



УНИВЕРЗИТЕТ У КРАГУЈЕВЦУ  
ФАКУЛТЕТ ЗА МАШИНСТВО И ГРАЂЕВИНАРСТВО У  
КРАЉЕВУ

Ђорђе А. Новчић

**МУЛТИФУНКЦИОНАЛНОСТ  
КЕРАМИЧКИХ И МЕТАЛНИХ ДОДАТАКА У  
КОТЛОВИМА НА БИОМАСУ**

докторска дисертација

Краљево, 2025



UNIVERSITY OF KRAGUJEVAC  
FACULTY OF MECHANICAL AND CIVIL ENGINEERING IN  
KRALJEVO

Đorđe A. Novčić

# **MULTIFUNCTIONALITY OF CERAMIC AND METALLIC INSERTS IN BIOMASS BOILERS**

Doctoral Dissertation

Kraljevo, 2025

## ИДЕНТИФИКАЦИОНА СТРАНИЦА

<b>Аутор</b>
Име и презиме: Ђорђе А. Новчић
Датум и место рођења: 04.12.1991. године у Краљеву, Република Србија
Садашње запослење: Виши стручни сарадник, Факултет за машинство и грађевинарство у Краљеву Универзитета у Крагујевцу
<b>Докторска дисертација</b>
Наслов: Мултифункционалност керамичких и металних додатака у котловима на биомасу
Број страница: 219
Број слика: 75
Број библиографских података: 201
Установа и место где је рад израђен: Факултет за машинство и грађевинарство у Краљеву Универзитета у Крагујевцу
Научна област (УДК): Машинско инжењерство, Топлотна техника и заштита животне средине - 621.181:662.63]:504.6
<b>Ментор:</b> др Раде Карамарковић, ванредни професор, Факултет за машинство и грађевинарство у Краљеву Универзитета у Крагујевцу
Број и датум одлуке Већа универзитета о прихватању теме докторске дисертације: IV-04-232/5 од 19.04.2023.

## РЕЗИМЕ

Дисертација даје преглед, експериментално и софтверски испитује и математички описује додатне конструктивне елементе котлова на биомасу. Акцент је на керамичким уметцима и жичаним турбулаторима. Ово су вишенаменски елементи са заједничким функцијама побољшања трансфера топлоте и смањења емисија загађујућих материја. Примарна функција керамичких елемената је омогућавање што потпунијег сагоревања биомасе, док турбулатори побољшавају прелаз топлоте са димног гаса на котловску воду. Техничка решења и њихов утицај на сагоревања, трансфер топлоте и емисије су експериментално испитивани. Експерименти су омогућили валидацију модела, израђених помоћу CFD софтвера, који су коришћени за испитивање читаве лепезе конструкција и добијање једначина којима се описују употреба испитиваних елемената. Једначине имају употребну вредност при пројектовању котлова а могу их користити и други истраживачи. Примена керамичких додатака испитивана је у ложиштима гасификационих котлова, у II степену сагоревања, у ком сагорева гориви гас настао гасификацијом дрвета у I степену. Дају се конкретне смернице везане за облик, величину и положај керамичких елемената у ложиштима и њихов утицај на трансфер топлоте. За разлику од керамичких елемената, чији су ограничавајући фактори за примену маса и постојаност, код турбулатора је то пад притиска. Зато се њихова примена увек оптимира стављајући са једне стране на тас повећање прелаза топлоте и чишћење запрљаних конвективних површина, а са друге пад притиска. Оптималан опсег уградње испитиваних жичаних турбулатора је за  $Re$  бројеве између 2500-3500 и брзине димних гасова на улазу у цеви у опсегу од 1.35-1.8 m/s. У краћим цевима турбулатори смањују ефекат ротације струјања, док додавање конусне опруге на њиховом слободном крају побољшава трансфер топлоте.

**КЉУЧНЕ РЕЧИ:** гасификациони котлови, биомаса, ватростална керамика, турбулатори, CFD моделирање, сагоревање

## ABSTRACT

The dissertation provides an overview, experimentally and computationally investigates and mathematically describes additional structural elements of biomass boilers. The emphasis is placed on ceramic inserts and wire coil turbulators. These are multifunctional elements with shared functions of enhancing heat transfer and reducing pollutant emissions. The primary function of the ceramic elements is to enable more complete biomass combustion, while the turbulators improve convective heat transfer from the flue gas to the boiler water. The technical solutions and their influence on combustion, heat transfer and emissions were experimentally investigated. The experiments allowed the validation of models, developed using CFD software, which were used to investigate the whole range of designs and to derive equations describing the use of the tested elements. The equations are useful for boiler design and can also be employed by other researchers. The use of ceramic inserts was investigated in the fireboxes of gasification boilers, in the second stage of combustion, where the fuel gas generated from wood gasification in the first stage is burned. Specific guidelines are given regarding the shape, size and positioning of ceramic elements in the fireboxes and their influence on heat transfer. Unlike ceramic elements, whose limiting factors for application are mass and durability, for turbulators the limiting factor is the pressure drop. Hence, their application is always optimized by weighing, on one side, the increase in convective heat transfer and the cleaning of fouled convective surfaces, and on the other side, the pressure drop. The optimal range for the implementation of wire coil turbulators is for the  $Re$  numbers between 2500-3500 and for flue gas velocities at the inlet of the pipe in the range between 1.35-1.8  $m/s$ . In short tubes wire coil turbulators reduce the effect of the rotation of the core flow, while the addition of conical spring at the free end increase heat transfer.

**KEY WORDS:** gasification boilers, biomass, refractory ceramics, turbulators, CFD modeling, combustion

## САДРЖАЈ

<b>1</b>	<b>УВОД .....</b>	<b>1</b>
<b>2</b>	<b>БИОМАСА КАО ОБНОВЉИВИ ИЗВОР ЕНЕРГИЈЕ: КОРИШЋЕЊЕ, ПРЕДНОСТИ И НЕДОСТАЦИ .....</b>	<b>5</b>
2.1	ДРВНА БИОМАСА .....	14
2.2	ПОТЕНЦИЈАЛИ БИОМАСЕ У РЕПУБЛИЦИ СРБИЈИ .....	20
2.3	УЧЕШЋЕ ОБНОВЉИВИХ ИЗВОРА ЕНЕРГИЈЕ У ФИНАЛНОЈ ПОТРОШЊИ ЕНЕРГИЈЕ НА ГЛОБАЛНОМ НИВОУ .....	22
2.3.1	Учешће обновљивих извора енергије у производњи електричне енергије на глобалном нивоу .....	23
2.3.2	Учешће обновљивих извора енергије у производњи електричне енергије у Републици Србији .....	24
<b>3</b>	<b>ПРЕГЛЕД КОНСТРУКЦИЈА, НУМЕРИЧКА И ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ИСПИТИВАЊА ГАСИФИКАЦИОНИХ ТОПЛОВОДНИХ КОТЛОВА МАЛИХ ТЕРМИЧКИХ СНАГА НА ЧВРСТУ БИОМАСУ ..</b>	<b>25</b>
3.1	ПОСТОЈЕЋА КОНСТРУКЦИЈА ГАСИФИКАЦИОНОГ КОТЛА НА ДРВА ТЕРМИЧКЕ СНАГЕ 28 kW .....	29
3.1.1	CFD модел предложене конструкције гасификационог котла на дрва термичке снаге 25 kW .....	31
3.1.1.1	Опис геометрије предложене конструкције гасификационог котла .....	32
3.1.1.2	Подаци о мрежи .....	34

3.1.1.3	Испитно гориво .....	36
3.1.1.4	Гранични услови .....	37
3.1.1.5	Предложена конструкција канала за увођење предгрејаног примарног и секундарног ваздуха у гасификациону и комору за сагоревање .....	39
3.1.1.6	Резултати CFD симулација .....	40
3.2	ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ИСПИТИВАЊА ГАСИФИКАЦИОНЕ КОМОРЕ КОТЛА НА ДРВА ТЕРМИЧКЕ СНАГЕ 18 kW .....	44
3.2.1	Испитно гориво .....	45
3.2.2	Мерене величине и поступак мерења .....	46
3.2.3	Резултати .....	50
<b>4</b>	<b>КОРИШЋЕЊЕ ВАТРОСТАЛНИХ ЕЛЕМЕНАТА У КОТЛОВИМА НА БИОМАСУ .....</b>	<b>55</b>
4.1	CFD МОДЕЛИРАЊЕ ПРЕДЛОЖЕНЕ КОНСТРУКЦИЈЕ КОМОРЕ ЗА САГОРЕВАЊЕ ГАСИФИКАЦИОНОГ КОТЛА НА ДРВА СА ВАТРОСТАЛНОМ КЕРАМИКОМ .....	65
4.1.1	Опис геометрије предложене конструкције коморе за сагоревање гасификационог котла на дрва са ватросталном керамиком .....	66
4.1.2	Подаци о мрежи .....	68
4.1.3	Гранични услови .....	68
4.1.4	Резултати CFD симулације .....	80
4.1.5	Валидација CFD модела .....	82
4.2	ПРЕДЛОГ НОВОГ ТЕХНИЧКОГ РЕШЕЊА .....	84

