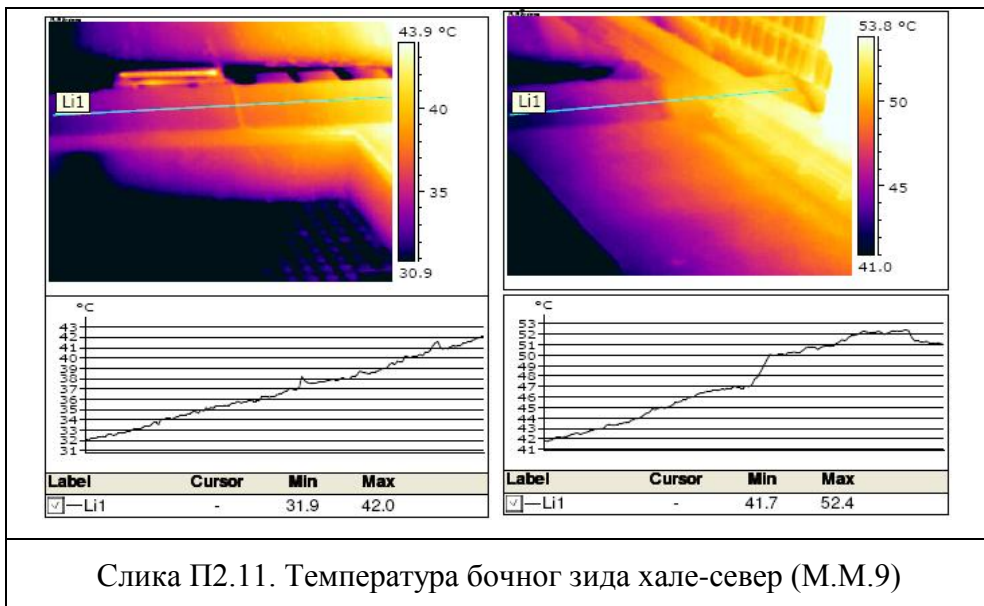


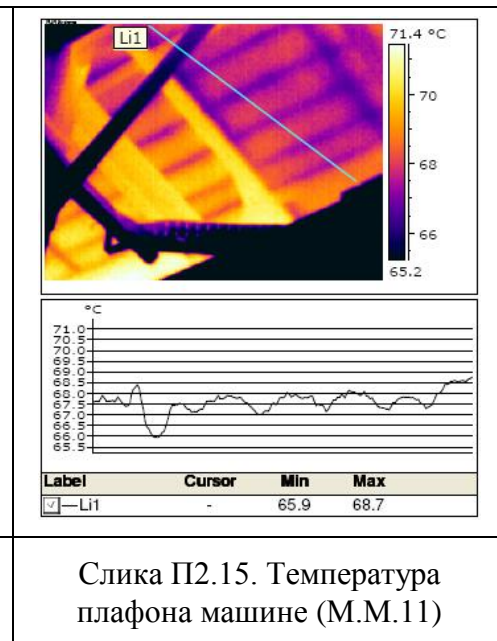
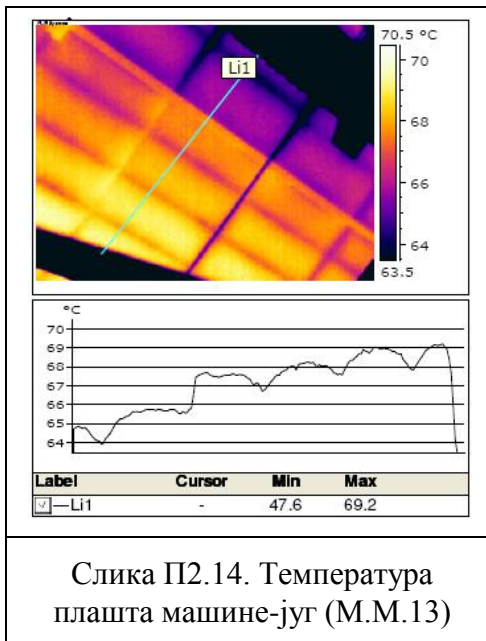
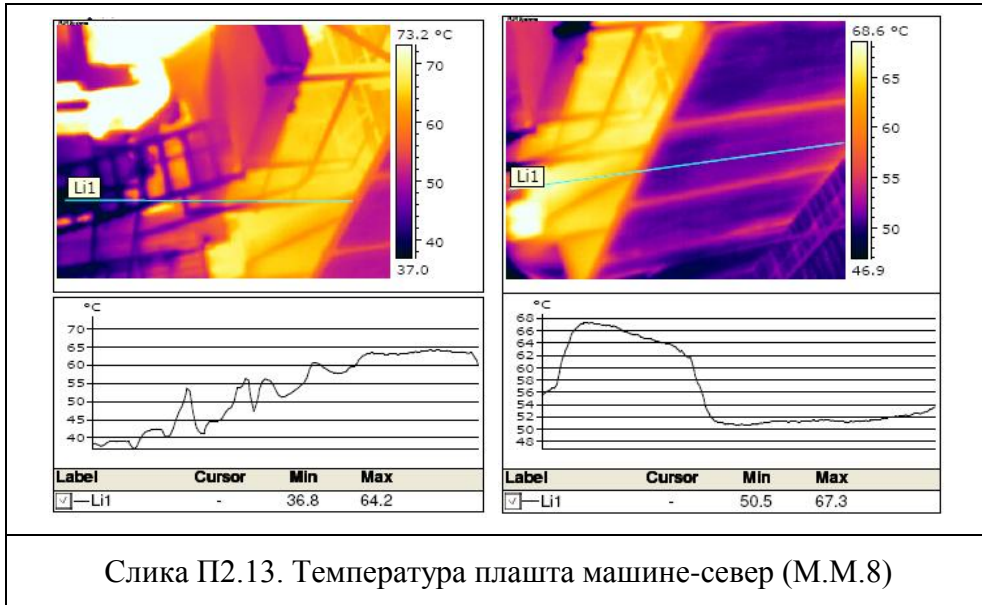
Слика П2.9. Температура плафона машине (М.М.11)

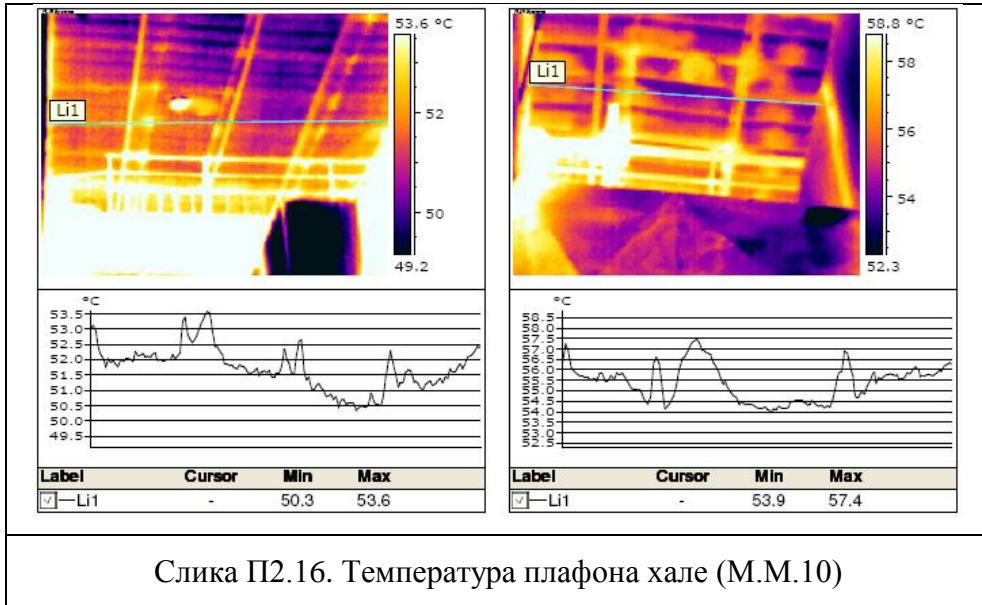


Слика П2.10. Температура плафона хале (М.М.10)

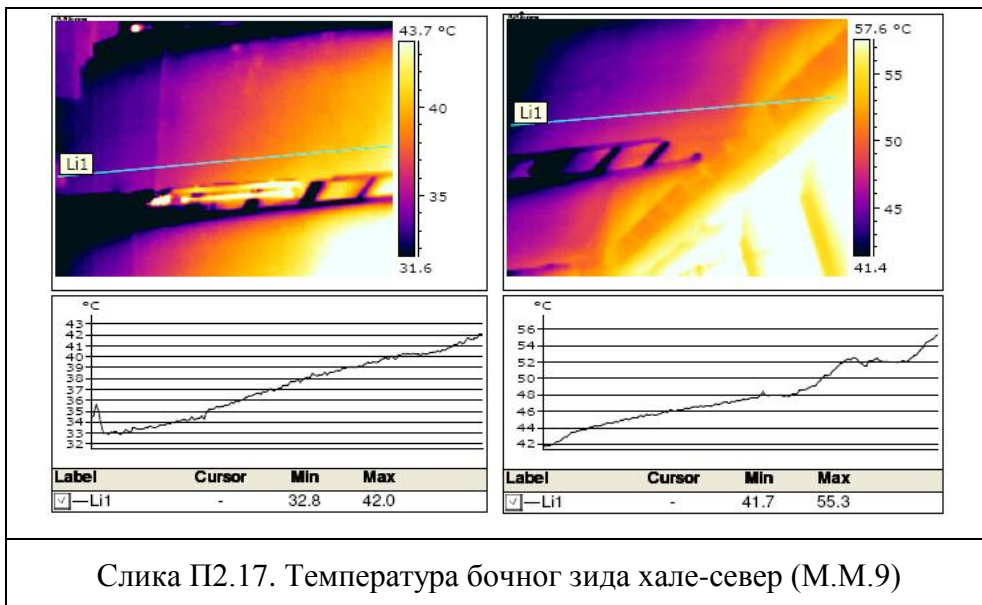
Глет цилиндар (Пресек 3)

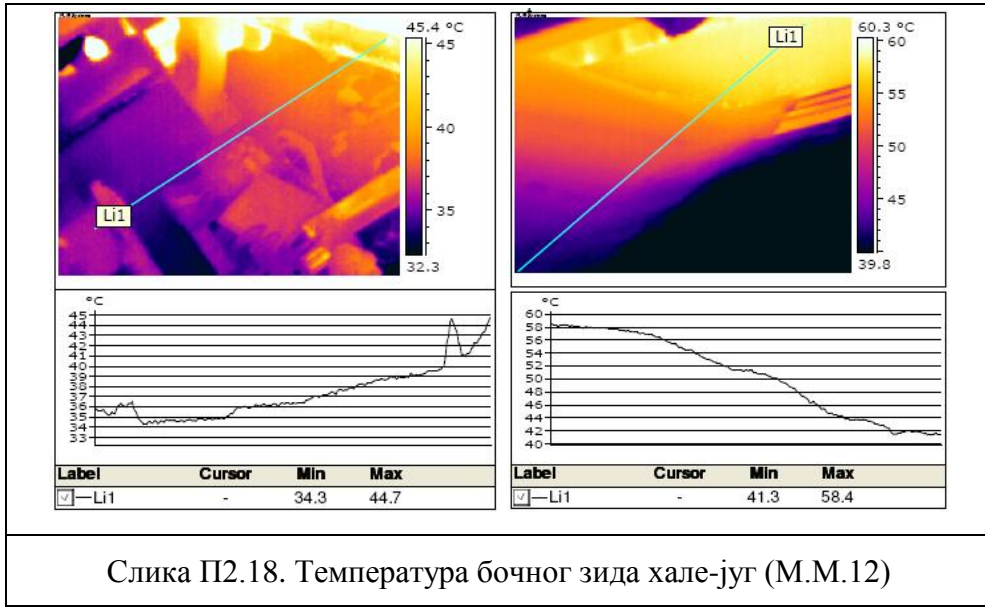




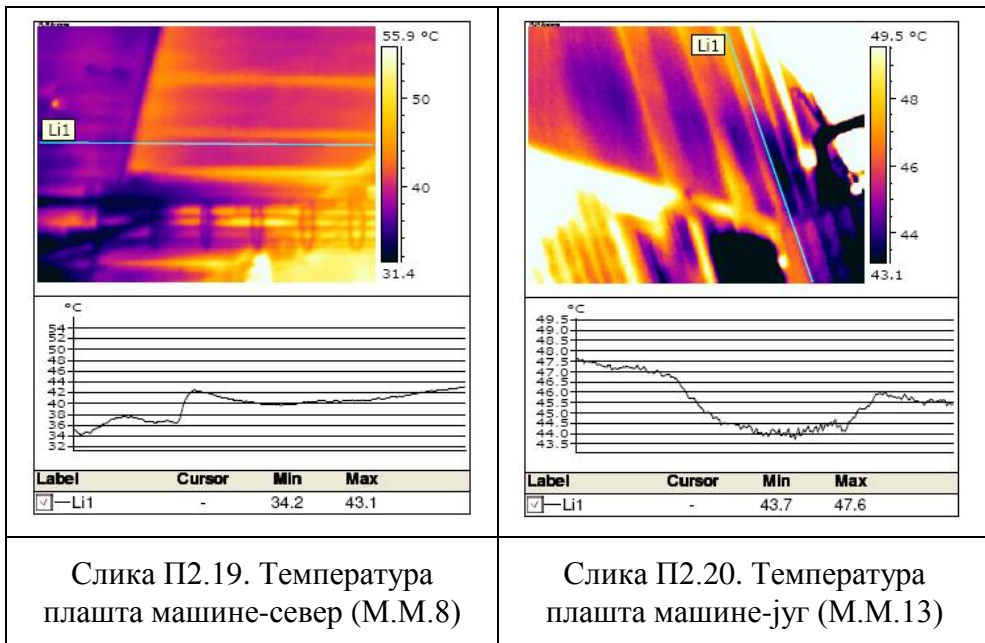


Накнадна сушна секција (Пресек 4)