4.2.1	Анализа утицаја дужине ватросталне керамике и анализа положаја убацног отвора горивог гаса на трансфер топлоте са димног гаса на котловску воду .....	85
4.2.1.1	Резултати CFD симулација .....	86
4.2.2	Анализа утицаја положаја убацног отвора горивог гаса на трансфер топлоте са димног гаса на котловску воду без употребе ватросталне керамике .....	90
4.2.2.1	Резултати CFD симулација .....	90
4.2.3	Анализа утицаја угла под којим је постављена ватростална керамика на трансфер топлоте са димног гаса на котловску воду .....	93
4.2.3.1	Резултати CFD симулација .....	94
4.2.4	Анализа утицаја растојања ватросталне керамике од зидова коморе за сагоревање и анализа положаја убацног отвора горивог гаса на трансфер топлоте са димног гаса на котловску воду .....	97
4.2.4.1	Резултати CFD симулација .....	99
4.2.5	Анализа утицаја ватросталне керамике у облику „кутије“ на трансфер топлоте са димног гаса на котловску воду .....	101
4.2.5.1	Резултати CFD симулација .....	103
4.2.6	Анализа утицаја састава гаса и предгрејаног ваздуха на трансфер топлоте са димног гаса на котловску воду за оптималну варијанту $p_1l_3$ .....	106
4.2.6.1	Резултати CFD симулација .....	107
<b>5</b>	<b>КОРИШЋЕЊЕ ТУРБУЛАТОРА У КОТЛОВИМА НА БИОМАСУ .....</b>	<b>111</b>
5.1	ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ИСПИТИВАЊА ГАСИФИКАЦИОНОГ КОТЛА НА ДРВА ТЕРМИЧКЕ СНАГЕ 18 kW .....	121

5.2	CFD МОДЕЛ ЗА ИСПИТИВАЊЕ ТУРБУЛАТОРА .....	125
5.3	МЕТОДА ЂЕЛИЈСКОГ МОДЕЛИРАЊА .....	128
5.4	ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ВАЛИДАЦИЈА CFD МОДЕЛА ТУРБУЛАТОРА .....	130
5.5	ПРОЦЕНА УЧИНКА .....	131
5.6	РЕЗУЛТАТИ CFD СИМУЛАЦИЈА .....	133
<b>6</b>	<b>ЗАКЉУЧАК И ПРАВЦИ ДАЉИХ ИСТРАЖИВАЊА .....</b>	<b>145</b>
	<b>ЛИТЕРАТУРА .....</b>	<b>149</b>
	<b>ПРИЛОЗИ .....</b>	<b>166</b>
	<b>Биографија аутора .....</b>	<b>221</b>

## 1 УВОД

Енергетска стратегија Републике Србије, као и актуелна енергетска криза [1], представљају снажан подстицај за интензивније коришћење и истраживање обновљивих извора енергије. Континуирани раст потрошње енергије поставља озбиљне изазове у погледу глобалне одрживости енергетских ресурса. Ови изазови све више усмеравају пажњу стручне јавности на потребу стварања предуслова за одрживи развој и дугорочно очување животне средине, како на глобалном нивоу, тако и у Републици Србији. Међу обновљивим изворима енергије у Републици Србији доминира чврста биомаса [2]. И поред чињенице да се дрво користи као огревни материјал од самих почетака људске цивилизације, и даље постоји значајан простор за техничка унапређења у процесима његовог сагоревања [3]. Упркос томе што је дрво обновљив извор енергије, његовим сагоревањем емитују се велике количине загађујућих материја у атмосферу [4-8]. О значају и обиму ових емисија најбоље сведоче повећане концентрације различитих полутаната (угљен-моноксид, прашкасте материје, оксиди азота и непотпуно оксидисана органска једињења) у урбаним срединама са већом концентрацијом индивидуалних ложишта у многим градовима Републике Србије [9]. У докторској дисертацији разматрана је биомаса као један од кључних обновљивих извора енергије, са посебним освртом на њену примену, предности и ограничења. Дрвна биомаса, као најзаступљенији облик овог енергетског ресурса, анализирана је детаљније кроз опис њених карактеристика, начина употребе и могућности искоришћења. Анализирани су потенцијали биомасе у Републици Србији, односно количине и ресурси који би могли да се искористе за енергетске сврхе. Потом је представљен преглед учешћа обновљивих извора енергије у финалној потрошњи енергије на глобалном нивоу, као и њихова улога у производњи електричне енергије, са упоредним приказом глобалних трендова и стања у Републици Србији.

Топловодни гасификациони котлови на чврсту биомасу (дрва) топлотне снаге испод 50 kW предмет су рада докторске дисертације. Ограничење у термичкој снази односи се на експериментална испитивања, а аналитички резултати су опште применљиви. У раду је дат преглед конструкција гасификационих топоводних котлова малих термичких снага (до 50 kW) на чврсту биомасу. Анализирана је постојећа конструкција гасификационог котла на дрва термичке снаге 28 kW, као и CFD модел предложене конструкције котла термичке снаге 25 kW. Поред тога, приказана су и експериментална испитивања гасификационог котла на дрва термичке снаге 18 kW. Суштину докторске дисертације представља одговор на питање како додатним конструктивним мерама истовремено побољшати трансфер топлоте, остварити што потпуније сагоревање, спречити

настајање и снизити емисију загађујућих материја из котлова на чврсту биомасу? Ради уштеде материјала и смањења емисије из ових котлова примењују се следеће мере:

- Примарне мере [10], које обухватају техничка решења усмерена ка постизању потпуног сагоревања и спречавању емисије прашкастих материја конструктивним елементима унутар самог котла. Ове мере су најделотворније када истовремено смањују емисије загађујућих материја и побољшавају трансфер топлоте, што доводи до смањења утрошка материјала и укупне цене котла. У дисертацији је посебна пажња посвећена што ефикаснијој употреби керамичких (ватросталних) и металних додатака (турбулатора) у котловима на чврсту биомасу. Поменути додаци у котловима имају вишеструке улоге. Керамички додаци [11] примењују се при вишестепеном сагоревању са циљем обезбеђивања довољно активационе енергије за ендотермне и егзотермне реакције. Поред примарне функције, керамички додаци омогућавају смањење површина за размену топлоте зрачењем, а тиме материјал и финалну цену котла. Турбулатори, као друга врста додатака, анализирани су у дисертацији са фокусом на повећање турбуленције, односно коефицијента прелаза топлоте у конвективном делу котла [12], као и на чишћење наслага са размењивачких површина (честица, чађи, кондензованог тера).
- Секундарне мере [13,14], које подразумевају уградњу уређаја за контролу емисије продуката сагоревања (циклони, филтри, скрубери итд.) са циљем њиховог смањења на законом прописане вредности. У струјном ланцу димног гаса, ове мере се примењују низводно од котла и економски су веома неповољне. Како је рад ограничен на котлове мале термичке снаге, акценат је стављен на примарне мере које су атрактивније и економски исплативије од секундарних.

Наиме, у раду су предложена конкретна конструктивна решења у котловима на чврсту биомасу која ће довести до смањења емисија загађујућих материја уз истовремено побољшање трансфера топлоте. Поменута решења огледају се у додавању ватросталних керамичких елемената и турбулатора. Осим што морају да задовоље и најстроже анексе о емисији загађујућих материја стандарда SRPS EN 303-5 [15], мултифункционални додаци имају улогу и да унапреде трансфер топлоте са димног гаса на котловску воду.

Савремена истраживања у овој области [16-18] теже да смање емисије гасовитих загађујућих једињења, пре свега при отпочињању са радом и током налагања (додавању горива) у гасификационим котловима. Отприлике 90% гасовитих једињења се емитује у овим релативно кратким периодима рада. Са друге стране, прашкасте материје се емитују приближно равномерно током рада и циљ је смањити их најпре у стационарном радном режиму, који обухвата више од 95% времена рада. Дакле, циљ додавања керамичких елемената и турбулатора је да се емисије гасовитих загађивача снизе на месту сагоревања горивог гаса а да се против емисије прашкастих материја бори помоћу вишестепених сукцесивних

мера у процесима: гасификације дрвета, сагоревања горивог гаса и размене топлоте између димног гаса и котловске воде.

У наставку дисертације анализирано је коришћење ватросталних елемената у гасификационим котловима на дрва, са посебним освртом на најчешће коришћене облике ватросталних опека. Представљен је CFD модел предложене конструкције коморе за сагоревање гасификационог котла на дрва са ватросталном керамиком. Извршена је серија анализа утицаја различитих параметара на трансфер топлоте са димног гаса на котловску воду, на основу којих дисертација пружа одговоре на следећа питања:

- Да ли постоји оптималан облик ватросталне керамике, положај убацног отвора горивог гаса и димензије зоне за догоревање гасова?
- На који начин положај убацног отвора горивог гаса утиче на трансфер топлоте у ложишту без употребе ватросталне керамике?
- Да ли постоји оптималан угао постављања ватросталне керамике у односу на подужну осу ложишта и на који начин керамички додаци утичу на таложење честица у ложишту?
- Да ли постоји оптимално растојање ватросталне керамике од зидова коморе за сагоревање ради унапређења трансфера топлоте?
- На који начин ватростална керамике у облику „кутије“ утиче на трансфер топлоте?
- На који начин састав гаса и температура предгрејаног ваздуха, при оптималном облику ватросталне керамике, утичу на трансфер топлоте са димног гаса на котловску воду?

У докторској дисертацији је такође анализирано коришћење турбулатора у гасификационим котловима на дрва. Представљен је CFD модел предложених техничких решења турбулатора, чија анализа пружа одговоре на следеће питања:

- При којим вредностима Рејнолдсовог броја у цевима котла је оптимално примењивати турбулаторе облика опруге?
- Колики треба да буду кораци опруге и пречници жице у зависности од пречника цеви у којој су смештени турбулатори? Под цевима се подразумевају димоводне цеви конвективног дела котла.
- Како конусни облик опруге на слободном крају турбулатора утиче на његову ефективност? Ефективност је параметар који истовремено узима у обзир побољшање трансфера топлоте и повећање пада притиска од стране турбулатора.

У изради дисертације полази се од три основна ослоња:

- Први ослонац чине полазне конструкције и на њима идентификовани проблеми гасификационих котлова на чврсту биомасу, произведених од стране компаније „Радијатор инжењеринг д.о.о.“ из Краљева.
- Други ослонац обухвата резултате истраживања бројних научних радова и патената који се односе на смањење емисије и побољшање ефикасности котлова, а који су предмет ове дисертације.