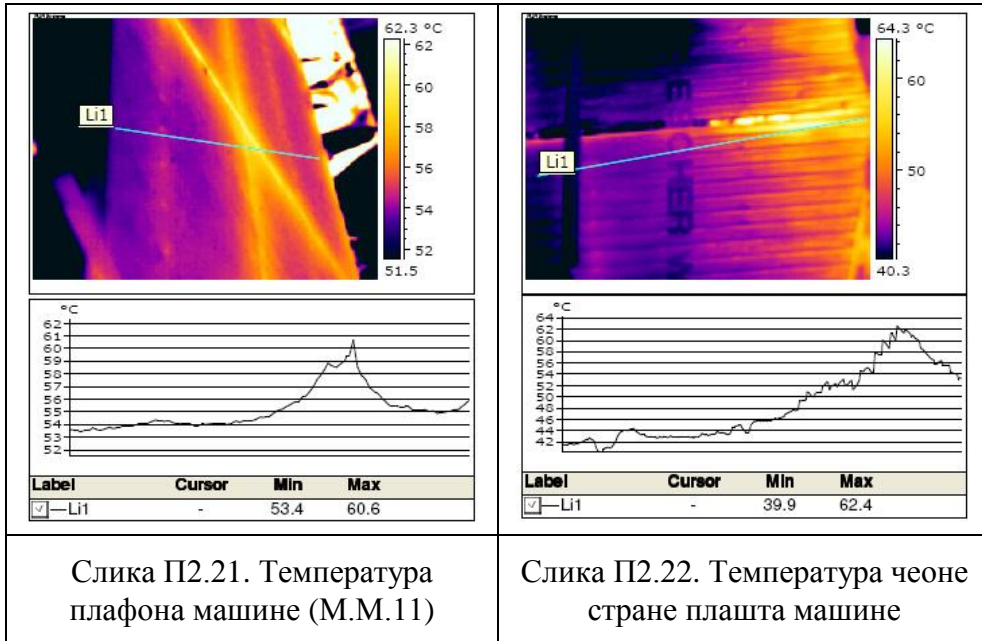


Слика П2.18. Температура бочног зида хале-југ (М.М.12)



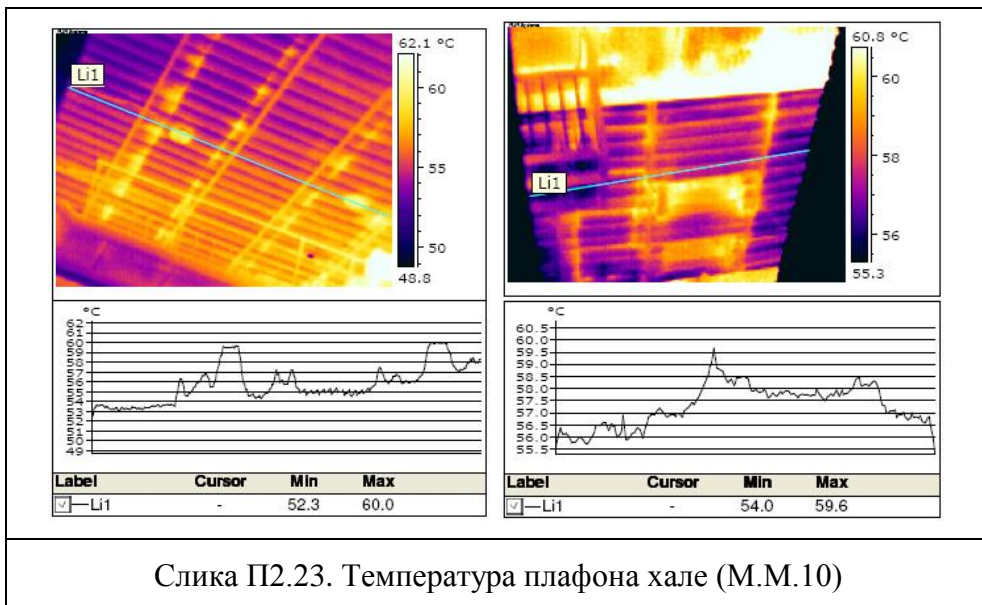
Слика П2.19. Температура плашта машине-север (М.М.8)

Слика П2.20. Температура плашта машине-југ (М.М.13)



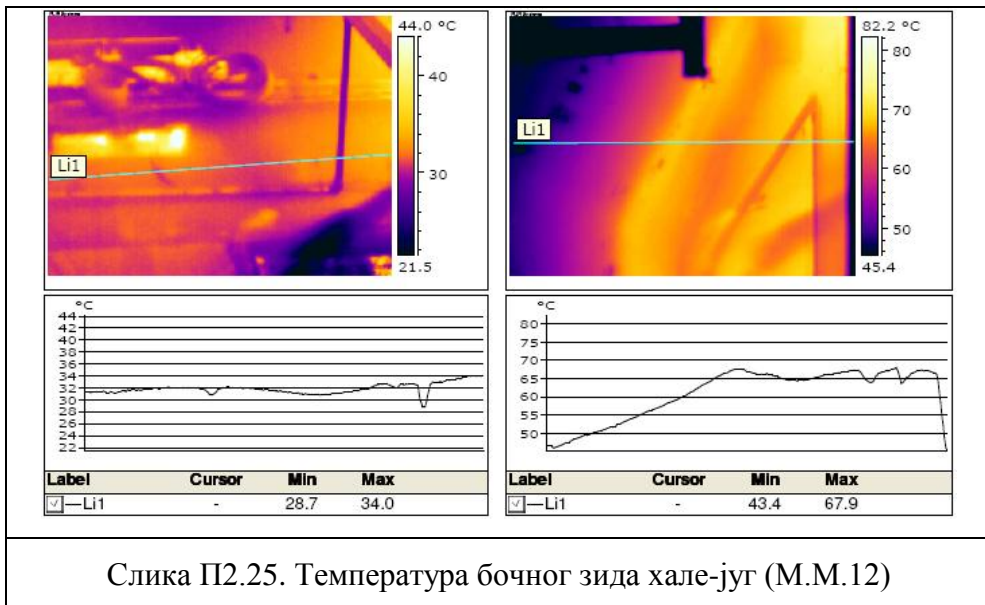
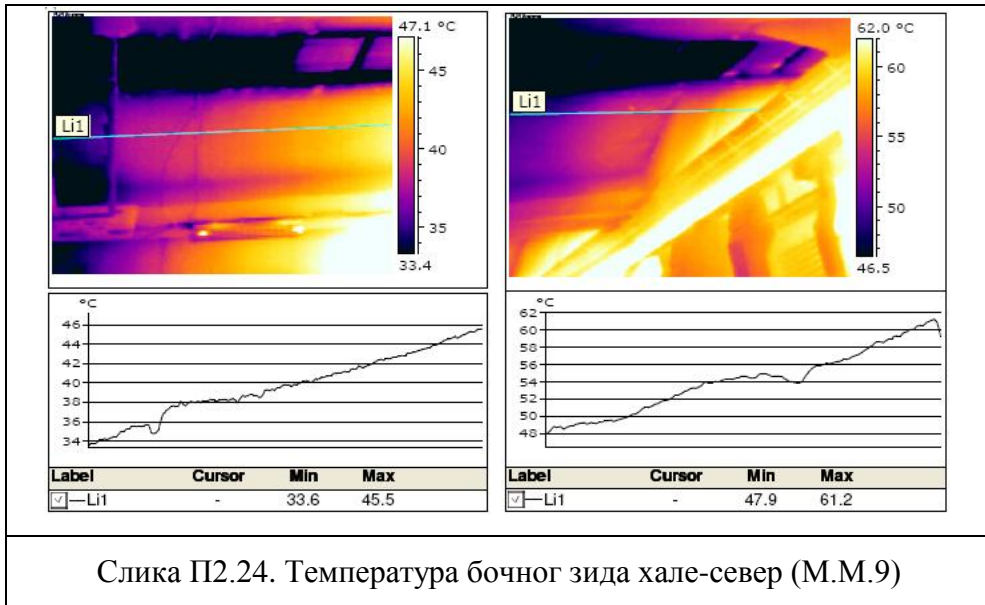
Слика П2.21. Температура плафона машине (М.М.11)

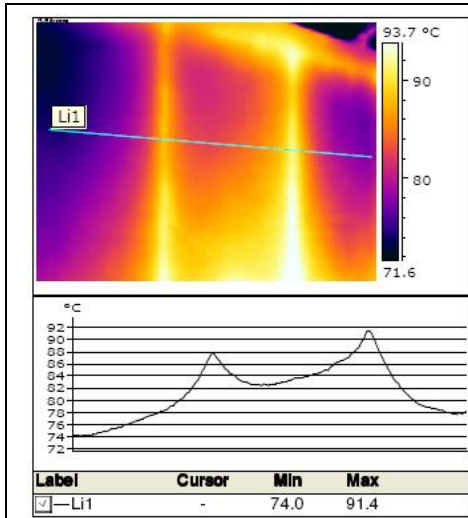
Слика П2.22. Температура чеоне стране плашта машине



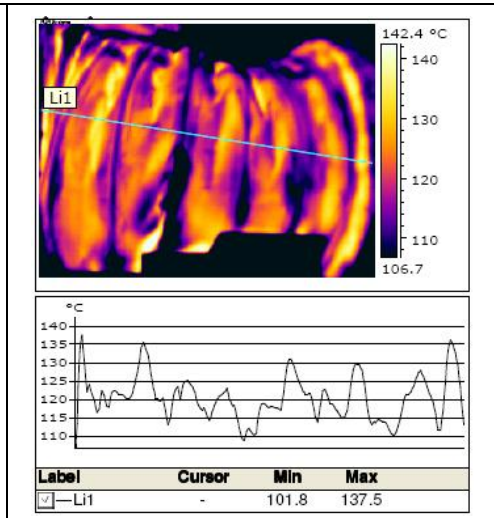
Слика П2.23. Температура плафона хале (М.М.10)

Секција за сушење премаза (Пресек 5)

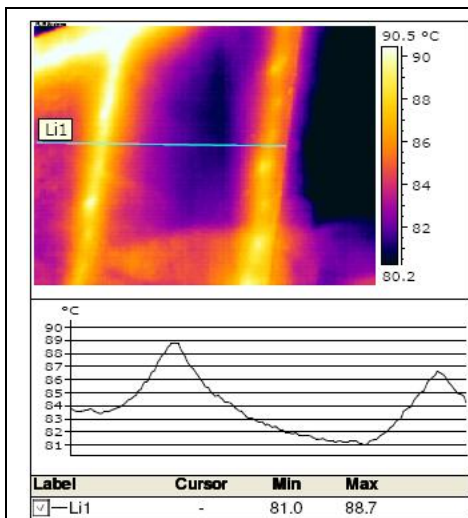




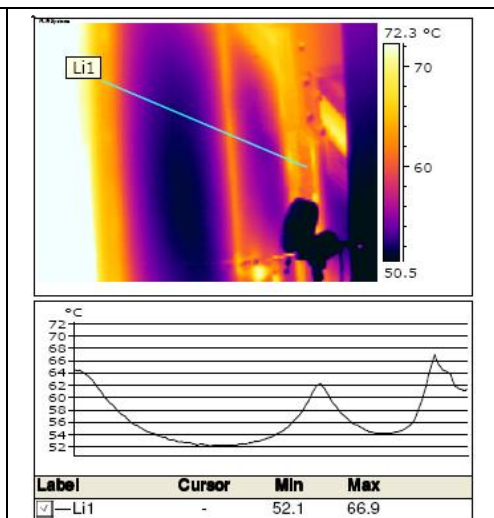
Слика П2.26. Температура предње стране првог размењивача топлоте



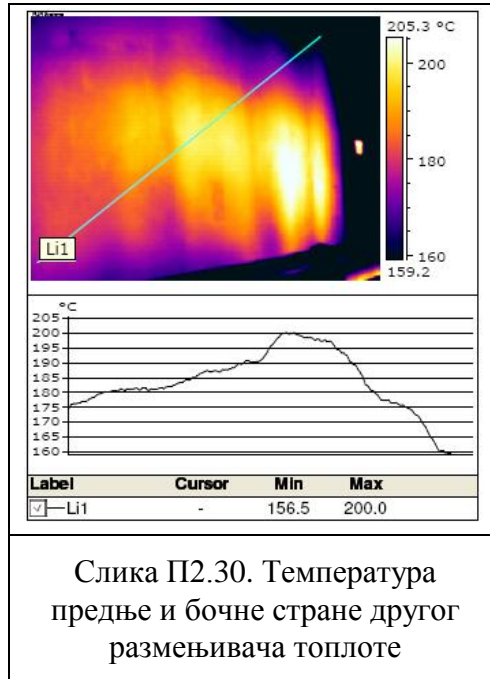
Слика П2.27. Температура канала димних гасова код првог размењивача топлоте



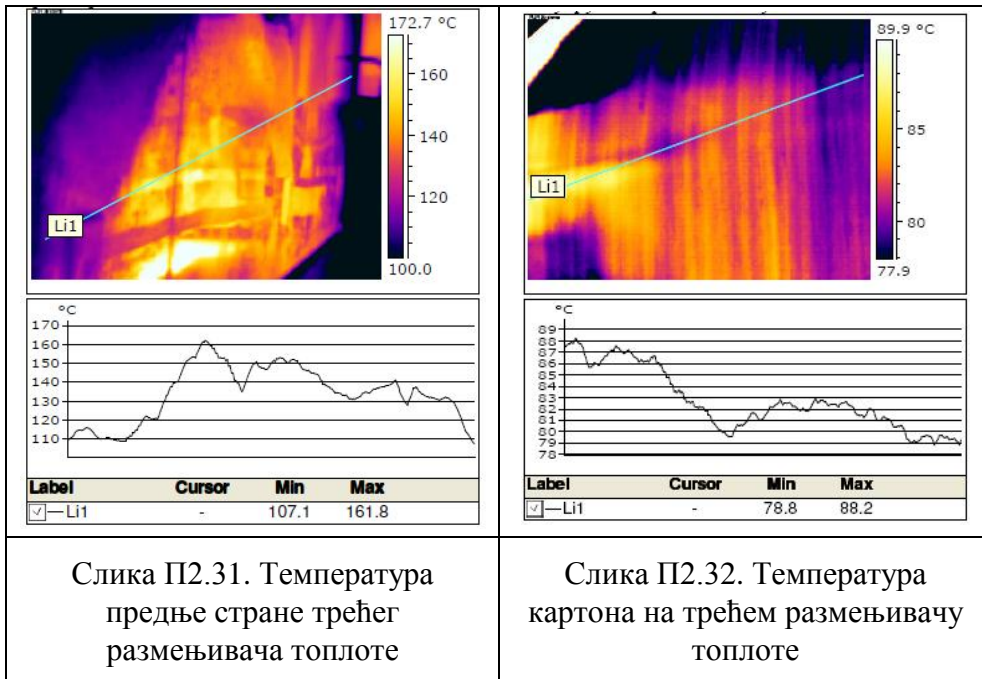
Слика П2.28. Температура задње стране првог размењивача топлоте



Слика П2.29. Температура бочне стране првог размењивача топлоте

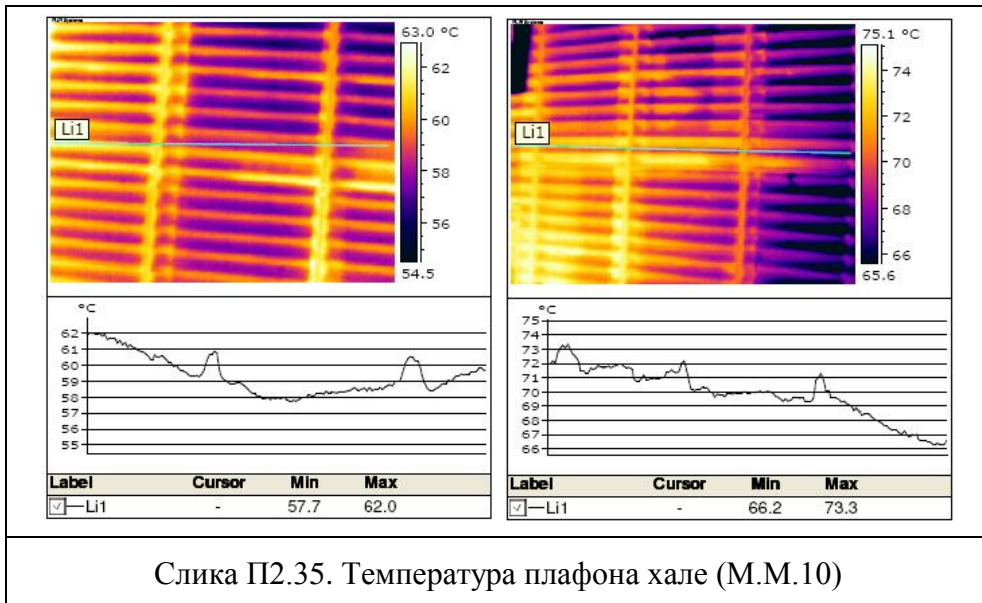
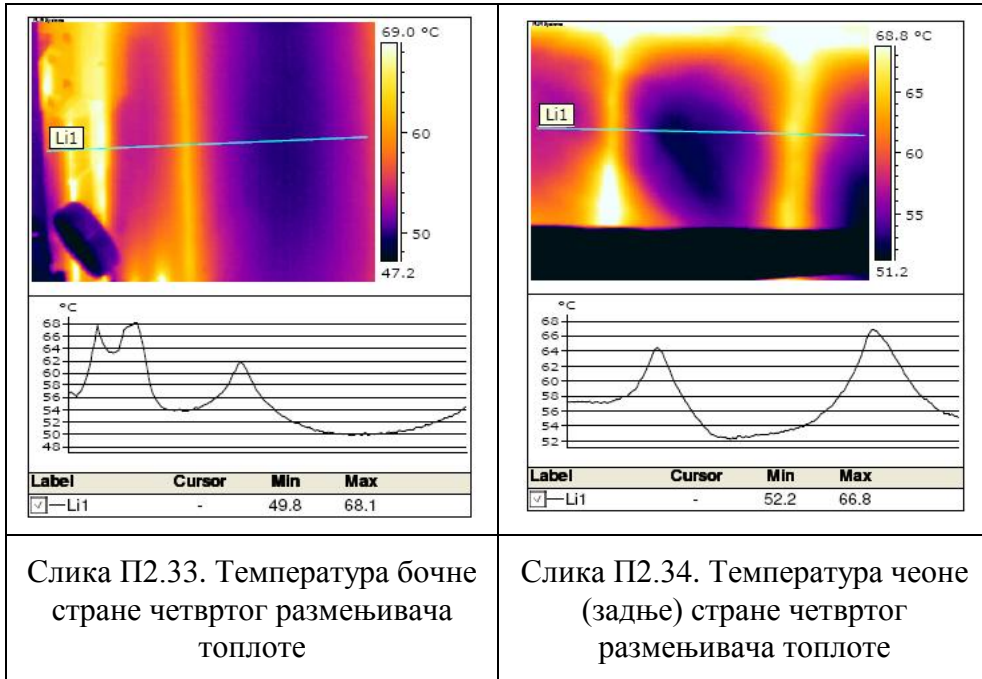


Слика П2.30. Температура предње и бочне стране другог размењивача топлоте

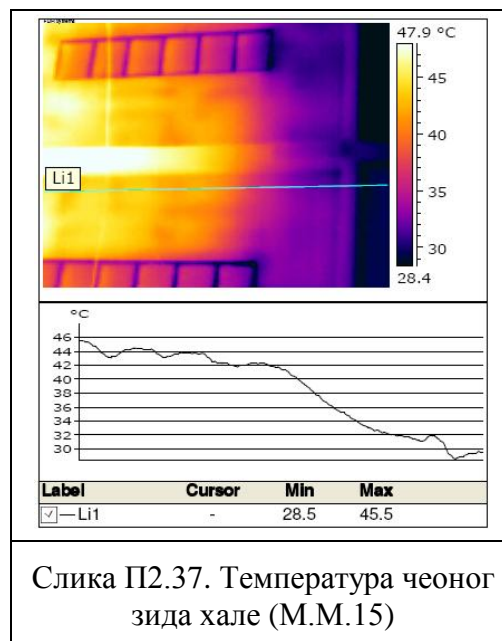
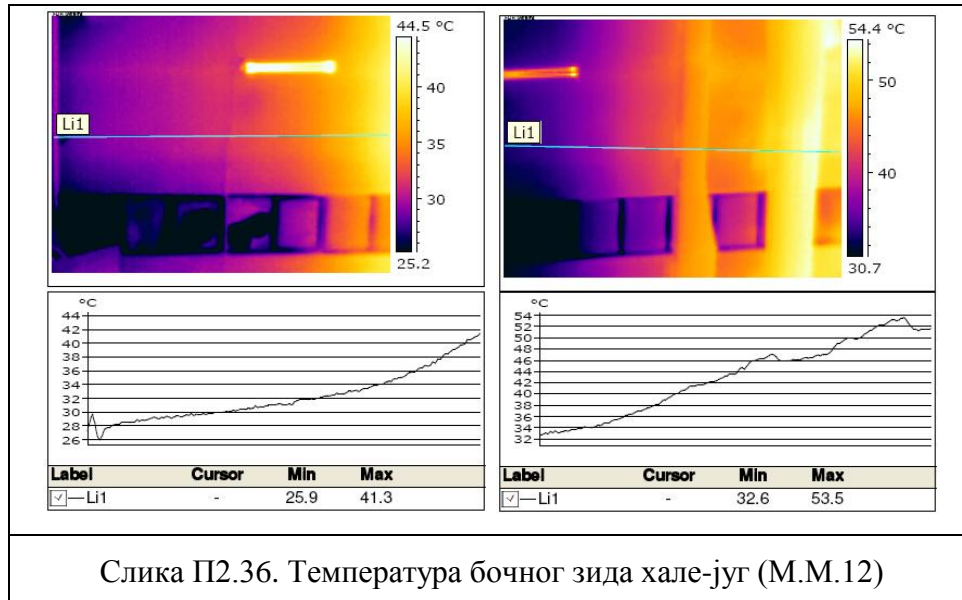


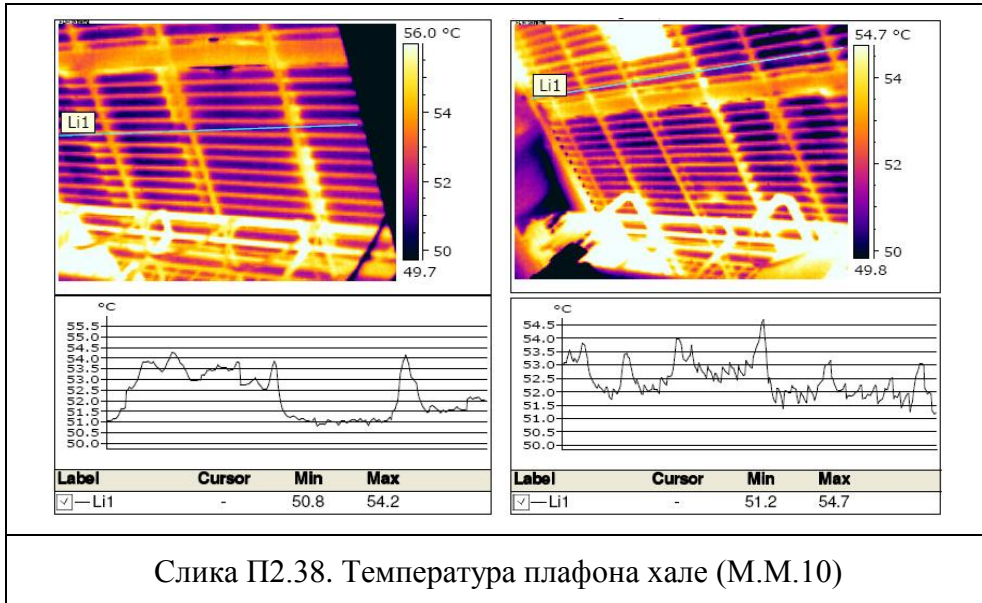
Слика П2.31. Температура предње стране трећег размењивача топлоте

Слика П2.32. Температура картона на трећем размењивачу топлоте



Секција за намотавање картона (Пресек б)





Слика П2.38. Температура плафона хале (М.М.10)

**ПРИЛОГ 3 – РЕЗУЛТАТИ МАТЕРИЈАЛНОГ И ТОПЛОТНОГ БИЛАНСА
СЕКЦИЈЕ ЗА СУШЕЊЕ КАРТОНА И СЕКЦИЈЕ ЗА СУШЕЊЕ ПРЕМАЗА**

Табела П3.1. Параметри картона на улазу и излазу из ХСС (К-ММ1, К-ММ2)

Процесни параметри	Јед.	Летњи режим рада		Зимски режим рада	
		улаз	излаз	улаз	излаз
Ширина картонске траке	m	3,14	3,14	3,14	3,14
Брзина картонске траке	m/min	233	233	140	140
Граматура сувог картона	g/m ²	234	234	376	376
Влажност картона	%	53	11	54	13
Температура картона	°C	32	80	31	72
Специфични топл. капацитет сувог картона [7]	kJ/(kg·K)	1,4	1,4	1,4	1,4
Специфични топл. капацитет воде на темп. картона [97]	kJ/(kg·K)	4,174	4,195	4,174	4,189
Масени проток сувог картона	kg/s	2,85	2,85	2,75	2,75
Масени проток влажног картона	kg/s	6,07	3,21	5,99	3,17
Топлотна снага	kW	557,6	437,9	538	401,8

Табела П3.2. Параметри предгрејаног ваздуха на улазу у ХСС

Процесни параметри	Јед.	Летњи режим рада	Зимски режим рада
Ваздух из машинске хале (ВХ-ММ1)			
Температура	°C	37,9	30,2
Апсолутна влажност	g/kg	15	8
Густина	kg/m ³	1,111	1,144
Спец. енталпија	kJ/kg	75,87	49,53
Масени проток	kg/s	17,18	17,26
Топлотна снага	kW	1.284,4	848,7
Предгрејани ваздух из Р1 (ПВ-ММ1)			
Температура	°C	41,2	38,3
Апсолутна влажност	g/kg	12	4
Густина	kg/m ³	1,101	1,116
Спец. енталпија	kJ/kg	72,14	48,59
Масени проток	kg/s	19,19	19,42
Топлотна снага	kW	1.368,3	939,7
Предгрејани ваздух из Р3 (ПВ-ММ3)			
Температура	°C	49,5	33,3
Апсолутна влажност	g/kg	12	4
Густина	kg/m ³	1,072	1,134
Спец. енталпија	kJ/kg	80,94	43,55
Масени проток	kg/s	16,27	16,23
Топлотна снага	kW	1.301,2	703,8

Табела ПЗ.3. Параметри влажног ваздуха на излазу из ХСС

Процесни параметри	Јед.	Летњи режим рада	Зимски режим рада
Влажан ваздух из предсушне партије (ВВ-ММ1)			
Температура	°C	63,9	63,3
Апсолутна влажност	g/kg	50	32
Густина	kg/m ³	1,005	1,017
Спец. енталпија	kJ/kg	194,5	146,7
Масени проток	kg/s	30,34	38,27
Топлотна снага	kW	5.621,6	5.439,9
Влажан ваздух из накнадне сушне партије (ВВ-ММ2)			
Температура	°C	74,4	74
Апсолутна влажност	g/kg	83	54
Густина	kg/m ³	0,958	0,974
Спец. енталпија	kJ/kg	293,3	215,6
Масени проток	kg/s	26,44	26,69
Топлотна снага	kW	7.159,7	5.461,4
Влажан ваздух из накнадне сушне партије (ВВ-ММ3)			
Температура	°C	74,4	74
Апсолутна влажност	g/kg	83	54
Густина	kg/m ³	0,958	0,974
Спец. енталпија	kJ/kg	293,3	215,6
Масени проток	kg/s	5,04	9,25
Топлотна снага	kW	1.346,4	1.892,8

Табела ПЗ.4. Параметри продуката сагоревања на улазу у ХСС (ПГ-ММ1)

Процесни параметри	Јед.	Летњи режим рада	Зимски режим рада
Запремински проток продуката сагоревања (при $\lambda=1,1$ и 1013 mbar, 0 °C)	m ³ /h	952,1	1.045,3
Густина (при 1013 mbar, 0 °C)	kg/m ³	1,24	1,24
Масени проток	kg/s	0,33	0,36
Топлотна снага	kW	883,5	970

Табела ПЗ.5. Параметри мешавине продуката сагоревања и влажног ваздуха на излазу из ХСС (ПС-ММ1)

Процесни параметри	Јед.	Летњи режим рада	Зимски режим рада
Температура	°C	56,8	64,1
Густина	kg/m ³	1,017	1,008
Запремински проток	m ³ /h	14.496	14.820
Спец. топлотни капацитет	kJ/(m ³ ·K)	1,322	1,317
Масени проток	kg/s	4,10	4,15
Топлотна снага	kW	302,4	347,5

Табела ПЗ.6. Параметри водене паре на улазу у ХСС

Процесни параметри	Јед.	Летњи режим рада	Зимски режим рада
Водена пара притиска 3 bar (ВПЗ-ММ1)			
Температура	°C	145,8	144
Притисак	bar	3,24	3,14
Масени проток	t/h	15,1	16,8
Спец. енталпија	kJ/kg	2.741	2.740
Топлотна снага	kW	11.497	12.786,7
Водена пара притиска 12 bar (ВП12-ММ1)			
Температура	°C	187,5	189,5
Притисак	bar	10,89	11,43
Масени проток	t/h	1,2	1,2
Спец. енталпија	kJ/kg	2.784,5	2.785,8
Топлотна снага	kW	928,2	928,6

Табела ПЗ.7. Параметри кондензата на излазу из ХСС (КОН-ММ1)

Процесни параметри	Јед.	Летњи режим рада	Зимски режим рада
Температура	°C	102	108
Притисак	bar	1,08	1,33
Масени проток	t/h	15,8	17,3
Спец. енталпија	kJ/kg	426,6	452
Топлотна снага	kW	1.872,3	2.172,1

Табела ПЗ.8. Параметри воде за хлађење кондензатора на улазу и излазу из ХСС (ВХК-ММ1, ВХК-ММ2)

Процесни параметри	Јед.	Летњи режим рада		Зимски режим рада	
		улаз	излаз	улаз	излаз
Температура	°C	27	35	11	28
Масени проток	kg/s	16,5	16,5	10,5	10,5
Спец. топлотни капацитет	kJ/(m ³ ·K)	4,177	4,174	4,19	4,176
Топлотна снага	kW	1.860,8	2.410,5	483,5	1.227,7

Табела ПЗ.9. Параметри картона на излазу из ССП (К-ММ3)