- Трећи ослонац представљају резултати и закључци досадашњих истраживања остварених на Катедри за енергетику и заштиту животне и радне средине.

Проблеми разматрани у дисертацији су специфични по својој природи. Приступ је усмерен од конкретног ка општем: анализирају се конкретни проблеми на котловима на чврсту биомасу, док методе примењене у њиховом решавању, као и предложена конструктивна решења, доводе до формулисања општих и широко применљивих закључака.

У дисертацији су примењене следеће научне методе: анализа, хипотеза, евакуација и експериментална потврда. Предмет истраживања, дефинисање основних појмова, као и обрада експерименталних и рачунских података заснивају се на поштовању фундаменталних научних принципа релевантних за област којој дисертација припада: Закона одржања масе, Закона одржања количине кретања и Закона одржања енергије. Сва мерења и експериментална испитивања и све нумеричке симулације које су у дисертацији урађене заснивају се на поштовању напред наведених научних принципа. Сва експериментална испитивања темеље се на стандардизованим методологијама мерења, чиме се обезбеђује репрезентативност и валидност добијених резултата. Напред наведени принципи и мерења представљају темељ свега реализованог у докторској дисертацији.

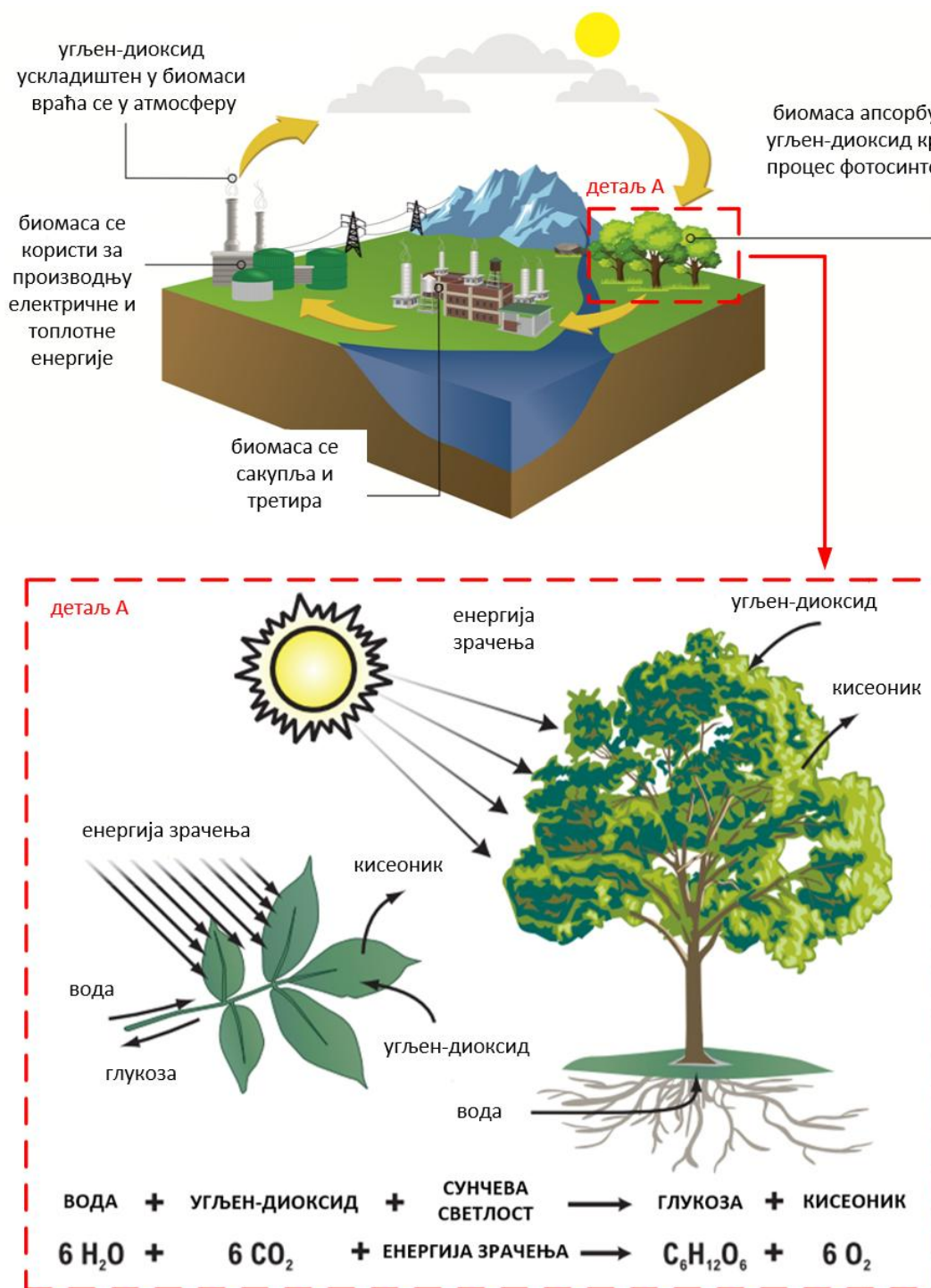
## 2 БИОМАСА КАО ОБНОВЉИВИ ИЗВОР ЕНЕРГИЈЕ: КОРИШЋЕЊЕ, ПРЕДНОСТИ И НЕДОСТАЦИ

У литератури постоји неколико дефиниција биомасе. Појам „биомаса“ је први пут дефинисана, у Закону о енергетској безбедности 1980. године [19], као било која органска материја која је доступна на обновљивој основи, укључујући пољопривредне усеве и пољопривредни отпад и остатке, дрво и дрвни отпад и остатке, животињски отпад, комунални отпад и водене биљке. У општем смислу, биомаса представља широку лепезу материјала који се користе као сировине и гориво, и који потичу од донедавно живих организама [3]. На основу [20], биомаса је органска материја која се може претворити у енергију. Према Члану 4. Закона о коришћењу обновљивих извора енергије [21], биомаса се дефинише као биоразградиви део производа, отпада и остатака биолошког порекла из пољопривреде (укључујући биљне и животињске материје), шумарства и повезаних индустрија, као и биоразградиви део индустријског и комуналног отпада у складу са прописима којима се уређује управљање отпадом.

Биомаса се све више препознаје као стратешки важан извор обновљиве енергије, са значајним потенцијалом за производњу биогорива за транспорт, као и за добијање електричне и топлотне енергије [22]. Она представља широко доступан ресурс, и као такав је нарочито значајан у условима потенцијалне несташице или поремећаја у снабдевању традиционалним енергентима. Иако је у Републици Србији остварен изванредан напредак у изградњи капацитета из обновљивих извора енергије, енергетски систем земље и даље у великој мери зависи од фосилних горива [23]. С тим у вези, коришћење енергије из обновљивих извора представља јавни интерес и има посебан значај за енергетску безбедност, економски развој и заштиту животне средине Републике Србије [21]. Стратегија развоја енергетике Републике Србије до 2050. године [23] поставља као кључну визију очување енергетске безбедности, са циљем да енергетски сектор постане угљенично неутралан у највећој могућој мери.

Енергија биомасе настаје фотосинтезом и последица је Сунчевог зрачења. У процесу фотосинтезе, организми који садрже хлорофил (пре свега зелене биљке и алге) уз помоћ Сунчеве светлости одређене таласне дужине, угљен-диоксида из атмосфере и воде из земљишта, производе хемијску енергију која се акумулира у биомаси биљног порекла, као и кисеоник [24]. Највећим делом, процес фотосинтезе се одвија у листовима, док се знатно ређе јавља у корену и стаблу [25]. Уопштено говорећи, фотосинтеза претвара мање од 1% доступне Сунчеве

светлости у ускладиштену хемијску енергију [26]. Током даље трансформације произведене хемијске енергије у угљеним хидратима настају структурне компоненте биомасе: целулоза, хемицелулоза и лигнин, при чему њихова расподела зависи од врсте биомасе [24]. На Слици 2.1 приказано је кружење угљеника током производње и коришћења биомасе као и процес фотосинтезе.



Слика 2.1 | Кружење угљеника током производње и коришћења биомасе и процес фотосинтезе (детал А): биљке претварају енергију зрачења од Сунца у хемијску енергију у облику глюкозе или шећера (Слика преузета из реф. [27,28]).

Дакле, биомаса се сматра обновљивим извором енергије јер се њеним сагоревањем у атмосферу ослобађа угљен-диоксид у количини која је еквивалентна оној коју је биљка током фотосинтезе апсорбовала и претворила у биомасу. Ова тврдња важи, пре свега, за брзорастуће биљке које се сади и секу у току исте године. Међутим, питање је шта се дешава у случају огревног дрвета, које се у Републици Србији највише користи за грејање домаћинстава [2]. Наиме, сагоревањем огревног дрвета добијеног сечом шумских стабала, ослобађа се количина угљен-диоксида коју су стабла апсорбовала током целог животног века, који се креће од 40 до 100 година [29]. Тај временски дисбаланс доводи у питање концепт  $CO_2$  неутралности, осим у случајевима када су циклуси раста и експлоатације биомасе уравнотежени и подржани активном шумском обновом.

Због значајних варијација у погледу разноликости, количине и састава, не постоји јединствен критеријум за класификацију биомасе. Може се класификовати у зависности од врсте биомасе које постоје у природи, агрегатног стања, порекла сировине које се користи за њено добијање, конкретне намене, области примене итд. Узимајући у обзир наведено, у литератури постоји неколико подела биомасе.

Најчешће коришћена класификација [27] која дели биомасу у различите групе заснована је на врстама биомасе које постоје у природи (према екологији или типу вегетације), и приказана је у Табели 2.1.