Процесни параметри	Јед.	Летњи режим рада	Зимски режим рада
Ширина картонске траке	m	3,14	3,14
Брзина картонске траке	m/min	233	140
Граматура сувог картона	g/m ²	252	411
Влажност картона	%	6,6	7,6
Температура картона	°C	59	61
Специфични топл. капацитет сувог картона	kJ/(kg·K)	1,4	1,4
Специфични топл. капацитет воде на темп. картона	kJ/(kg·K)	4,178	4,179
Масени проток сувог картона	kg/s	3,07	3,01
Масени проток влажног картона	kg/s	3,29	3,26
Топлотна снага	kW	307,3	320,3

Табела ПЗ.10. Параметри предгрејаног ваздуха на улазу у ССП (ПВ-ММ4)

Процесни параметри	Јед.	Летњи режим рада	Зимски режим рада
Температура	°C	49,5	33,3
Апсолутна влажност	g/kg	12	4
Густина	kg/m ³	1,072	1,134
Спец. енталпија	kJ/kg	80,94	43,54
Масени проток	kg/s	7,04	7,07
Топлотна снага	kW	562,8	306,7

Табела ПЗ.11. Параметри продуката сагоревања на улазу у ССП (ПГ-ММ2, ПГ-ММ3)

Процесни параметри	Јед.	Летњи режим рада	Зимски режим рада
Запремински проток продуката сагоревања (при $\lambda=1,1$ и 1013 mbar, 0 °C)	m ³ /h	1.883,2	2.039,9
Густина (при 1013 mbar, 0 °C)	kg/m ³	1,24	1,24
Масени проток	kg/s	0,65	0,70
Топлотна снага	kW	1.747,6	1.893

Табела ПЗ.12. Параметри мешавине продуката сагоревања и влажног ваздуха на излазу из ССП (ПС-ММ2)

Процесни параметри	Јед.	Летњи режим рада	Зимски режим рада
Температура	°C	187	168
Густина (при 1013 mbar, 0 °C)	kg/m ³	1,236	1,241
Запремински проток (при 1013 mbar, 0 °C)	m ³ /h	13.400	12.900
Спец. топлотни капацитет	kJ/(kg·K)	1,821	1,734
Масени проток	kg/s	4,60	4,45
Топлотна снага	kW	1.566,6	1.295,4

Табела ПЗ.13. Параметри мешавине продуката сагоревања и влажног ваздуха на излазу из ССП (ПС-ММ3)

Процесни параметри	Јед.	Летњи режим рада	Зимски режим рада
Температура	°C	105	100
Густина (при 1013 mbar, 0 °C)	kg/m ³	1,232	1,237
Запремински проток (при 1013 mbar, 0 °C)	m ³ /h	6.560	6.230
Спец. топлотни капацитет	kJ/(kg·K)	1,493	1,473
Масени проток	kg/s	2,24	2,14
Топлотна снага	kW	351,9	315,3

Табела ПЗ.14. Параметри премаза на улазу у ССП (ПРЕ-ММ1)

Процесни параметри	Јед.	Летњи режим рада	Зимски режим рада
Температура	°C	30	30
Спец. топлотни капацитет	kJ/(kg·K)	2,97	2,97
Масени проток	kg/s	0,63	0,758
Топлотна снага	kW	56,1	67,5

Табела ПЗ.15. Параметри предгрејаног ваздуха на излазу из рекуператора топлоте Р2 (ПВ-ММ2)

Процесни параметри	Јед.	Летњи режим рада	Зимски режим рада
Температура	°C	54,8	27,6
Апсолутна влажност	g/kg	12	4
Густина	kg/m ³	1,055	1,156
Спец. енталпија	kJ/kg	86,99	38,03
Масени проток	kg/s	35,18	35,35
Топлотна снага	kW	3.022,7	1.339,1

Табела ПЗ.16. Параметри свежег ваздуха на улазу у рекуператоре топлоте

Процесни параметри	Јед.	Летњи режим рада	Зимски режим рада
Свеж ваздух на улазу у P1 (CB-MM1)			
Температура	°C	32,7	5,1
Апсолутна влажност	g/kg	12	4
Густина	kg/m ³	1,131	1,249
Спец. енталпија	kJ/kg	63,74	15,1
Масени проток	kg/s	19,19	19,42
Топлотна снага	kW	1.208,5	292
Свеж ваздух на улазу у P2 (CB-MM2)			
Температура	°C	32,7	5,1
Апсолутна влажност	g/kg	12	4
Густина	kg/m ³	1,131	1,249
Спец. енталпија	kJ/kg	63,74	15,1
Масени проток	kg/s	35,18	35,35
Топлотна снага	kW	2.215,4	531,6
Свеж ваздух на улазу у P3 (CB-MM3)			
Температура	°C	32,7	5,1
Апсолутна влажност	g/kg	12	4
Густина	kg/m ³	1,131	1,249
Спец. енталпија	kJ/kg	63,74	15,1
Масени проток	kg/s	23,3	23,3
Топлотна снага	kW	1.467,8	350,3

**ПРИЛОГ 4 – РЕЗУЛТАТИ ОДРЕЂИВАЊА КАРАКТЕРА КОНВЕКТИВНИХ
СТРУЈАЊА ВАЗДУХА У ХАЛИ У ЗИМСКОМ РЕЖИМУ РАДА**

Предсушна секција (Пресек 2)

Табела П4.1. Карактер конвективних струјања ваздуха у пресеку 2

Р.бр.		Јединица	Северна страна	Јужна страна	Плафон
1.	Средња температура хаубе, \bar{T}_A	°C	37,9	46,1	55,4
2.	Средња температура ваздуха, \bar{T}_f	°C	31,7	31,3	41,3
3.	Разлика између средње температуре хаубе и околног ваздуха, ΔT	°C	6,2	14,8	14,1
4.	Хидраулички пречник плафона хаубе на дужини од 1 m, D_h	m	-	-	1,67
5.	Средња брзина ваздуха у граничном слоју, v_z	m/s	0,33	0,58	-
6.	Запремински проток ваздуха на горњој ивици хаубе, $q_{v,z}$	l/(s·m)	14,5	47,6	-
7.	Дебљина граничног слоја на горњој ивици хаубе, δ_z	m	0,25	0,27	-
8.	Градијент температуре ваздуха у хали у вертикалном правцу, $\frac{d\theta}{dz}$	°C/m	3,75	3,39	-
9.	Прантлов број на температури ваздуха, Pr_f	-	0,6961	0,6963	-
10.	Прантлов број на температури хаубе, Pr_A	-	0,693	0,6985	-
11.	Количник, $(Pr_f/Pr_A)^{0,25}$	-	1,0011	0,9992	-
12.	Кинематска вискозност, ν_f	m ² /s	$16,48 \cdot 10^{-6}$	$16,44 \cdot 10^{-6}$	-
13.	Коефицијент запреминског ширења ваздуха, β	1/K	0,00328	0,00329	-
14.	Карактеристична дужина, l	m	5	5	-

15.	Коефицијент провођења топлоте за ваздух, λ_f	W/(m·K)	0,02715	0,02712	-
16.	Рејнолдсов број, Re	-	$1,01 \cdot 10^5$	$1,76 \cdot 10^5$	-
17.	Грасхофов број, Gr	-	$9,17 \cdot 10^{10}$	$2,2 \cdot 10^{11}$	-
18.	¹ Критеријум, Gr/Re ²	-	8,92	7,13	-
19.	Производ, (GrPr) _f	-	$6,38 \cdot 10^{10}$	$1,53 \cdot 10^{11}$	-
20.	² Коефицијент C у једначини (17) у случају турбулентног струјања	-	0,15	0,15	-
21.	² Коефицијент n у једначини (17) у случају турбулентног струјања	-	0,33	0,33	-
22.	Средња вредност Нуселтовог броја, \bar{Nu}	-	552,3	736,3	-
23.	Коефицијент прелажења топлоте, $\bar{\alpha}$	W/(m ² ·K)	3,00	3,99	3,96
24.	Топлотни флуks који се преда на ваздух конвекцијом, Φ	W/m	92,8	295	278,4
25.	Укупан топлотни флуks који се преда на ваздух конвекцијом, Φ_{uk}	W/m	666,2		
26.	Укупан запремински проток ваздуха са вертикалних страна хаубе, $q_{v,uk}$	l/(s·m)	62,1		
27.	Позиција виртуелног извора топлоте, z_0	m	0,56		
28.	Средњи градијент температуре ваздуха у вертикалном правцу, $\frac{d\bar{\theta}}{dz}$	°C/m	3,57		
29.	Брзина конвективне струје у оси симетрије, v_{os}	m/s	0,57		
30.	Температура конвективне струје у оси симетрије у односу на околни ваздух, $\Delta\theta$	°C	13,1		

31.	Равнотежна висина конвективне струје, z_t	m	1,58
32.	Максимална висина конвективне струје, z_{\max}	m	2,31
33.	Запремински проток конвективне струје на висини $z_{\max} \cdot q_{z,\max}$	l/(s·m)	422,3

¹Напомена: Због одсуства података о брзини ваздуха далеко од извора топлоте у непоремећеном струјном току, вредности Re броја су добијене коришћењем средње брзине ваздуха у граничном слоју. Због природе струјања ваздуха у хали брзине ваздуха у непоремећеном струјном току су свакако ниже од вредности у граничном слоју па је критеријум $Gr / Re^2 \gg 1$ задовољен, односно може се занемарити утицај инерцијалних сила на струјање ваздуха што значи да се размена топлоте одвија природном конвекцијом.

²Напомена: Емпиријски коефицијенти за случај природне конвекције уз вертикалну површ при турбулентном режиму струјања $(GrPr)_f > 1 \cdot 10^9$ [97]

Глет цилиндар (Пресек 3)

Табела П4.2. Карактер конвективних струјања ваздуха у пресеку 3

Р.бр.		Јединица	Северна страна	Јужна страна	Плафон
1.	Средња температура хаубе, \bar{T}_A	°C	54,4	67,1	67,7
2.	Средња температура ваздуха, \bar{T}_f	°C	37,9	41,9	53,9
3.	Разлика између средње температуре хаубе и околног ваздуха, ΔT	°C	16,5	25,2	13,8
4.	Хидраулички пречник плафона хаубе на дужини од 1 m, D_h	m	-	-	1,74
5.	Средња брзина ваздуха у граничном слоју, v_z	m/s	0,6	0,84	-
6.	Запремински проток ваздуха на горњој ивици хаубе, $q_{v,z}$	l/(s·m)	29,44	90,68	-

7.	Дебљина граничног слоја на горњој ивици хаубе, δ_z	m	0,30	0,34	-
8.	Градијент температуре ваздуха у хали у вертикалном правцу, $\frac{d\theta}{dz}$	°C/m	3,74	3,11	-
9.	Прантлов број на температури ваздуха, Pr_f	-	0,693	0,691	-
10.	Прантлов број на температури хаубе, Pr_A	-	0,6884	0,6925	-
11.	Количник, $(Pr_f/Pr_A)^{0,25}$	-	1,00166	0,9994	-
12.	Кинематска вискозност, ν_f	m ² /s	$17,07 \cdot 10^{-6}$	$17,44 \cdot 10^{-6}$	-
13.	Коефицијент запреминског ширења ваздуха, β	1/K	0,00321	0,00317	-
14.	Карактеристична дужина, l	m	7,5	7,5	-
15.	Коефицијент провођења топлоте за ваздух, λ_f	W/(m·K)	0,02772	0,02808	-
16.	Рејнолдсов број, Re	-	$2,64 \cdot 10^5$	$3,61 \cdot 10^5$	-
17.	Грасхофов број, Gr	-	$7,51 \cdot 10^{11}$	$1,09 \cdot 10^{12}$	-
18.	Критеријум, Gr/Re^2	-	10,80	8,35	-
19.	Производ, $(GrPr)_f$	-	$5,2 \cdot 10^{11}$	$7,5 \cdot 10^{11}$	-
20.	Средња вредност Нуселтовог броја, \bar{Nu}	-	1.104,6	1.243,7	-
21.	Коефицијент прелажења топлоте, $\bar{\alpha}$	W/(m ² ·K)	4,08	4,66	3,94
22.	Топлотни флуks који се преда на ваздух конвекцијом, Φ	W/m	503,4	878	358,6
23.	Укупан топлотни флуks који се преда на ваздух конвекцијом, Φ_{uk}	W/m	1.740		
24.	Укупан запремински проток ваздуха са вертикалних страна хаубе, $q_{v,uk}$	l/(s·m)	120,1		

25.	Позиција виртуелног извора топлоте, z_0	m	0,79
26.	Средњи градијент температуре ваздуха у вертикалном правцу, $\frac{d\bar{\theta}}{dz}$	°C/m	3,43
27.	Брзина конвективне струје у оси симетрије, v_{os}	m/s	0,79
28.	Температура конвективне струје у оси симетрије у односу на околни ваздух, $\Delta\theta$	°C	17,7
29.	Равнотежна висина конвективне струје, z_t	m	2,22
30.	Максимална висина конвективне струје, z_{max}	m	3,23
31.	Запремински проток конвективне струје на висини z_{max} , $q_{z,max}$	l/(s·m)	820,1

Накнадна сушна секција (Пресек 4)

Табела П4.3. Карактер конвективних струјања ваздуха у пресеку 4

Р.бр.		Јединица	Северна страна	Јужна страна	Плафон
1.	Средња температура хаубе, \bar{T}_A	°C	39,8	45,5	55,2
2.	Средња температура ваздуха, \bar{T}_f	°C	29,4	34,4	38,8
3.	Разлика између средње температуре хаубе и околног ваздуха, ΔT	°C	10,4	11,1	16,4
4.	Хидраулички пречник плафона хаубе на дужини од 1 m, D_h	m	-	-	1,67
5.	Средња брзина ваздуха у граничном слоју, v_z	m/s	0,43	0,51	-

6.	Запремински проток ваздуха на горњој ивици хаубе, $q_{v,z}$	l/(s·m)	32,7	45,9	-
7.	Дебљина граничног слоја на горњој ивици хаубе, δ_z	m	0,30	0,27	-
8.	Градијент температуре ваздуха у хали у вертикалном правцу, $\frac{d\theta}{dz}$	°C/m	4,72	3,75	-
9.	Прантлов број на температури ваздуха, Pr_f	-	0,6973	0,6948	-
10.	Прантлов број на температури хаубе, Pr_A	-	0,6921	0,6892	-
11.	Количник, $(Pr_f/Pr_A)^{0,25}$	-	1,00187	1,00202	-
12.	Кинематска вискозност, ν_f	m ² /s	$16,26 \cdot 10^{-6}$	$16,73 \cdot 10^{-6}$	-
13.	Коефицијент запреминског ширења ваздуха, β	1/K	0,00331	0,00325	-
14.	Карактеристична дужина, l	m	5	5	-
15.	Коефицијент провођења топлоте за ваздух, λ_f	W/(m·K)	0,02695	0,02739	-
16.	Рејнолдсов број, Re	-	$1,34 \cdot 10^5$	$1,53 \cdot 10^5$	-
17.	Грасхофов број, Gr	-	$1,59 \cdot 10^{11}$	$1,58 \cdot 10^{11}$	-
18.	Критеријум, Gr/Re^2	-	8,92	6,81	-
19.	Производ, $(GrPr)_f$	-	$1,11 \cdot 10^{11}$	$1,10 \cdot 10^{11}$	-
20.	Средња вредност Нуселтовог броја, \bar{Nu}	-	663,4	662	-
21.	Коефицијент прелажења топлоте, $\bar{\alpha}$	W/(m ² ·K)	3,58	3,63	4,17
22.	Топлотни флуks који се преда на ваздух конвекцијом, Φ	W/m	185,5	201,7	341,9
23.	Укупан топлотни флуks који се преда на ваздух конвекцијом, Φ_{uk}	W/m	729,2		

24.	Укупан запремински проток ваздуха са вертикалних страна хаубе, $q_{v,uk}$	$l/(s \cdot m)$	78,6
25.	Позиција виртуелног извора топлоте, z_0	m	0,69
26.	Средњи градијент температуре ваздуха у вертикалном правцу, $\frac{d\bar{\theta}}{dz}$	$^{\circ}C/m$	4,24
27.	Брзина конвективне струје у оси симетрије, v_{os}	m/s	0,59
28.	Температура конвективне струје у оси симетрије у односу на околни ваздух, $\Delta\theta$	$^{\circ}C$	11,3
29.	Равнотежна висина конвективне струје, z_t	m	1,50
30.	Максимална висина конвективне струје, z_{max}	m	2,18
31.	Запремински проток конвективне струје на висини $z_{max} \cdot q_{z,max}$	$l/(s \cdot m)$	411,7

Секција за сушење премаза (Пресек 5)

Табела П4.4. Карактер конвективних струјања ваздуха изнад првог ваздушнoг сушача

Р.бр.		Јединица	Северна страна	Јужна страна
1.	Средња температура плашта сушача, \bar{T}_A	°C	81,6	83,9
2.	³ Средња температура ваздуха, \bar{T}_f	°C	40,3	36,9
3.	Разлика између средње температуре плашта сушача и околног ваздуха, ΔT	°C	41,3	47
4.	Средња брзина ваздуха у граничном слоју, v_z	m/s	0,59	0,62
5.	Запремински проток ваздуха на горњој ивици сушача, $q_{v,z}$	l/(s·m)	24,9	25,1
6.	Дебљина граничног слоја на горњој ивици сушача, δ_z	m	0,11	0,11
7.	³ Градијент температуре ваздуха у вертикалном правцу, $\frac{d\theta}{dz}$	°C/m	5,46	4,62
8.	³ Прантлов број на температури ваздуха, Pr_f	-	0,6918	0,6935
9.	Прантлов број на температури плашта сушача, Pr_A	-	0,6971	0,6978
10.	Количник, $(Pr_f/Pr_A)^{0,25}$	-	0,9981	0,99845
11.	³ Кинематска вискозност, ν_f	m ² /s	$17,29 \cdot 10^{-6}$	$16,97 \cdot 10^{-6}$
12.	³ Коефицијент запреминског ширења ваздуха, β	1/K	0,003191	0,003227
13.	Карактеристична дужина, l	m	1,75	1,75
14.	³ Коефицијент провођења топлоте за ваздух, λ_f	W/(m·K)	0,02793	0,02762
15.	Рејнолдсов број, Re	-	$5,98 \cdot 10^4$	$6,37 \cdot 10^4$

16.	Грасхофов број, Gr	-	$2,32 \cdot 10^{10}$	$2,77 \cdot 10^{10}$
17.	Критеријум, Gr/Re^2	-	6,48	6,82
18.	Производ, $(GrPr)_f$	-	$1,60 \cdot 10^{10}$	$1,92 \cdot 10^{10}$
19.	Средња вредност Нуселтовог броја, \bar{Nu}	-	349	370,6
20.	Коефицијент прелажења топлоте, $\bar{\alpha}$	W/(m ² ·K)	5,57	5,85
21.	Топлотни флуks који се преда на ваздух конвекцијом, Φ	W/m	402,3	481,1
22.	⁴ Укупан топлотни флуks који се преда на ваздух конвекцијом, Φ_{uk}	W/m	1.413,4	
23.	Укупан запремински проток ваздуха са вертикалних страна хаубе, $q_{v,uk}$	l/(s·m)	50	
24.	Позиција виртуелног извора топлоте, z_0	m	0,35	
25.	Средњи градијент температуре ваздуха у вертикалном правцу, $\frac{d\bar{\theta}}{dz}$	°C/m	5,04	
26.	Брзина конвективне струје у оси симетрије, v_{os}	m/s	0,73	
27.	Температура конвективне струје у оси симетрије у односу на околни ваздух, $\Delta\theta$	°C	34,5	
28.	Равнотежна висина конвективне струје, z_t	m	1,71	
29.	Максимална висина конвективне струје, z_{max}	m	2,49	
30.	Запремински проток конвективне струје на висини z_{max} , $q_{z,max}$	l/(s·m)	587,9	

³Напомена: Измерена средња температура ваздуха у непоремећеној струји у секцији 5 и термо-физичке особине ваздуха у овој секцији важе за све сушаче

⁴Напомена: Укупан топлотни флуks са ваздушног сушача израчунат је тако што је вредностима топлотног флуksа са бочних страна сушача додата њихова осредњена

вредност увећана за 20 % како би се узео у обзир ефекат размене топлоте са плафона и чеоних страна сушача.

Табела П4.5. Карактер конвективних струјања ваздуха изнад другог ваздушног сушача

Р.бр.		Јединица	Северна страна	Јужна страна
1.	Средња температура плашта сушача, \bar{T}_A	°C	177,8	188,2
2.	Разлика између средње температуре плашта сушача и околног ваздуха, ΔT	°C	137,5	151,3
3.	Средња брзина ваздуха у граничном слоју, v_z	m/s	1,05	1,11
4.	Запремински проток ваздуха на горњој ивици сушача, $q_{v,z}$	l/(s·m)	37,9	40,8
5.	Дебљина граничног слоја на горњој ивици сушача, δ_z	m	0,1	0,1
6.	Прантлов број на температури плашта сушача, Pr_A	-	0,698	0,698
7.	Количник, $(Pr_f/Pr_A)^{0,25}$	-	0,9978	0,9984
8.	Карактеристична дужина, l	m	1,75	1,75
9.	Рејнолдсов број, Re	-	$1,06 \cdot 10^5$	$1,15 \cdot 10^5$
10.	Грасхофов број, Gr	-	$7,72 \cdot 10^{10}$	$8,91 \cdot 10^{10}$
11.	Критеријум, Gr/Re^2	-	6,87	6,77
12.	Производ, $(GrPr)_f$	-	$5,34 \cdot 10^{10}$	$6,18 \cdot 10^{10}$
13.	Средња вредност Нуселтовог броја, \bar{Nu}	-	519	545
14.	Коефицијент прелажења топлоте, $\bar{\alpha}$	W/(m ² ·K)	8,28	8,60
15.	Топлотни флукс који се преда на ваздух конвекцијом, Φ	W/m	1.993,2	2.277,1

16.	Укупан топлотни флуks који се преда на ваздух конвекцијом, Φ_{uk}	W/m	6.832,5
17.	Укупан запремински проток ваздуха са вертикалних страна хаубе, $q_{v,uk}$	l/(s·m)	78,7
18.	Позиција виртуелног извора топлоте, z_0	m	0,33
19.	Средњи градијент температуре ваздуха у вертикалном правцу, $\frac{d\bar{\theta}}{dz}$	°C/m	5,04
20.	Брзина конвективне струје у оси симетрије, v_{os}	m/s	1,23
21.	Температура конвективне струје у оси симетрије у односу на околни ваздух, $\Delta\theta$	°C	106
22.	Равнотежна висина конвективне струје, z_t	m	2,87
23.	Максимална висина конвективне струје, z_{max}	m	4,18
24.	Запремински проток конвективне струје на висини z_{max} , $q_{z,max}$	l/(s·m)	1.690

Табела П4.6. Карактер конвективних струјања ваздуха изнад трећег ваздушног сушача

Р.бр.		Јединица	Северна страна	Јужна страна
1.	Средња температура плашта сушача, \bar{T}_A	°C	134,3	82,8
2.	Разлика између средње температуре плашта сушача и околног ваздуха, ΔT	°C	94	45,9
3.	Средња брзина ваздуха у граничном слоју, v_z	m/s	0,87	0,62

4.	Запремински проток ваздуха на горњој ивици сушача, $q_{v,z}$	$l/(s \cdot m)$	31,8	25
5.	Дебљина граничног слоја на горњој ивици сушача, δ_z	m	0,1	0,11
6.	Прантлов број на температури плашта сушача, Pr_A	-	0,6996	0,6975
7.	Количник, $(Pr_f / Pr_A)^{0,25}$	-	0,9972	0,9986
8.	Карактеристична дужина, l	m	1,75	1,75
9.	Рејнолдсов број, Re	-	$8,80 \cdot 10^4$	$6,36 \cdot 10^4$
10.	Грасхофов број, Gr	-	$3,65 \cdot 10^{10}$	$1,88 \cdot 10^{10}$
11.	Критеријум, Gr/Re^2	-	6,82	6,69
12.	Производ, $(GrPr)_f$	-	$3,65 \cdot 10^{10}$	$1,88 \cdot 10^{10}$
13.	Средња вредност Нуселтовог броја, \bar{Nu}	-	457,5	367,8
14.	Коефицијент прелажења топлоте, $\bar{\alpha}$	$W/(m^2 \cdot K)$	7,30	5,80
15.	Топлотни флуks који се преда на ваздух конвекцијом, Φ	W/m	1.200,7	466,3
16.	Укупан топлотни флуks који се преда на ваздух конвекцијом, Φ_{uk}	W/m	2.667,1	
17.	Укупан запремински проток ваздуха са вертикалних страна хаубе, $q_{v,uk}$	$l/(s \cdot m)$	56,8	
18.	Позиција виртуелног извора топлоте, z_0	m	0,32	
19.	Средњи градијент температуре ваздуха у вертикалном правцу, $\frac{d\bar{\theta}}{dz}$	$^{\circ}C/m$	5,04	
20.	Брзина конвективне струје у оси симетрије, v_{os}	m/s	0,91	
21.	Температура конвективне струје у оси симетрије у односу на околни ваздух, $\Delta\theta$	$^{\circ}C$	57,3	

22.	Равнотежна висина конвективне струје, z_t	m	2,11
23.	Максимална висина конвективне струје, z_{\max}	m	3,07
24.	Запремински проток конвективне струје на висини z_{\max} , $q_{z,\max}$	l/(s·m)	899,7

Табела П4.7. Карактер конвективних струјања ваздуха изнад четвртог ваздушнoг сушача

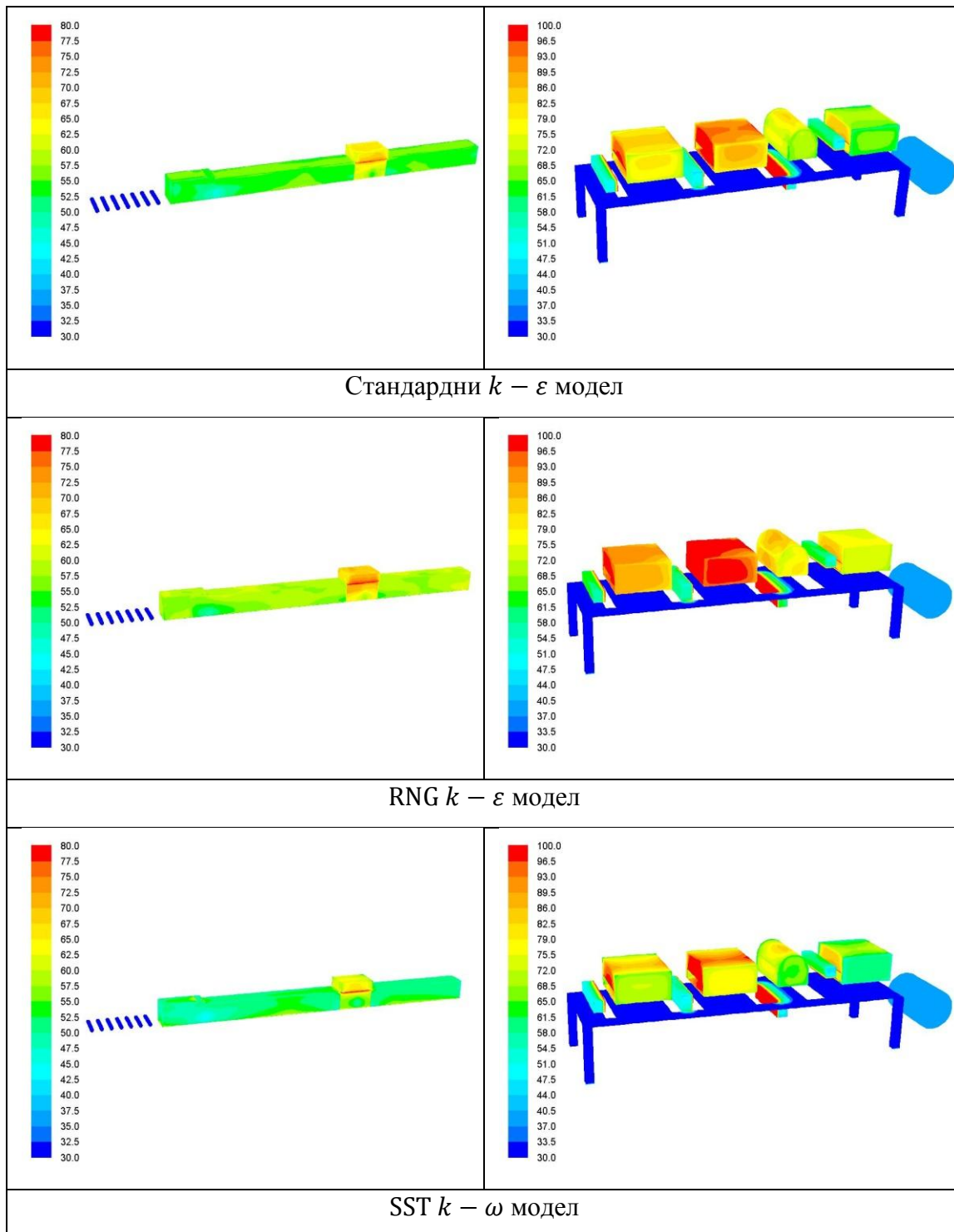
Р.бр.		Јединица	Северна страна	Јужна страна
1.	Средња температура плашта сушача, \bar{T}_A	°C	55,2	57,5
2.	Разлика између средње температуре плашта сушача и околног ваздуха, ΔT	°C	14,9	20,6
3.	Средња брзина ваздуха у граничном слоју, v_z	m/s	0,39	0,42
4.	Запремински проток ваздуха на горњој ивици сушача, $q_{v,z}$	l/(s·m)	18,5	18,2
5.	Дебљина граничног слоја на горњој ивици сушача, δ_z	m	0,12	0,12
6.	Прантлов број на температури плашта сушача, Pr_A	-	0,6886	0,6894
7.	Количник, $(Pr_f / Pr_A)^{0,25}$	-	1,0012	1,0015
8.	Карактеристична дужина, l	m	1,75	1,75
9.	Рејнолдсов број, Re	-	$3,92 \cdot 10^4$	$4,33 \cdot 10^4$
10.	Грасхофов број, Gr	-	$8,34 \cdot 10^9$	$1,2 \cdot 10^{10}$
11.	Критеријум, Gr/Re^2	-	5,44	6,47
12.	Производ, $(GrPr)_f$	-	$5,77 \cdot 10^9$	$8,42 \cdot 10^9$
13.	Средња вредност Нуселтовог броја, \bar{Nu}	-	249,9	283,2