Табела 2.1 | Класификација биомасе: групе, сорте и врсте [30].

Група	Сорте и врсте
Дрво и дрвна биомаса	Четинарско или листопадно; скривеносеменице или голосеменице; стабљике, гране, лишће, кора, дрвна сечка, комади дрвета, пелет, брикет, пиљевина, отпаци из пилана и друго од различитих врста дрвета.
Биомаса зељастих енергетских култура	Траве и цвеће (луцерка, арундо, бамбус, купусњача, трска, артичока, мискантус, просо, тимотијева трава, итд.); сламе (јечам, лан, кукуруз, мента, овас, уљана репица, пиринач, сусам, сунцокрет, пшеница, итд.); остали остаци (воће, љуске, коштице, зрна, семе, итд.).
Водена биомаса	Морске или слатководне алге; макроалге (плаве, зелене, плаво-зелене, смеђе, црвене) или микроалге; келп алге, језерске алге, водени зумбул, итд.
Биомаса животињског и људског отпада	Кости, перије, разне врсте стајњака, итд.
Мешавине биомасе	У појединим случајевима, када су супстрати који припадају различитим претходно наведеним групама присутни у мешовитој форми, они се сврставају у ову категорију.

За што ефикасније коришћење биомасе неопходно је разумети њене основне карактеристике, међу којима је и агрегатно стање. У Табели 2.2 приказана је подела у зависности од агрегатног стања [31]. Ова подела има велику важност јер утиче на складиштење, транспорт, прераду и финалну употребу биомасе.

**Табела 2.2** | Подела биомасе у зависности од агрегатног стања [31].

Агрегатно стање	Врсте
Чврста биомаса	Огревно дрво, пелет, брикет, дрвна сечка, отпад из дрвне индустрије (пиљевина, струготина), шумски отпад (гране, кора), пољопривредни остаци (слама, кукурузовина), органски отпад (баштенски отпад), комунални отпад (биљног порекла) итд. [31,32].
Течна биомаса	Биодизел, биоетанол [34].
Гасовита биомаса	Биогас [34].

У Табели 2.3 приказана је подела у складу са пореклом и физичко-хемијским својствима сировина које се користе за добијање одређене врсте биомасе [35].

**Табела 2.3** | Подела биомасе у зависности од сировине која се користи за њено добијање [35].

Група	Врсте
Дрвна биомаса	Огревно дрво, вишеметарска обловина, пелет, брикет, дрвна сечка, остаци дрвета.
Пољопривредна биомаса	Пшенична слама, стабљике сунцокрета, кукурузовина, љуске сунцокрета, окласак, коштице.
Енергетски засади	Врба, топола, багрем, еукалиптус итд.
Биомаса са фарми животиња	Измет животиња (анаеробна разградња у дигестору).
Биогорива	Биодизел, биоетанол.
Градски отпад	Зелени део рециклираног кућног отпада, биомаса из паркова и вртова, муљ из колектора отпадних вода.

Основне технологије трансформације биомасе у енергетске сврхе приказане су у Табели 2.4. Трансформација биомасе у топлотну и електричну енергију, и друга биогорива, обично се класификује у три основне категорије [27]:

- Термохемијска конверзија;
- Биохемијска конверзија и
- Физичкохемијска конверзија.

Табела 2.4 | Основне технологије трансформације биомасе у енергетске сврхе [27].

Процес/Технологија	Сировине	Финални производ	
Термохемијска конверзија	Пољопривредни остаци	Топлотна енергија	
	Сагоревање	Остаци дрвета	Електрична енергија
		Животињски отпад	
	Пиролиза	Пољопривредни остаци	Пиролитичко уље
		Остаци дрвета	Пиролитички гас
			Чврсти остатак
	Гасификација	Пољопривредни остаци	Гориви гас
		Остаци дрвета	Течна горива
			Чврсти остатак
	Ликвефакција	Пољопривредни остаци	Ђубриво/биогориво
		Биомаса алги	Синтетички гас
			Течна горива
Биохемијска конверзија	Животињски отпад	Течна горива	
	Анаеробна дигестија	Канализациони муљ	Биогас
			Електрична енергија
	Ферментација	Пољопривредни остаци	Течна горива
Шећери			
	Скроб		

Физичкохемијска конверзија	Естерификација	Биљна уља	Течна горива
	/	Животињске масти	Глицерол
	Трансестерификација	Отпадна уља	

Претходна табела показује да термохемијска конверзија обухвата процесе: сагоревања, пиролизе, гасификације и ликвификације.

Са појавом сагоревања сусрећемо се свакодневно, како у домаћинству, тако и у индустријским и енергетским системима. Сагоревање представља сложен физичко-хемијски процес оксидације сагорљивих компонената горива, при чему долази до ослобађања значајне количине топлотне енергије, а често и светлости као видљивог продукта реакције [36]. Теоријски, сагоревање може бити потпуно и непотпуно. У случају када је коефицијент вишка ваздуха  $\lambda > 1$  сагоревање је потпуно, што указује на сиромашну смешу горива и ваздуха. Насупрот томе, непотпуно сагоревање настаје када је коефицијент вишка ваздуха  $\lambda < 1$ , што значи да је смеша горива и ваздуха богата. У стварности сагоревање је увек у већој или мањој мери непотпуно. Процес сагоревања одвија се унутар коморе за сагоревање при температурама већим од 800 °C [27].

Пиролиза представља процес термичке разградње чврстих горива при високим температурама, без присуства кисеоника [3], и обухвата четири основне фазе које се одвијају на различитим температурским нивоима према следећем редоследу [27,37]:

- Сушење биомасе при температурама у опсегу од 100 до 120 °C.
- Деволатилизација излазних гасова, углавном  $N_2$ ,  $CO$  и  $CO_2$ , као и  $CH_3OH$  на температури од 275 °C.
- У температурном интервалу од 280 до 350 °C одвијају се егзотермне реакције током којих долази до уклањања сложених хемијских једињења (као што су кетони, алдехиди итд.), затим  $CO_2$ ,  $CO$ ,  $CH_4$ ,  $C_2H_6$  и  $H_2$  кидањем најслабијих хемијских веза.
- При температури од око 350 °C долази до испаравања преосталих испарљивих једињења, што резултује повећаним уделом  $H_2$ ,  $CO$  и угљеника. Овај угљеник остаје у облику дрвеног угља као остатак. То значи да се процесом пиролизе добијају и чврсти производи као што су већ поменути дрвени угаљ.

У најопштијем смислу, гасификација представља претварање горива, која садрже угљеник, у гасовите продукте који имају топлотну моћ [3]. Почетни развој технологије гасификације током раних деценија двадесетог века био је у тесној вези са процесима пиролизе, док данас у процесима гасификације доминира парцијална оксидација тј. непотпуно сагоревање. Дакле, гасификацијом се добија гориви гас који се састоји од  $CO$  и  $H_2$  у различитим односима, чија комбинација чини већински део укупне запремине. У суштини, процес гасификације биомасе обухвата следеће четири фазе [27,37]:

- Сушење (ендотермна фаза). У овој фази, влага садржана у биомаси се уклања загревањем на температуре изнад 100 °C, и прелази у стање водене паре. Да би се процес у потпуности завршио, температура се даље повећава до око 150 °C. Количина потребне енергије за ову фазу директно је пропорционална садржају воде у биомаси, и углавном потиче из претходне фазе оксидације [38].
- Пиролиза (ендотермна фаза).
- Оксидација (егзотермна фаза) се спроводи додавањем мале количине кисеоника ( $\lambda < 0.5$ ) [38]. Главна улога ове фазе је генерисање топлотне енергије потребне за спровођење целокупног процеса.
- Редукција (ендотермна фаза). У овој фази се трансформише смеша, добијена из претходних фаза пиролизе и оксидације, при чему се производи гориви гас.

Ликвифакција представља термохемијски процес конверзије биомасе који се одвија у води при умереним температурама у распону од 280 до 370 °C и под високим притиском, обично од 10 до 25 MPa [27].

Биохемијска конверзија обухвата процесе анаеробне дигестије и ферментације. Ова врста конверзије омогућава разградњу биомасе до доступних угљених хидрата, који се, уз примену биолошких агенаса (бактерије, ензими итд.) могу трансформисати у течна биогорива, биогаз и различите врсте биопроизвода [27,39].

Анаеробна дигестија представља биохемијски процес разградње комплексних органских једињења под утицајем различитих врста бактерија у условима без присуства кисеоника [40]. Процес се састоји од четири основне фазе:

- Хидролиза. У првој фази анаеробне дигестије, комплекса органска једињења (као што су угљени хидрати, протеини, масти) се разлажу на једноставнија органска једињења (укључујући шећере, аминокиселине и масне киселине) [41].
- Киселинска фаза (ацидогенеза). У другој фази анаеробне дигестије, ацидогени микроорганизми (ферментативне бактерије) настављају разградњу производа добијених током хидролизе производећи  $NH_3$ ,  $CO_2$ ,  $H_2$ ,  $H_2S$ , алкоhole и ниже масне киселине [41]. С обзиром на то да ацидогенеза не доводи до потпуне разградње биомасе, неопходно је да уследи наредна фаза како би се обезбедили предуслови за коначну продукцију метана [27].
- Сирћетна фаза (ацетогенеза). У овој фази настали производи се под дејством ацетогених бактерија конвертују у сирћетну киселину,  $H_2$  и  $CO_2$  [41]. Ацетогени микроорганизми финализују процес разградње биомасе чиме олакшавају метаногеним архејама да производе  $CH_4$  [27].
- Метаногенеза представља завршну фазу анаеробне дигестије, током које се  $CH_4$  генерише из главних производа ацетогенезе – пре свега сирћетне киселине и  $CO_2$ , као и  $H_2$  [27].