14.	Коефицијент прелажења топлоте, $\bar{\alpha}$	W/(m ² ·K)	3,99	4,47
15.	Топлотни флуks који се преда на ваздух конвекцијом, Φ	W/m	103,8	161,1
16.	Укупан топлотни флуks који се преда на ваздух конвекцијом, Φ_{uk}	W/m	423,8	
17.	Укупан запремински проток ваздуха са вертикалних страна хаубе, $q_{v,uk}$	l/(s·m)	36,7	
18.	Позиција виртуелног извора топлоте, z_0	m	0,38	
19.	Средњи градијент температуре ваздуха у вертикалном правцу, $\frac{d\bar{\theta}}{dz}$	°C/m	5,04	
20.	Брзина конвективне струје у оси симетрије, v_{os}	m/s	0,49	
21.	Температура конвективне струје у оси симетрије у односу на околни ваздух, $\Delta\theta$	°C	14,1	
22.	Равнотежна висина конвективне струје, z_t	m	1,15	
23.	Максимална висина конвективне струје, z_{max}	m	1,67	
24.	Запремински проток конвективне струје на висини z_{max} , $q_{z,max}$	l/(s·m)	262,3	

ПРИЛОГ 5 – РЕЗУЛТАТИ НУМЕРИЧКИХ СИМУЛАЦИЈА

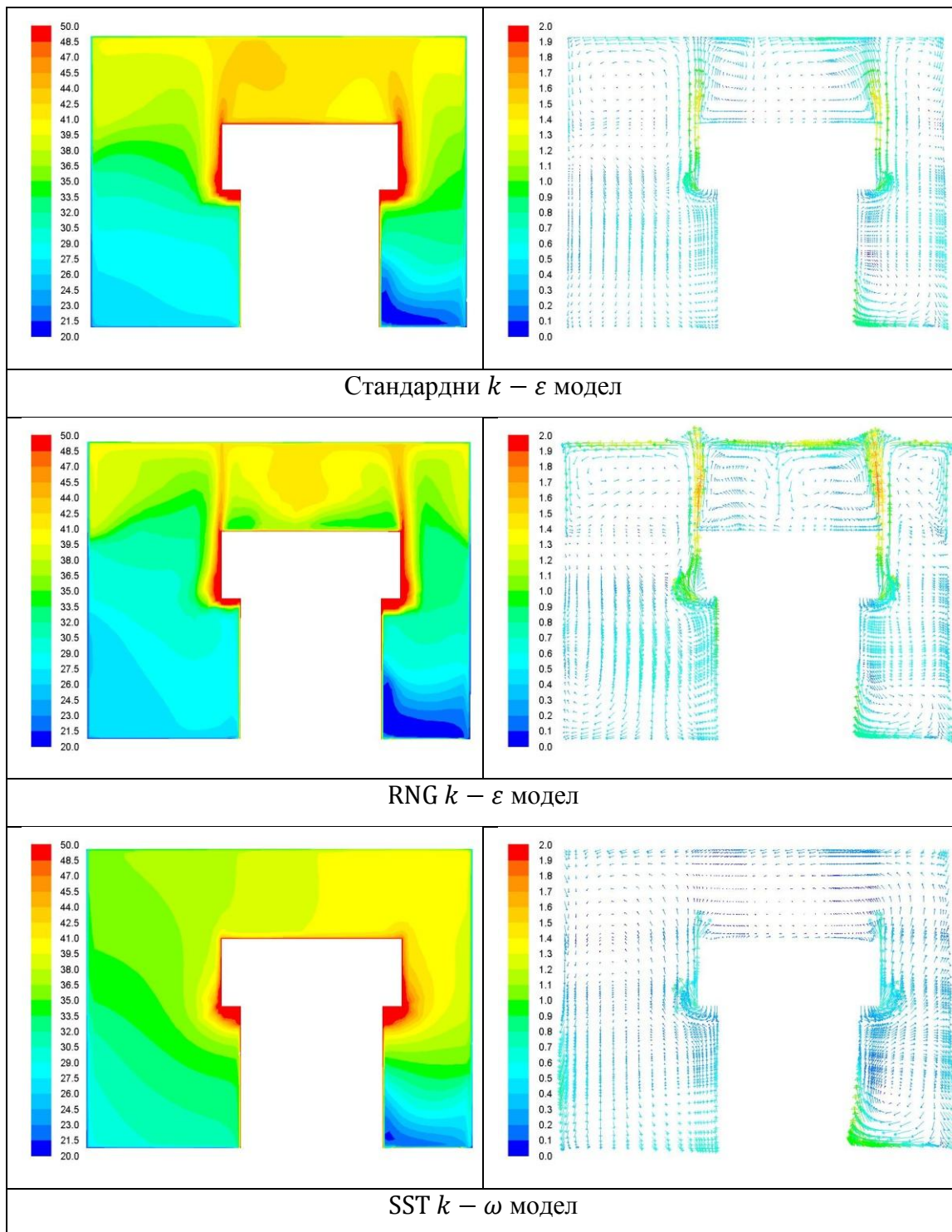
Поређење резултата добијених применом различитих модела турбуленције

Табела П5.1. Температуре ХСС и сушача у ССП



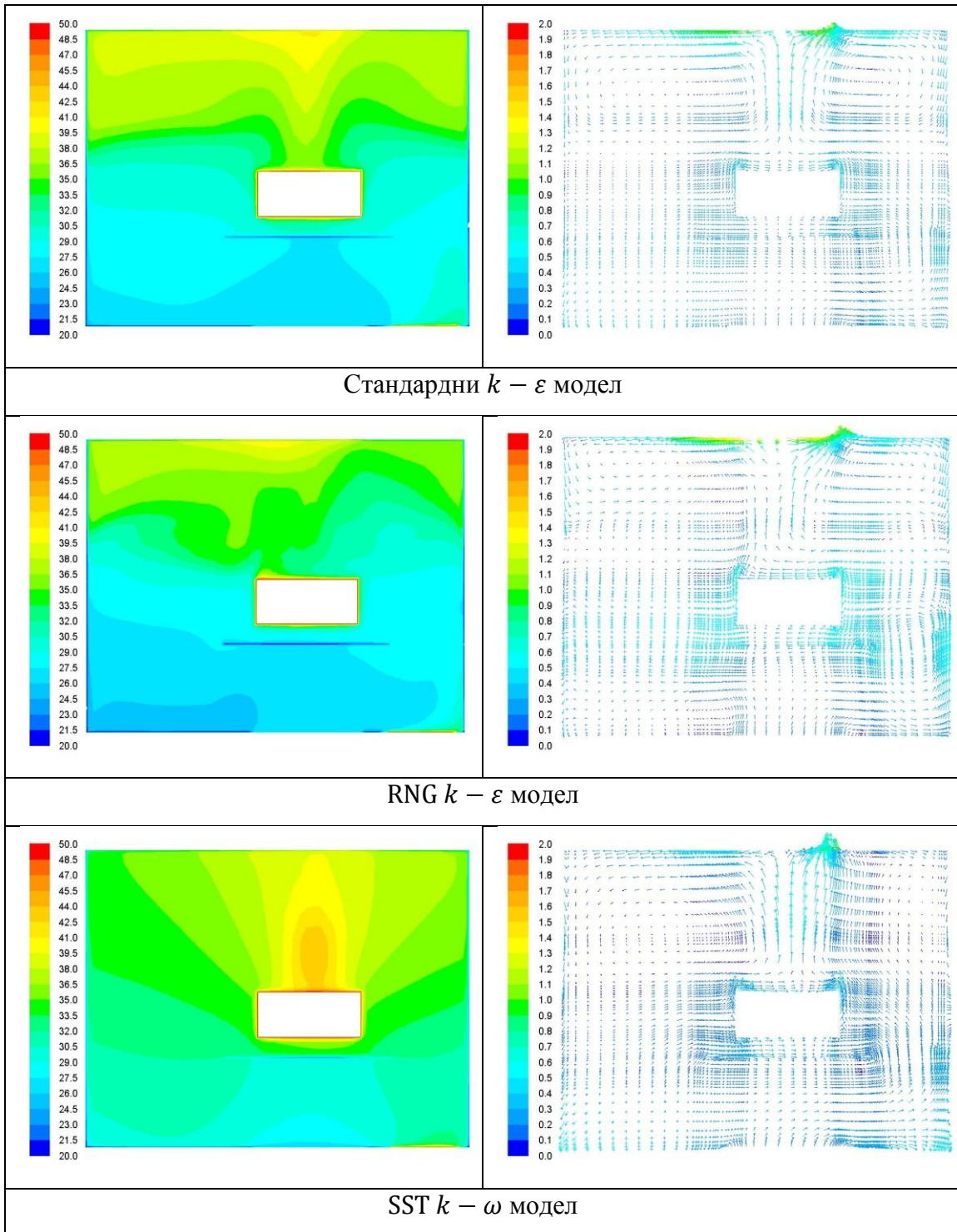
Напомена: Температуре су изражене у [°C]

Табела П5.2. Температуре и брзине ваздуха у пресеку 3 (глет цилиндар)



Напомена: Температуре су изражене у [°C] а брзине у [m/s]

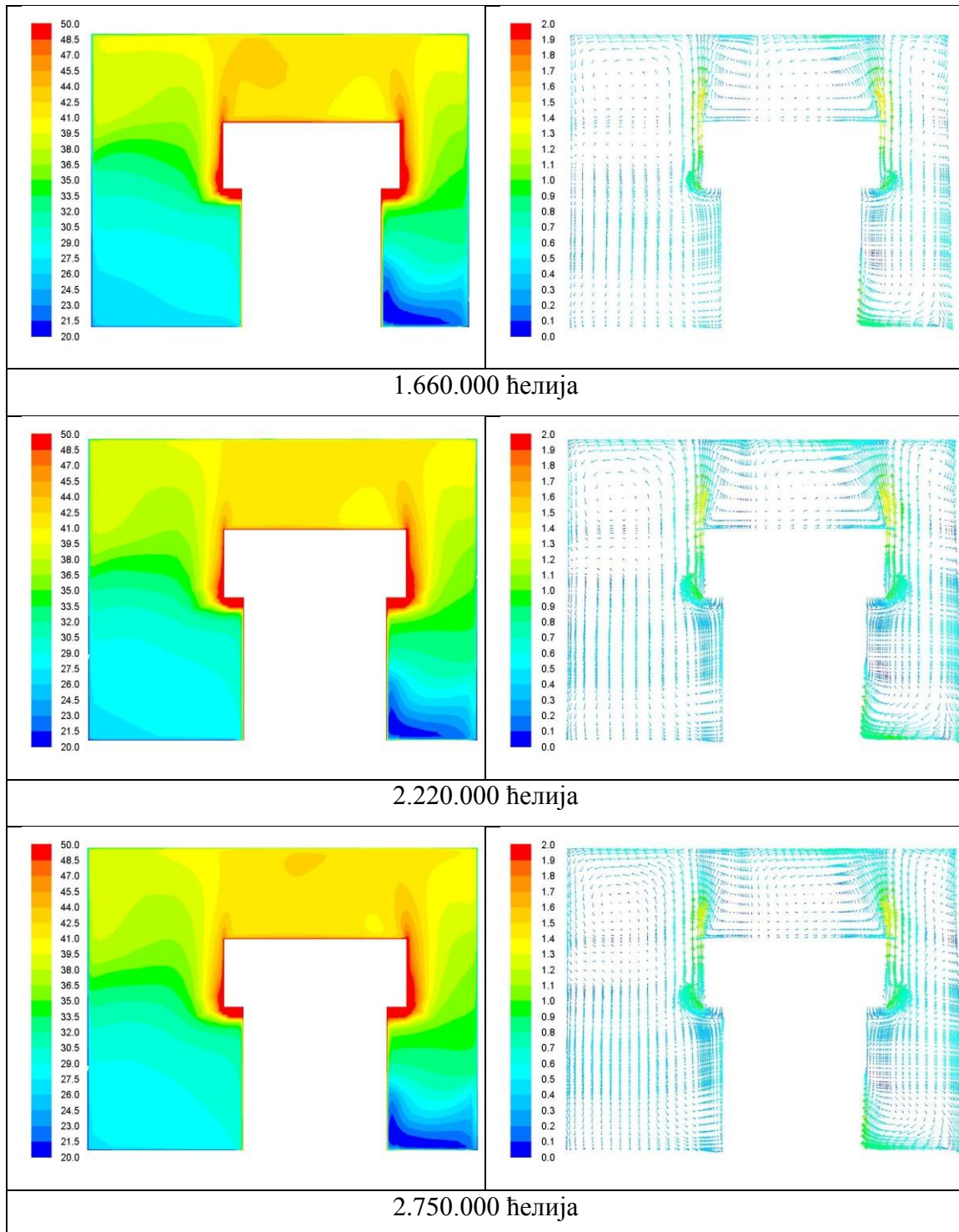
Табела П5.3. Температуре и брзине ваздуха у пресеку 5 (ССП)



Напомена: Температуре су изражене у [°C] а брзине у [m/s]

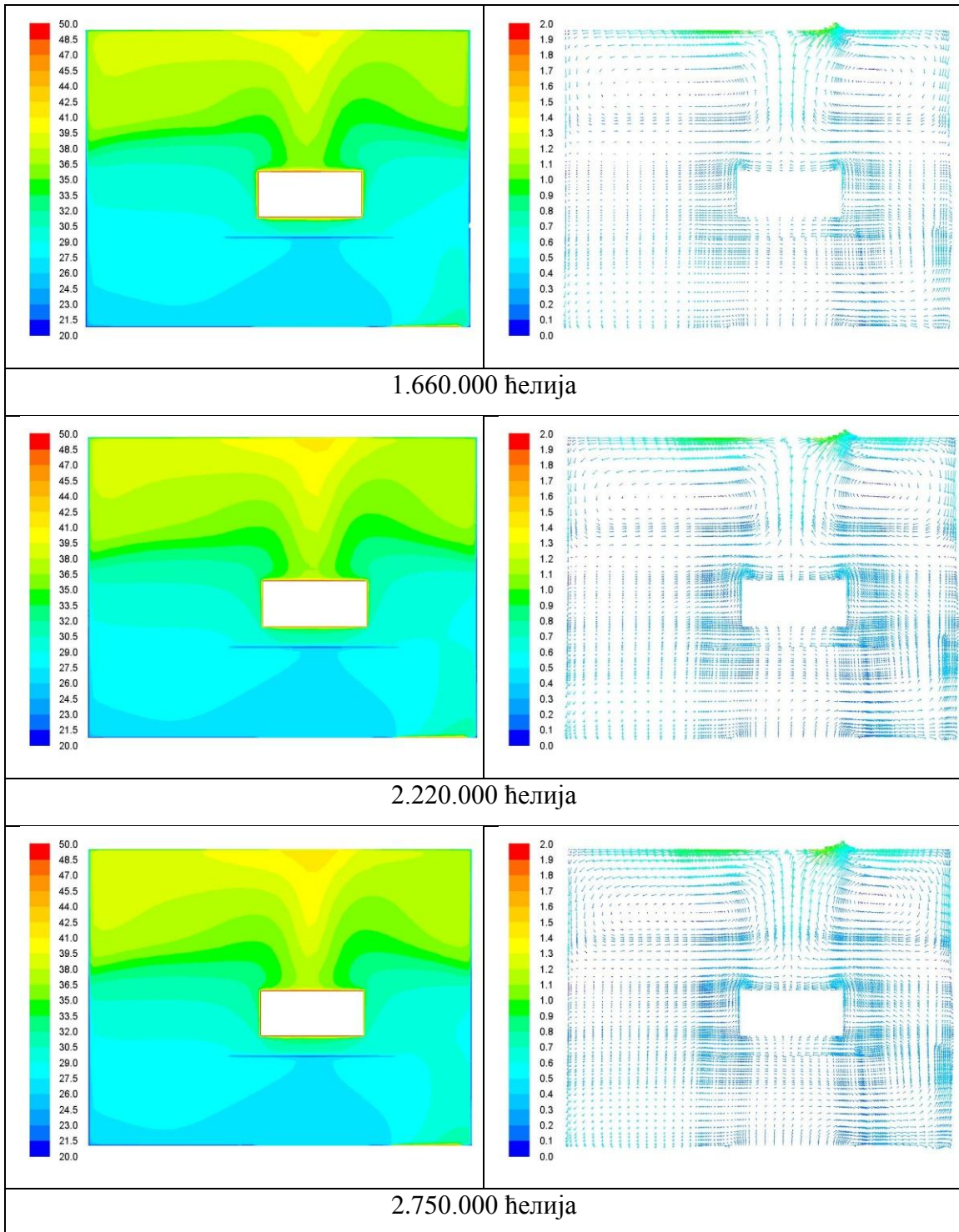
Поређење резултата добијених применом различите резолуције мреже за дискретизацију струјног простора

Табела П5.4. Температуре и брзине ваздуха у пресеку 3 (глет цилиндар)



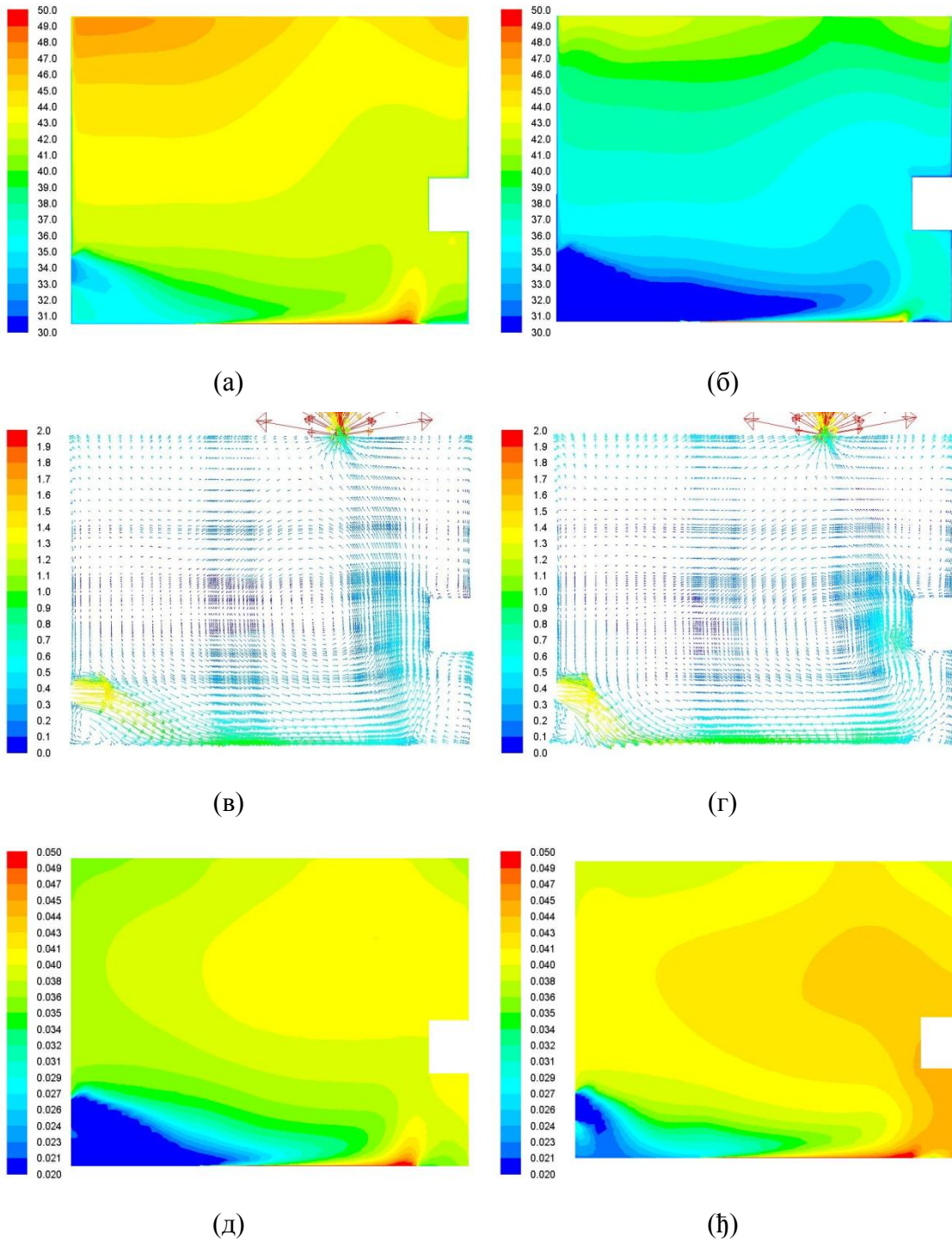
Напомена: Температуре су изражене у [°C] а брзине у [m/s]

Табела П5.5. Температуре и брзине ваздуха у пресеку 5 (ССП)

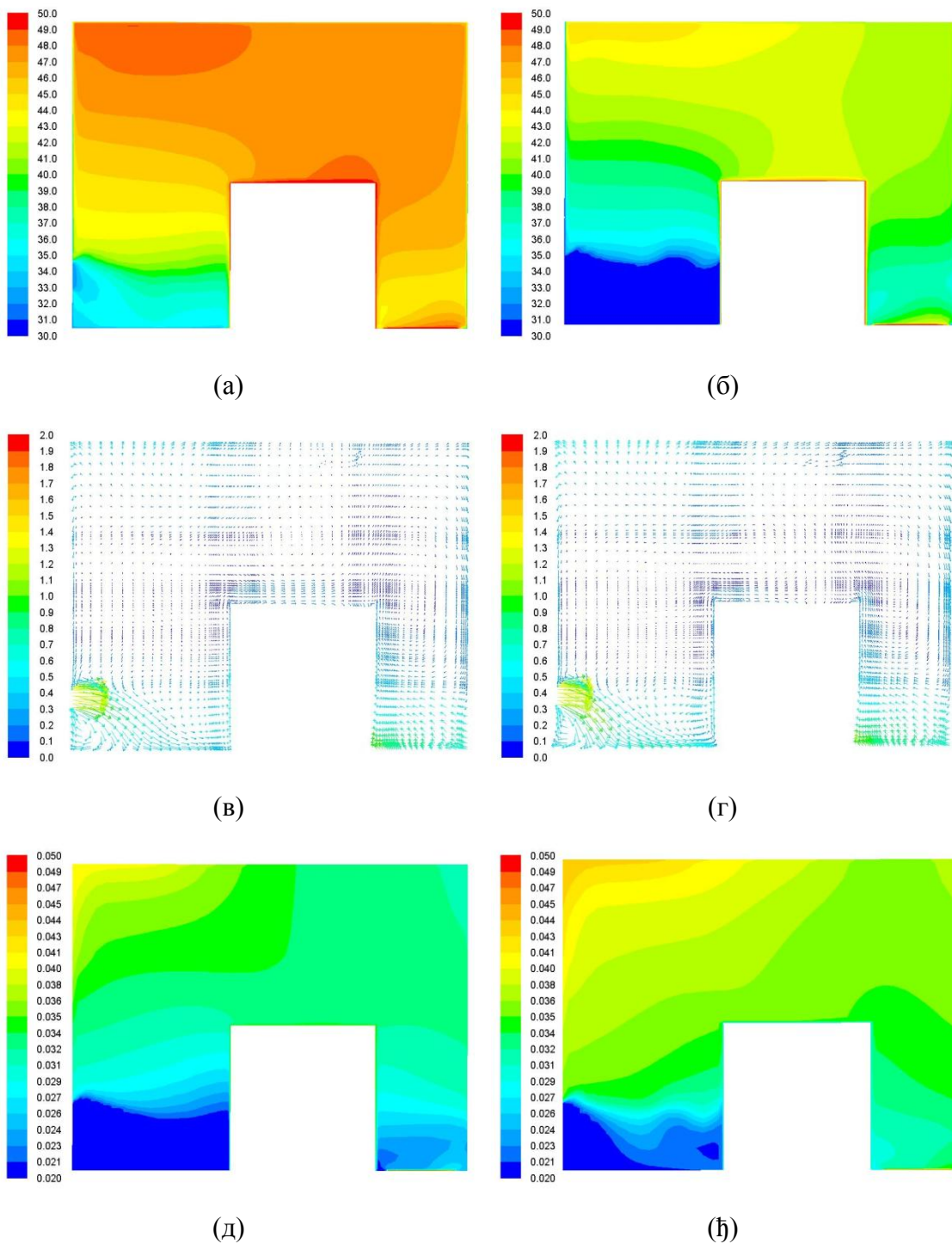


Напомена: Температуре су изражене у [°C] а брзине у [m/s]

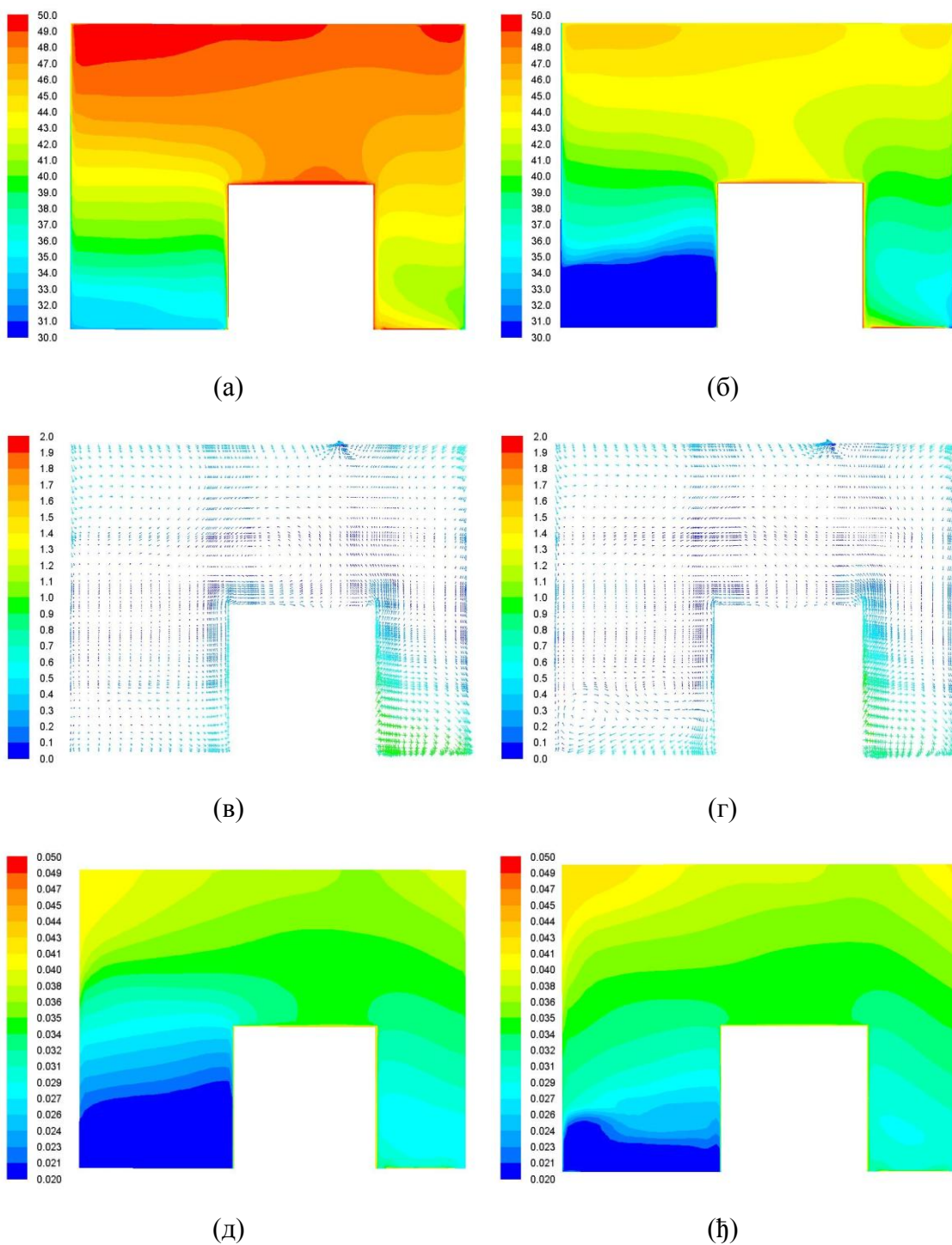
Резултати нумеричких симулација у карактеристичним пресецима у производној хали