Процес ферментације обухвата низ повезаних биохемијских реакција у којима се једноставни шећери (попут хексоза и пентоза), под анаеробним условима,

претварају у етанол и  $CO_2$  уз дејство микроорганизама, превасходно квасаца из рода *Saccharomyces* [27]. На самом крају процеса конверзије, етанол се подвргава дестилацији и дехидратацији ради добијања концентрованог алкохола, док се преостали чврсти остаци могу користити као гориво у котловима или као храна за стоку [42].

Физичкохемијски процеси конверзије биомасе доводе до производње биогорива. Естерификација подразумева хемијску реакцију у којој киселине реагују са алкохолом, при чему настају естар и вода као нуспроизвод [43]. Трансестерификација представља кључни корак у процесу производње биодизела, и подразумева хемијску реакцију у којој триглицериди реагују са алкохолом (најчешће метанолом) у присуству катализатора [43]. У оквиру овог процеса долази до замене алкохолне групе у постојећим естарима другом алкохолном групом, по механизму сличном хидролизи али са алкохолом уместо воде, при чему настају биодизел и глицерол као нуспроизвод [44].

Главне предности и мане употребе биомасе су систематизоване и представљене у Табели 2.5.

Табела 2.5 | Главне предности и мане употребе биомасе [31].

Предности	Мане
Енергија акумулирана у дрвној биомаси је хемијске природе, и под условом континуираног снабдевања сировином омогућена је стабилна производња енергије без прекида рада, за разлику од других обновљивих извора енергије (нпр. соларне или енергије ветра) чији рад зависи од променљивих климатских услова.	Иако се биомаса сврстава у обновљиве изворе енергије, у контексту анализе комплетног животног циклуса, може се сматрати делимично обновљивим извором енергије.
С обзиром да се биомаса често третира као $CO_2$ неутралан извор енергије, њена употреба се може посматрати као климатски повољна.	Недостатак усаглашености у примени стандардизоване терминологије, система класификације и важећих техничких стандарда на глобалном нивоу.
Биомаса се обично одликује ниским садржајем пепела, $S$ и $N$ .	Недовољно познавање и велике различитости у саставу, физичко-хемијским особинама и квалитету биомасе.
Биомаса се обично одликује повишеним садржајем испарљивих материја, као и значајним концентрацијама $C_a$ , $H$ , $M_g$ , $O$ и $P$ .	Биомаса се обично одликује повишеним садржајем влаге, $Cl$ , $K$ , $N_a$ и $M_n$ .
Биомаса показује високу реактивност током процеса конверзије што омогућава ефикаснију трансформацију у корисне облике енергије.	Биомаса има релативно ниску енергетску густину у односу на фосилна горива што представља ограничење у погледу складиштења и транспорта, као и ефикасности сагоревања.

Редукује гасове који производе ефекат стаклене баште, и омогућавају ефикасно управљање отпадом.

Током процеса сагоревања биомасе, одређене опасне компоненте, као што су тешки метали, могу се делимично везати за пепео, чиме се смањује њихова емисија у атмосферу.

Биомаса представља широко доступан ресурс.

Биомаса показује изузетну биоразградивост у земљишту, при чему се приближно 95% њене органске материје разгради у периоду краћем од месец дана.

Развој биоенергетског сектора може допринети ревитализацији руралних подручја кроз стварање нових радних места, чиме се подстиче локални економски развој и смањује миграција становништва.

Биомаса и њени нуспроизводи представљају економичан ресурс за производњу сорбената, ђубрива, средстава за калцификацију и неутрализацију, грађевинских материјала, као и за синтезу или издвајање одређених хемијских елемената и једињења, чиме се подстиче циркуларна економија и вишеструка искористивост ресурса.

Коришћење дрвне биомасе доприноси јачању енергетске безбедности смањењем зависности од увоза фосилних горива.

Производња биогорива из биомасе може довести до потенцијалног сукоба са производњом хране и сточне хране, посебно када се као сировина користе пољопривредне културе које су иначе намењене људској исхрани или исхрани стоке.

Прекомерна сеча и нерационално управљање шумским ресурсима доводе до смањења капацитета екосистема за апсорпцију  $CO_2$ . Такође, може довести до деградације земљишта, ерозије итд.

Драстично се повећала цена огревног дрвета и пелета у претходних неколико година.

Производња биомасе захтева значајне површине плодног обрадивог земљишта.

Потенцијални технолошки проблеми приликом термичке обраде.

Процеси сакупљања, транспорта, складиштења и претходне обраде биомасе често подразумевају високе трошкове.

Развој инфраструктуре за прераду, припрему и енергетску употребу биомасе захтева значајна почетна улагања у технолошки опремљена постројења, што може представљати економску препреку за ширу примену.

## 2.1. ДРВНА БИОМАСА

На основу Правилника о техничким и другим захтевима за чврста горива из дрвне биомасе која се стављају на тржиште Републике Србије [45], дрвна биомаса дефинисана српским стандардом SRPS EN ISO 16559 је биомаса која потиче од дрвећа, грмља и жбуња заједно са њиховим плодовима, листовима и иглицама својственим биомаси. У литератури постоји неколико подела дрвне биомасе. Класификација дрвне биомасе се најчешће врши према њеном пореклу [32], и обухвата следеће категорије:

- Примарна дрвна биомаса која садржи дрво из шума. Обухвата стабла која активно расту (жива дрвна маса), као и мртву дрвну масу (оборена, сува или трула стабла и гране) присутну унутар шумског екосистема. Затим, сеча дрвета обухвата просечан обим свих стабала која су посечена у одређеном временском периоду, без обзира на то да ли су физички уклоњена из шуме. Уклањање дрвета се односи на годишњу количину дрвета која се заправо извози из шуме и која генерише приход, било као индустријско или огревно дрво. Током наведених процеса настају остаци као што су гране, лишће, корење и мање стабљике.
- Секундарна дрвна биомаса која садржи индустријско и коришћено дрво. Обухвата остатке и отпад из индустријских процеса обраде дрвета (попут пиљевине, коре итд.), као и отпадно дрво након потрошње које потиче из производа од дрвета који су завршили свој животни циклус.



а)



б)



в)



г)



д)



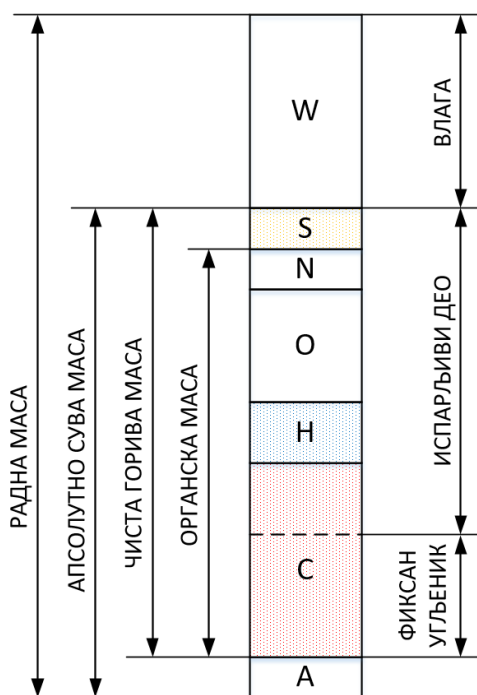
ђ)

Слика 2.2 | Најчешће коришћени облици дрвне биомасе као енергента: а) огревно дрво, б) пелет, в) вишеметарска обловина, г) брикет, д) дрвна сечка, ђ) остаци дрвета.

На Слици 2.2 приказани су најчешће коришћени облици дрвне биомасе. Управо се једна од могућих класификација и врши према главном облику, односно начину припреме за тржиште и експлоатацију, при чему се дрвна биомаса дели на [24]:

- Цело стабло, дрвну сечку, дробљено гориво, дебло/обловину, цепано дрво, огревно дрво, окорци и одресци, кору, гориво у праху, пиљевину, шушку, брикет, пелет, термички третирану биомасу.

Графички приказ анализе елементарног састава дрвне биомасе дат је на Слици 2.3. Дрвна биомаса се састоји од: угљеника  $C$ , водоника  $H$ , кисеоника  $O$ , азота  $N$ , сумпора  $S$ , минералних материја  $A$ , и влаге  $W$ . Испитивање састава и осталих карактеристика чврстих горива није могуће спроводити на узорцима радне масе због променљивог садржаја влаге, који зависи од амбијенталних услова као што су температура, притисак и релативна влажност ваздуха. Влага се у потпуности може уклонити сушењем горива на температурама изнад  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ , при чему се добија тзв. апсолутно сува маса горива (осушена маса). Према Слици 2.3, чисту гориву масу чине угљеник, водоник и сумпор. Кисеоник потпомаже и омогућава процес сагоревања док је азот у овом контексту инертан. Ипак, будући да се сви ови елементи у гориву јављају у везаном облику са другим компонентама, условно се убрајају у чисту гориву масу. Искључујући влагу, минералне материје и сумпор добијамо органску масу горива која је такође условна јер се сумпор делимично јавља и у виду органских једињења унутар горива.



Слика 2.3 | Графички приказ анализе елементарног састава дрвне биомасе.

Познавање елементарног састава горива омогућава одређивање више кључних параметара као што су: потребна количина ваздуха за потпуно сагоревање, количина и састав продуката сагоревања, топлотна моћ горива и температура

сагоревања. Елементарни састав горива, који је општи и примењив за све врсте горива, може се исказати следећом једначином [46]:

$$C + H + S + O + N + A + W = 100\% \quad (2.1)$$

где су:

$C, H, O, N, S, A$  и  $W$  масени удели угљеника, водоника, сумпора, кисеоника, азота, минералних материја (пепела) и воде у радној маси горива, изражени у %.

Угљеник представља гориви елемент и сматра се најзначајнијом компонентом горива из два основна разлога: прво, јер се у највећем проценту налази у саставу горива, и друго, зато што се његовим сагоревањем ослобађа највећа количина топлотне енергије [47]. Удео угљеника у органској маси горива може бити и до 95% [46]. Кад потпуно сагорева настаје угљен-диоксид при чему се ослобађа топлота у износу од приближно 33900  $kJ/kg$ , док при непотпуном сагоревању настаје угљен-моноксид, при чему је количина ослобођене топлоте приближно три пута мања [3,46].

Водоник је саставни део сваког горива и представља корисну компоненту, посебно када се јавља у облику угљоводоника или као слободан водоник, док је непожељан једино у облику воде [3]. У чврстим горивима, као што је нпр. дрво, садржај водоника обично износи око 5-6% укупне масе горива [47]. При сагоревању 1  $kg$  водоника ослобађа се приближно 143000  $kJ/kg$  топлотне енергије, што представља више од четири пута већу вредност у поређењу са топлотом ослобођеном при сагоревању исте масе угљеника [46].

У поређењу са угљеником и водоником, сумпор није пожељна компонента горива јер сам сумпор у гориву делује корозивно, а продукти сагоревања су штетни [3,47].

Кисеоник, иако сам по себи није гориви елемент, потпомаже и омогућава процес сагоревања. Количина кисеоника у гориву смањује потребну количину кисеоника из ваздуха [47]. Пошто сам по себи није сагорљив, али се унутар горива хемијски везује за угљеник и водоник, кисеоник смањује укупну количину топлоте која се ослобађа током сагоревања [46]. Код чврстих горива, садржај кисеоника је релативно висок у поређењу са другим врстама горива, што је карактеристично посебно за биомасу.

Азот се у горивима генерално јавља у малим концентрацијама (0.7-1.3% и то најчешће у саставу сложених органских једињења), и представља баласт јер не учествује у процесу сагоревања [3,47].

Минералне материје у гориву (1-2% код дрвета) представљају баласт и веома су штетне јер отежавају процес сагоревања [47]. Њихово присуство у гориву смањује удео сагорљивих састојака горива, што директно доводи до смањења његове топлотне моћи [46]. Састав и особине минералних материја утичу на конструкцију и димензије ложишта, начин сагоревања, начин одвођења пепела и количину ваздуха за сагоревање [3].

Влага у гориву представља непожељну компоненту у процесу сагоревања, јер заузима место у маси горивим елементима, снижава топлотну моћ горива и

температуру сагоревања, и из ложишта најчешће одлази у парном стању носећи са собом "украдену" скривену топлоту испаравања, која на 25 °C износи 2443 kJ/kg [3]. При практичним прорачунима узима се у обзир да влага у гориву може постојати у два облика: као груба влага и хигро влага [47].

У литератури постоји велики број података везан за елементарну и техничку анализу различитих врста дрвне биомасе. У Табели 2.6 су приказани неки од њих.

**Табела 2.6** | Елементарна и техничка анализа различитих врста дрвне биомасе [18, 31, 48-55]. У табели су са VM означене испарљиве материје (волатили), а Cfix представља садржај фиксног угљеника.

Дрвна биомаса	Елементарна анализа					Техничка анализа			
	C	H	N	S	O	W	VM	A	Cfix
	масени удео, %					масени удео, %			
Буква	50.66	6.29	0.47	0.007	42.573	8.72	81.44	1.25	17.31
Храст	47.06	5.67	0.28	0.09	39.9	6.5	73	0.5	20
Јела	48.53	5.66	0.28	0.09	38.24	6.7	75.7	0.5	17.1
Топола	47.06	5.56	0.55	0.02	38.01	6.8	79.7	2	11.5
Врба	44.07	5.4	0.53	0.05	38.45	10.1	74.2	1.4	14.3
Дрвна пиљевина	46.2	5.1	1.5	0.06	35.4	10.4	70.4	1.3	17.9
Иверица	45.01	6.25	0.09	0.01	40.94	7.45	75.08	0.25	17.22
Дрво еукалиптуса	38.49	4.86	0.25	0	37.19	16.4	62.99	2.81	17.81
Шумски остаци	49.27	5.72	0.28	0.08	37.15	7.32	73.96	0.18	18.54
Струготина бора	44.05	6.2	0.16	0	42.65	6.69	80.23	0.25	12.84
Дрвни остатак	43.53	5.71	0.39	0	40.8	7.94	75.65	1.63	14.79
Дрвна струготина	30.79	3.97	0.13	0	29.95	34.9	51.6	0.26	13.3
Кора бора	48.02	5.17	0.43	0	42.12	3	69.84	1.26	25.87
Пиљевина храста	44.19	5.2	0.09	0.01	38.72	11.5	76.3	0.3	11.9

Пиљевина бора	43.15	5.08	0.08	0.01	36.28	15.3	70.4	0.1	14.2
------------------	-------	------	------	------	-------	------	------	-----	------

Квалитет горива оцењује се пре свега на основу његове топлотне моћи, која представља количину топлоте ослобођену сагоревањем горива [3]. Топлотна моћ се обележава словом  $H$ , изражава се у  $kJ/kg$  или  $MJ/kg$  за чврста горива, односно у  $kJ/m^3$  за гасовита горива [47]. Разликујемо горњу и доњу топлотну моћ. На основу [56], горња топлотна моћ, која се обележава са  $H_g$ , представља укупну количину топлоте која се ослобађа потпуним сагоревањем јединице масе горива под следећим условима:

- Вода из продуката сагоревања, која потиче од влаге из горива и од сагорелог водоника, налази се у течном стању.
- Продукти сагоревања горива доведени су на температуру коју је гориво имало на почетку.
- Сумпор и угљеник из гориве материје се налазе у облику својих диоксида, док до сагоревања азота није дошло.

На основу [56], доња топлотна моћ, која се обележава са  $H_d$ , дефинише се исто као и горња топлотна моћ уз услов да вода остаје у парном стању. Топлотна моћ се може одредити на два начина: експерименталним путем, тј. сагоревањем одговарајућег узорка и рачунским путем на основу података о елементарној анализи горива. Топлотна моћ се експериментално одређује на два начина: за чврста горива у калориметру са бомбом, где се сагоревање одвија при сталној запремини, а за гасовита горива у проточном калориметру, при чему се процес одвија при сталном притиску [47]. Математички израз за израчунавање горње и доње топлотне моћи чврстих горива гласи [3]:

$$H_g = 339 \cdot C + 1430 \cdot \left( H - \frac{O}{10} \right) + 105 \cdot S \quad \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \quad (2.2)$$

$$H_d = \frac{1}{1 + \frac{W}{100}} \cdot \left[ H_g - 2500 \cdot \frac{(W + 9 \cdot H)}{100} \right] \quad \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \quad (2.3)$$

Ако су познати запремински (молски) удели компоненти у гориву, топлотна моћ смеше гасовитих компоненти може се израчунати као збир парцијалних топлотних моћи појединачних компоненти [3], тј.:

$$H_g = \sum_i r_i \cdot H_{gi} \quad \left[ \frac{kJ}{m^3} \right] \quad (2.4)$$

$$H_d = \sum_i r_i \cdot H_{di} \quad \left[ \frac{kJ}{m^3} \right] \quad (2.5)$$

У једначинама 2.4 и 2.5, хемијским формулама су означени запремински (молски) удели у % компоненти у смеси.

У Табели 2.7 приказане су горње топлотне моћи и просечне густине различитих врста дрвета.

Табела 2.7 | Горње топлотне моћи и просечне густине различитих врста дрвета [46].

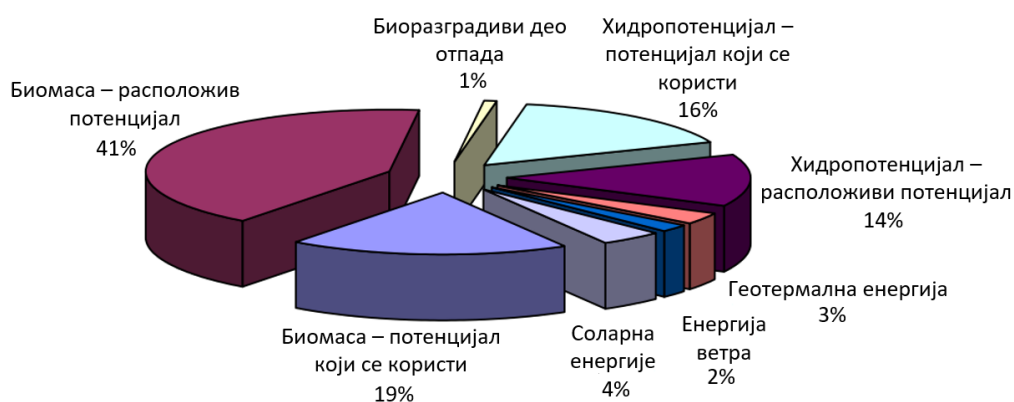
Врста дрвета	Горња топлотна моћ	Просечна густина
	<i>kJ/kg</i>	<i>kJ/m<sup>3</sup></i>
Буква	18820	720
Храст	18360	690
Црна топола	17260	450
Смрча	19660	470
Јела	19460	450
Бор	21210	520

Типична биомаса, сува и без пепела дата је општом формулом  $CH_{1.4}O_{0.59}N_{0.0017}$ , и представља тзв. органску масу, у којој је садржана сва хемијска енергија биомасе [3]. Са становишта термохемијске конверзије, кључне разлике међу врстама биомасе су садржај воде и минералних материја. Карактеристике типичне биомасе могу се посматрати кроз призму делимичне техничке анализе и елементарне анализе суве биомасе, и дате су у наставку текста [3]. Удео испарљивих материја (волатила) је преко 70%, минералних материја приближно 1.5% и воде око 20%. Доња топлотна моћ биомасе износи 15838 *kJ/kg*. Када је реч о елементарној анализи суве биомасе, удео угљеника, водоника, кисеоника и азота износи: 54.7%, 6%, 38.9% и 0.3%, док је удео сумпора мали и износи 0.1%, али се не јавља у свим врстама.