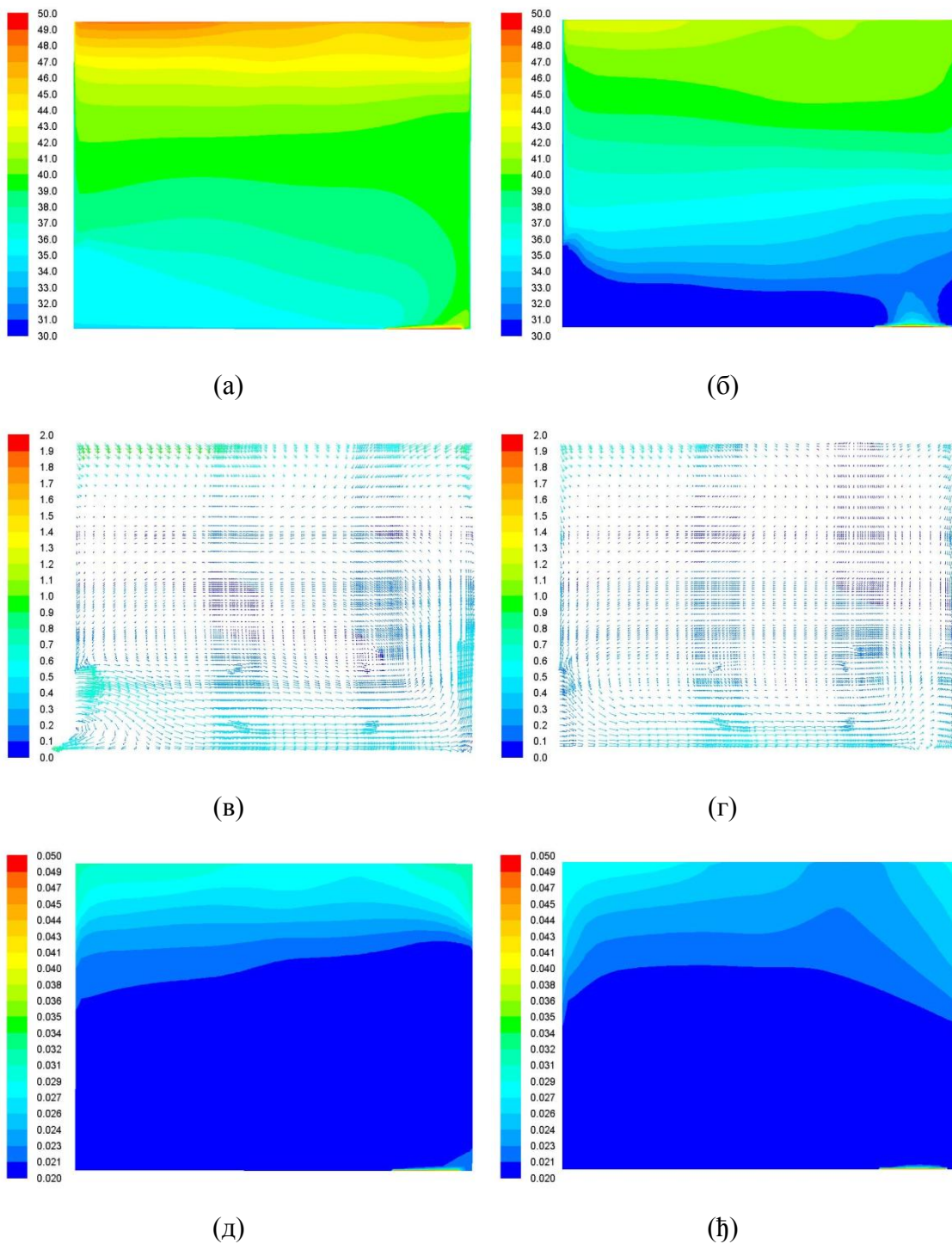
Слика П5.1. Резултати симулација у пресеку 1 (секција формера): (а) температура летњи режим (у °С), (б) температура зимски режим, (в) брзина летњи режим (у m/s), (г) брзина зимски режим, (д) апсолутна влажност летњи режим (у kgH₂O/kg), (ђ) апсолутна влажност зимски режим



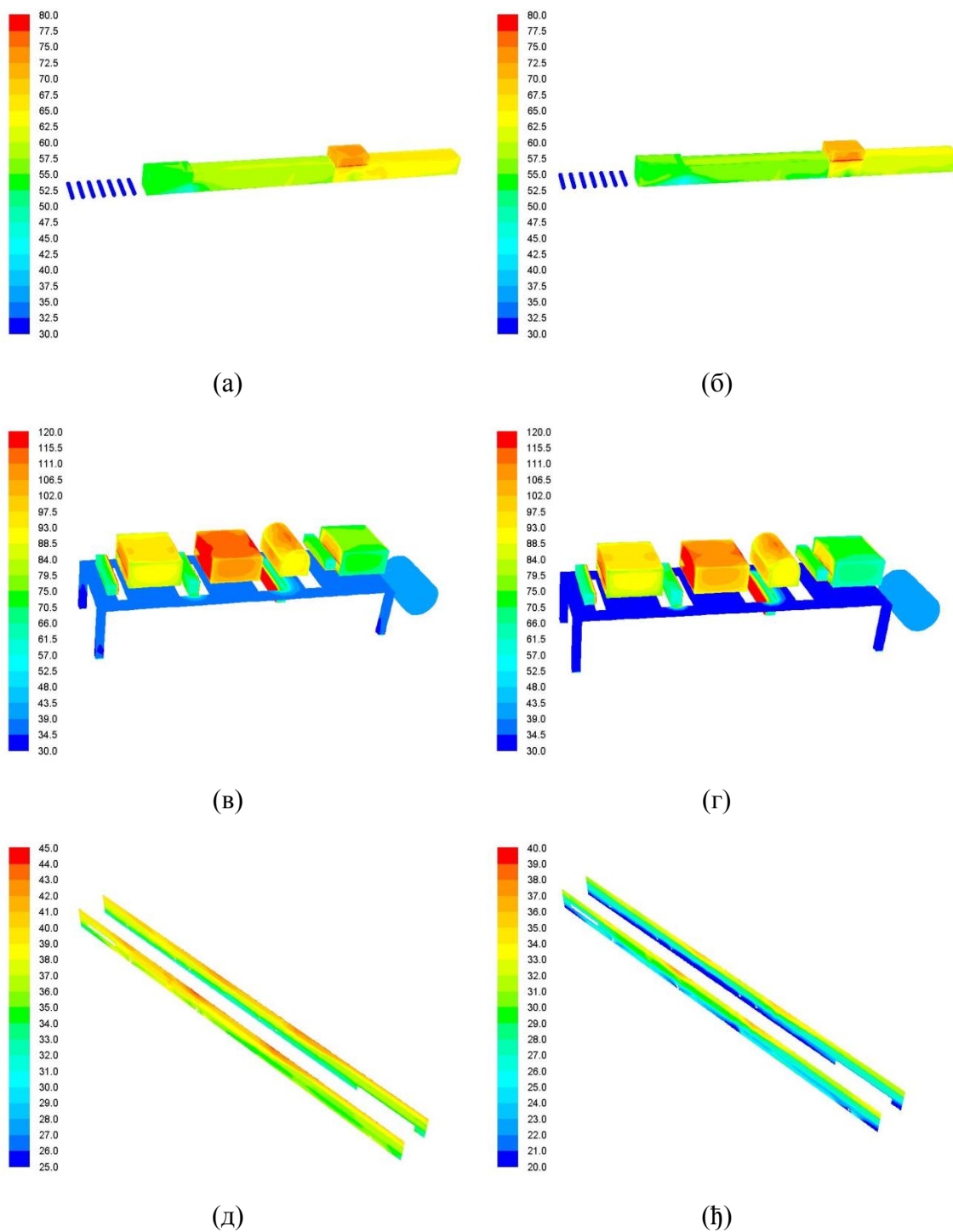
Слика П5.2. Резултати симулација у пресеку 2 (предсушна секција): (а) температура летњи режим (у °С), (б) температура зимски режим, (в) брзина летњи режим (у m/s), (г) брзина зимски режим, (д) апсолутна влажност летњи режим (у kgH₂O/kg), (ђ) апсолутна влажност зимски режим



Слика П5.3. Резултати симулација у пресеку 4 (накнадна сушна секција): (а) температура летњи режим (у °C), (б) температура зимски режим, (в) брзина летњи режим (у m/s), (г) брзина зимски режим, (д) апсолутна влажност летњи режим (у kgH₂O/kg), (h) апсолутна влажност зимски режим



Слика П5.4. Резултати симулација у пресеку б (секција за намотавање): (а) температура летњи режим (y °C), (б) температура зимски режим, (в) брзина летњи режим (y m/s), (г) брзина зимски режим, (д) апсолутна влажност летњи режим (y kgH₂O/kg), (ђ) апсолутна влажност зимски режим



Слика П5.5. Температуре чврстих поврсти у °C: (а) ХСС летњи режим, (б) ХСС зимски режим, (в) ССП летњи режим, (г) ССП зимски режим, (д) бочни зидови хале летњи режим, (ђ) бочни зидови хале зимски режим

БИОГРАФИЈА АУТОРА

Никола Д. Танасић рођен је 9.11.1982. године у Београду. Након завршене основне школе и 3. београдске гимназије уписује се на Машински факултет, Универзитета у Београду (БУ-МФ) 2001. године. На истом факултету дипломирао је на одсеку за термотехнику 2006. године са просечном оценом 8,44 и темом дипломског рада „Идејни пројекат вреловодног котла за сагоревање гасовитог горива снаге 116 MW“. Исте године уписује докторске студије на БУ-МФ на Катедри за процесну технику у оквиру међународног студијског програма „Sustainable Energy and Environment in the Western Balkans“ који је организован у сарадњи са Норвешким Универзитетом за Науку и Технологију - НТНУ у Трондхајму (Norwegian University of Science and Technology - NTNU, Trondheim, Norway). У оквиру студијског програма боравио је у Норвешкој у периоду септембар 2008. - фебруар 2009. где се стручно усавршавао на Департману за енергетско и процесно инжењерство на НТНУ. Докторску дисертацију под називом „Оптимизација система за коришћење отпадне топлоте из папир машине у производној хали фабрике картона“ пријавио је 23.11.2010. године.

Од 2007. године ради као истраживач-приправник на Катедри за процесну технику на БУ-МФ, а у 2013. години је биран у звање истраживач-сарадник.

Аутор је преко 20 научних радова од којих један рад у категорији М21, три рада у категорији М23 и шест радова у категорији М33. Радови су цитирани укупно осам пута. Учествовао је на више од 20 пројеката на пословима израде планске и техничке документације, елбората и студија енергетске ефикасности као и на пословима спровођења енергетских прегледа и мерења у индустријским предузећима. Тренутно је ангажован као истраживач-сарадник на два пројекта из програма технолошког развоја које финансира Министарство просвете, науке и технолошког развоја Републике Србије и учествује у одржавању наставе на Катедри за процесну технику на БУ-МФ.

Положио је стручни испит из области машинства 2010. године и стручни испит из области енергетске ефикасности у зградарству 2012. године. Служио је војску у цивилној служби у ЈКП „Београдски водовод и канализација“.

Прилог 1.

Изјава о ауторству

Потписани: Никола Д. Танасић

број индекса: Д2/2006

Изјављујем

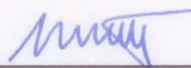
да је докторска дисертација под насловом

**ОПТИМИЗАЦИЈА СИСТЕМА ЗА КОРИШЋЕЊЕ ОТПАДНЕ ТОПЛОТЕ ИЗ
ПАПИР МАШИНЕ У ПРОИЗВОДНОЈ ХАЛИ ФАБРИКЕ КАРТОНА**

- резултат сопственог истраживачког рада,
- да предложена дисертација у целини ни у деловима није била предложена за добијање било које дипломе према студијским програмима других високошколских установа,
- да су резултати коректно наведени и
- да нисам кршио ауторска права и користио интелектуалну својину других лица.

Потпис докторанда

У Београду, 26.02.2014.



Прилог 2.

Изјава о истоветности штампане и електронске верзије докторског рада

Име и презиме аутора: Никола Д. Танасић

Број индекса: Д2/2006

Студијски програм: „Sustainable Energy and Environment in the Western Balkans“ у оквиру Катедре за процесну технику на Машинском факултету Универзитета у Београду

Наслов рада: Оптимизација система за коришћење отпадне топлоте из папир машине у производној хали фабрике картона

Ментор: проф. др Мирослав Станојевић, дипл.маш.инж., редовни професор, Универзитет у Београду, Машински факултет

Потписани: Никола Д. Танасић

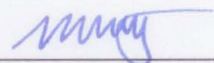
Изјављујем да је штампана верзија мог докторског рада истоветна електронској верзији коју сам предао за објављивање на порталу **Дигиталног репозиторијума Универзитета у Београду**.

Дозвољавам да се објаве моји лични подаци везани за добијање академског звања доктора наука, као што су име и презиме, година и место рођења и датум одбране рада.

Ови лични подаци могу се објавити на мрежним страницама дигиталне библиотеке, у електронском каталогу и у публикацијама Универзитета у Београду.

Потпис докторанда

У Београду, 26.02.2014.



Прилог 3.

Изјава о коришћењу

Овлашћујем Универзитетску библиотеку „Светозар Марковић“ да у Дигитални репозиторијум Универзитета у Београду унесе моју докторску дисертацију под насловом:

Оптимизација система за коришћење отпадне топлоте из папир машине у производној хали фабрике картона

која је моје ауторско дело.

Дисертацију са свим прилозима предао сам у електронском формату погодном за трајно архивирање.

Моју докторску дисертацију похрањену у Дигитални репозиторијум Универзитета у Београду могу да користе сви који поштују одредбе садржане у одабраном типу лиценце Креативне заједнице (Creative Commons) за коју сам се одлучио.

1. Ауторство

2. Ауторство - некомерцијално

3. Ауторство – некомерцијално – без прераде

4. Ауторство – некомерцијално – делити под истим условима

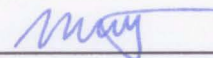
5. Ауторство – без прераде

6. Ауторство – делити под истим условима

(Молимо да заокружите само једну од шест понуђених лиценци, кратак опис лиценци дат је на полеђини листа).

Потпис докторанда

У Београду, 26.02.2014.



1. Ауторство - Дозвољавање умножавања, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, и прераде, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце, чак и у комерцијалне сврхе. Ово је најслободнија од свих лиценци.

2. Ауторство – некомерцијално. Дозвољавање умножавања, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, и прераде, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце. Ова лиценца не дозвољава комерцијалну употребу дела.

3. Ауторство - некомерцијално – без прераде. Дозвољавање умножавања, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, без промена, преобликовања или употребе дела у свом делу, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце. Ова лиценца не дозвољава комерцијалну употребу дела. У односу на све остале лиценце, овом лиценцом се ограничава највећи обим права коришћења дела.

4. Ауторство - некомерцијално – делити под истим условима. Дозвољавање умножавања, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, и прераде, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце и ако се прерада дистрибуира под истом или сличном лиценцом. Ова лиценца не дозвољава комерцијалну употребу дела и прерада.

5. Ауторство – без прераде. Дозвољавање умножавања, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, без промена, преобликовања или употребе дела у свом делу, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце. Ова лиценца дозвољава комерцијалну употребу дела.

6. Ауторство - делити под истим условима. Дозвољавање умножавања, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, и прераде, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце и ако се прерада дистрибуира под истом или сличном лиценцом. Ова лиценца дозвољава комерцијалну употребу дела и прерада. Слична је софтверским лиценцама, односно лиценцама отвореног кода.