Садржај воде у дрвној биомаси има велики утицај на доњу топлотну моћ. Наиме, приликом испаравања воде троши се један део ослобођене топлоте који износи око 2500 *kJ/kg* [57], услед чега се смањује топлотна моћ дрвета. На основу садржаја воде, дрво се класификује на: суво дрво са 10-20% влажности, полусуво дрво са 20-40% влажности и сирово или влажно дрво са влажношћу преко 40%. Садржај воде изражава се у виду масеног удела у влажној основи. Сирово дрво обично садржи између 40 и 60 мас.% воде, у зависности од врсте и периода сече. Сушењем се смањује садржај воде, чиме се повећава топлотна моћ по јединици масе горива. Природним сушењем правилно сложеног дрвета може се постићи садржај воде до приближно 20 мас.%. Уколико се дрво суши у сушарама, постиже се влажност мања од 10%.

## 2.2. ПОТЕНЦИЈАЛИ БИОМАСЕ У РЕПУБЛИЦИ СРБИЈИ

На основу Националног акционог плана за коришћење обновљивих извора енергије Републике Србије [58] и Стратегије развоја енергетике Републике Србије до 2040. године са пројекцијама до 2050. године [23], укупни технички расположив потенцијал обновљивих извора енергије у Републици Србији се процењује на 10.288 милиона тона еквивалентне нафте (у даљем тексту користиће се скраћеница “тен”) годишње. То је у односу на податак из 2012. године који је тада износио 5.65 милиона тен [2], повећање од приближно 82%. Слика 2.4 даје приказ структуре обновљивих извора енергије у Републици Србији (податак из 2013. године).



Слика 2.4 | Структура обновљивих извора енергије у Републици Србији (податак из 2013. године) (Слика преузета из реф. [58]).

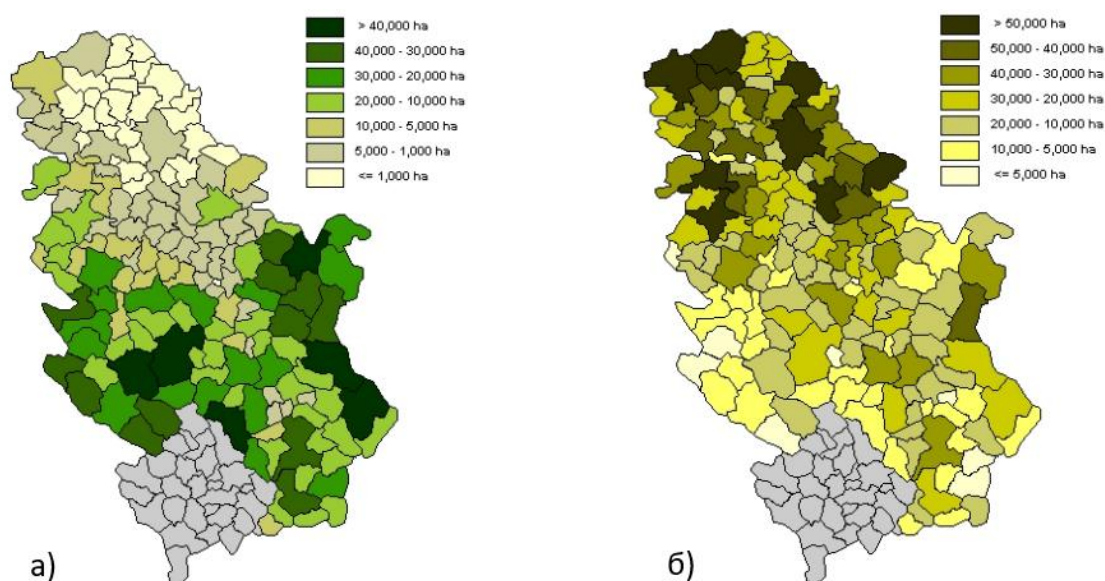
С обзиром да је у дисертацији акценат дат на биомасу, у Табели 2.8 дат је преглед технички искористивог потенцијала биомасе. Подаци су приказани за 2012. и 2024. годину.

Табела 2.8 | Преглед технички искористивог потенцијала биомасе (подаци из 2012. и 2024. године) [2,23].

	Расположиви технички потенцијал који се користи – 2012. година (милиона тен/год)	Укупни расположиви технички потенцијал – 2012. година (милиона тен/год)	Укупни расположиви технички потенцијал – 2024. година (милиона тен/год)
<b>БИОМАСА</b>	<b>1.054</b>	<b>3.448</b>	<b>3.196</b>
Пољопривредна биомаса	0.033	1.67	1.245
Остаци од пољопривредних култура	0.033	1.023	1.037

Остаци у воћарству, виноградарству и преради воћа	-	0.605	0.134
Течни стајњак	-	0.042	0.074
Дрвна (шумска) биомаса	1.021	1.53	1.668
Биоразградиви отпад	0	0.248	0.069
Биоразградиви комунални отпад	0	0.205	0.026
Биоразградиви отпад (осим комуналног)	0	0.043	0.043
Биогорива	-	-	0.184

Дакле, биомаса представља значајан енергетски потенцијал наше земље. Из Табеле 2.8 видимо да је потенцијал биомасе процењен на 3.196 милиона тен, од чега највећи део чине потенцијал дрвне биомасе (1.668 милиона тен) и потенцијал пољопривредне биомасе (1.245 милиона тен). За биомасу је карактеристично то да њена налазишта нису централизована као што је нпр. случај са фосилним горивима, већ је добро распоређена како на територији Републике Србије тако и у свету. На Слици 2.5 дат је приказ заступљености шумске и пољопривредне биомасе у нашој земљи. Може се приметити да је шумска биомаса заступљенија у јужнијим (брдовитијим) деловима земље, док се пољопривредна биомаса највећим делом налази на подручју АП Војводине.



Слика 2.5 | Потенцијал енергије из биомасе. а) Површина под шумом у Републици Србији, б) Обрадиво земљиште у Републици Србији (Слика преузета из реф. [59]).

### 2.3. УЧЕШЋЕ ОБНОВЉИВИХ ИЗВОРА ЕНЕРГИЈЕ У ФИНАЛНОЈ ПОТРОШЊИ ЕНЕРГИЈЕ НА ГЛОБАЛНОМ НИВОУ

На основу Извештаја о глобалном статусу обновљивих извора енергије за период од 2008. до 2020. године [22,60-71], удео обновљивих извора енергије у глобалној финалној потрошњи енергије на годишњем нивоу у просеку износи 18.35%, од чега је удео традиционалне биомасе 8.62%. Из Табеле 2.9 видимо да је након 2008. године и благог пада од 2.7%, у наредних неколико година, дошло до повећања удела обновљивих извора енергије у глобалној финалној потрошњи енергије, тако да је 2015. и 2020. године остварен максимум од 19.3%. За наведени период, удео традиционалне биомасе скоро да се преполовио.

**Табела 2.9** | Удео обновљивих извора енергије у глобалној финалној потрошњи енергије за период од 2008. до 2020. године [22,60-71].

Година	Фосилна горива %	Нуклеарна енергија %	Обновљиви извори енергије %	Традиционална биомаса %
2008	78	3.1	18.9	13
2009	81	2.8	16.2	10
2010	80.6	2.7	16.7	8.5
2011	78.2	2.8	19	9.3
2012	78.4	2.6	19	9
2013	78.3	2.6	19.1	9
2014	78.3	2.5	19.2	8.9
2015	78.4	2.3	19.3	9.1
2016	79.5	2.2	18.3	7.9
2017	79.7	2.2	18.1	7.3
2018	79.9	2.2	17.9	6.9
2019	80.2	2.2	17.6	6.4
2020	78.5	2.2	19.3	6.8

### 2.3.1. УЧЕШЋЕ ОБНОВЉИВИХ ИЗВОРА ЕНЕРГИЈЕ У ПРОИЗВОДЊИ ЕЛЕКТРИЧНЕ ЕНЕРГИЈЕ НА ГЛОБАЛНОМ НИВОУ

И поред чињенице да сагоревање фосилних горива негативно утиче на животну средину и здравље људи, и даље се налазе на првом месту када је реч о њиховом учешћу у производњи електричне енергије у свету [72-74]. Из Табеле 2.10 закључујемо да се у последњих двадесетак година удео: фосилних горива врло мало променио (са 64.17% на 61.87%), нуклеарне енергије осетно смањио (16.75% на 9.85%) и обновљивих извора енергије значајно повећао (са 19.08% на 28.28%). Када је реч конкретно о уделима појединих обновљивих извора енергије за производњу електричне енергије за 2021. годину, хидроенергија учествује са 15.21%, енергија ветра са 6.65%, соларна енергија са 3.68% и остали обновљиви извори енергије (где припада и традиционална биомаса) са укупно 2.74%.

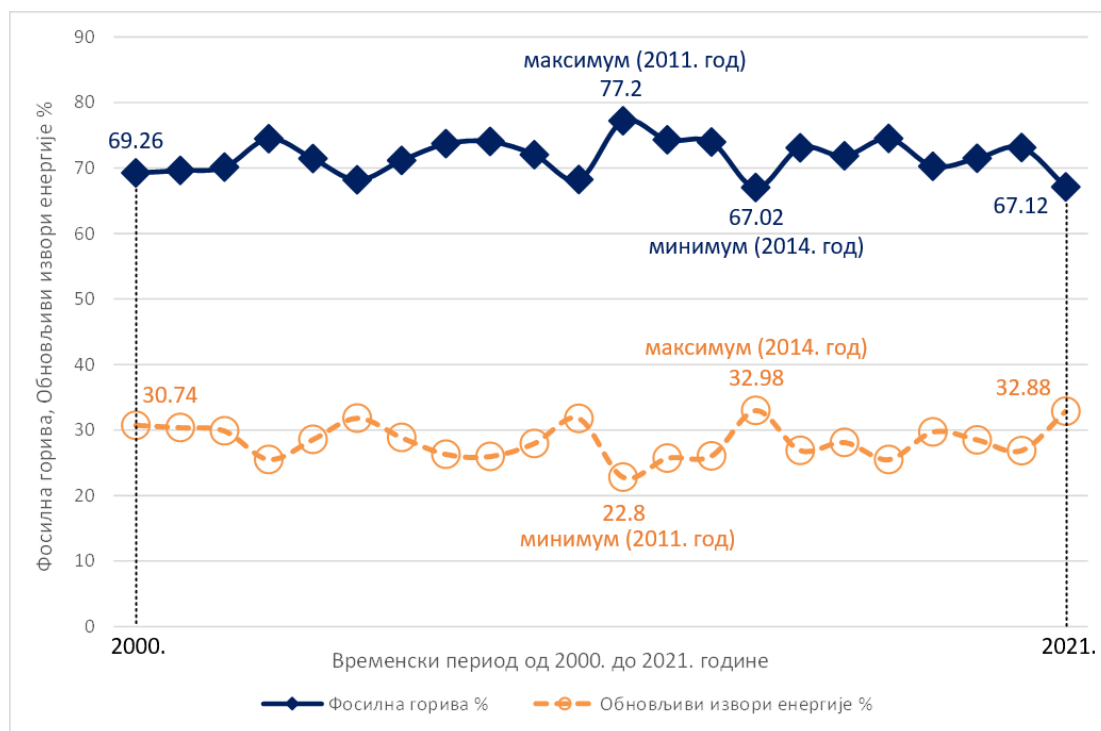
**Табела 2.10** | Удео обновљивих извора енергије у производњи електричне енергије на глобалном нивоу за период од 2000. до 2021. године [72-74].

Година	Фосилна горива	Нуклеарна енергија	Обновљиви извори енергије
	%	%	%
2000	64.17	16.75	19.08
2001	64.64	16.93	18.41
2002	65.24	16.54	18.22
2003	66.41	15.83	17.76
2004	66.01	15.70	18.29
2005	66.42	15.13	18.45
2006	66.72	14.75	18.53
2007	67.97	13.78	18.25
2008	67.22	13.52	19.26
2009	66.79	13.40	19.81
2010	67.18	12.84	19.98
2011	67.80	11.90	20.30
2012	67.90	10.84	21.26
2013	67.39	10.60	22.01
2014	66.83	10.56	22.61

2015	66.12	10.58	23.30
2016	65.44	10.46	24.10
2017	64.84	10.25	24.91
2018	64.37	10.07	25.56
2019	63.17	10.32	26.51
2020	61.54	10.03	28.43
2021	61.87	9.85	28.28

### 2.3.2. УЧЕШЋЕ ОБНОВЉИВИХ ИЗВОРА ЕНЕРГИЈЕ У ПРОИЗВОДЊИ ЕЛЕКТРИЧНЕ ЕНЕРГИЈЕ У РЕПУБЛИЦИ СРБИЈИ

У производњи електричне енергије у Републици Србији у периоду од 2000. до 2021. године, просечан удео обновљивих извора енергије износи 28.35%, док је удео фосилних горива 71.65% [72,74]. Детаљнији приказ удела обновљивих извора енергије и фосилних горива у Републици Србији приказан је на Слици 2.6. Удео обновљивих извора енергије у производњи електричне енергије за 2021. годину износио је 32.88%, док је удео фосилних горива износио 67.12%.



Слика 2.6 | Удео обновљивих извора енергије и фосилних горива у производњи електричне енергије у Републици Србији за период од 2000. до 2021. године.

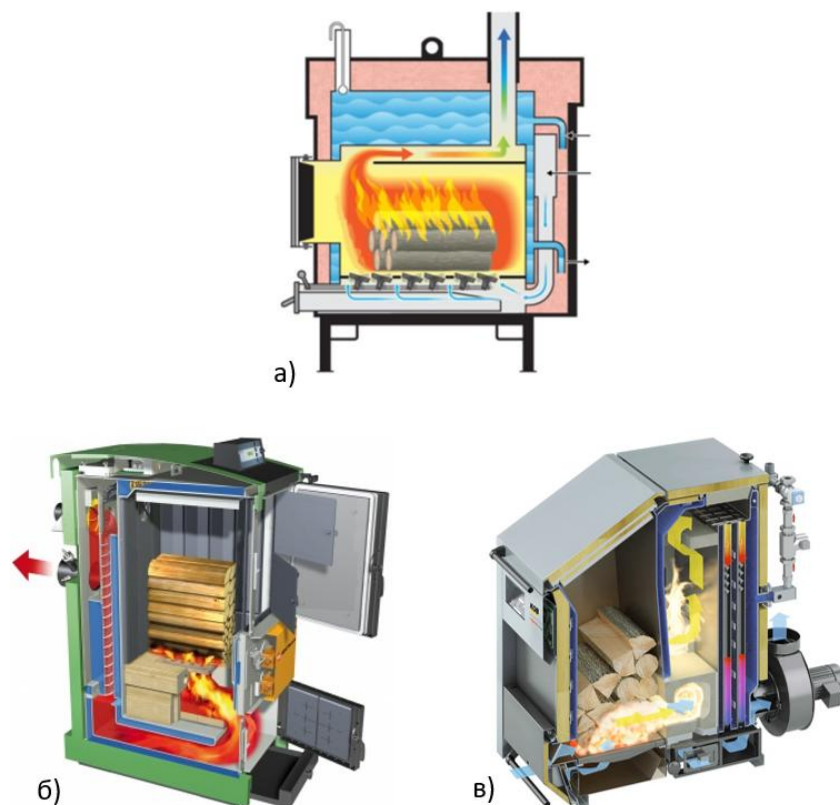
### 3 ПРЕГЛЕД КОНСТРУКЦИЈА, НУМЕРИЧКА И ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ИСПИТИВАЊА ГАСИФИКАЦИОНИХ ТОПЛОВОДНИХ КОТЛОВА МАЛИХ ТЕРМИЧКИХ СНАГА НА ЧВРСТУ БИОМАСУ

Гасификациони топловодни котлови на чврсту биомасу топлотне снаге испод 50 kW предмет су докторске дисертације. У научној литератури, први степен непотпуног сагоревања познат је као гасификација, процес при којем се чврсто гориво термохемијски трансформише у гориви гас. Одавде потиче назив гасификациони котлови. У поређењу са конвенционалним котловима на дрва, гасификациони котлови имају предност у томе што се гориво допуњује знатно ређе, обично једном до два пута дневно, што омогућава аутоматско сагоревање са веома малим вишком ваздуха. За ову врсту котлова је карактеристично да садржај ваздуха у димног гасу, по правилу, не прелази 7%. Ови котлови као енергенте користе чврсту биомасу (дрво, пелет, брикет итд.), при чему емитују различите загађујуће материје у атмосферу, од којих се посебна пажња у истраживањима посвећује угљен-моноксиду, прашкастим материјама, оксидима азота и непотпуно оксидисаним органским једињењима. У наставку дисертације говори се о трендовима и изазовима у употреби котлова на дрвну биомасу мале термичке снаге, као и о предностима и манама употребе традиционалног огревног дрвета у поменутих котловима, на основу података објављених 2018. године у референци [11]. Произвођачи котлова на дрвну биомасу континуирано раде како на повећању њихове ефикасности, тако и на смањењу емисија загађујућих материја у атмосферу. Иако се огревно дрво и даље користи у највећој мери, тежња ка аутоматизацији рада и минимизацији људског ангажовања у котловима на чврсту биомасу малих термичких снага (до 50 kW), резултирала је повећаном применом пелета као стандардизованог и лако дозирајућег горива. И поред чињенице да стандардизована чврста горива добијена из биомасе заузимају све већи удео на тржишту, постоји више разлога због којих традиционално огревно дрво и даље задржава доминантну позицију. Поред повољније цене огревног дрвета у односу на пелет, једна од предности је и нижа емисија посредних загађивача због краћег транспорта и мање потребе за процесуирањем током производње. Ипак, упркос овим предностима, огревно дрво има и значајне недостатке, међу којима се издвајају отежана контрола

процеса сагоревања и повећана емисија загађујућих материја у атмосферу. У циљу смањења емисија загађујућих материја, дрво се сагорева вишестепено или се котлови и пећи упарују са акумулаторима топлоте ради успостављања стационарног режима сагоревања [75,76].

У наставку поглавља 3, приказани су принципи вишестепеног сагоревања дрвета и анализирани су конструкције гасификационих котлова са истосмерном гасификацијом огревног дрвета, објављених 2018. и 2023. године у референцама [11,77].

Према подацима за умерени климатски појас, око 20% укупно искоришћене енергије из биомасе односи се на огревно дрво [78]. У Републици Србији, током 2017. године, огревно дрво је чинило још већи удео у структури биомасе, која је учествовала са 10% у примарној и 11% у енергији расположивој за финалну потрошњу [79]. Наведени показатељи указују на то да дрво и даље представља значајан енергент. Један од додатних фактора који утиче на актуелну употребу огревног дрвета јесте увођење све строжијих ограничења за емисију загађујућих материја из уређаја за сагоревање. Захтеви који се односе на граничне вредности емисије код уређаја мале снаге најизразитије су дефинисани у националним анексима стандарда EN 303-5:2021. У циљу испуњавања захтева из наведених анекса, произвођачи најчешће примењују три концепта вишестепеног сагоревања [80], који су приказани на Слици 3.1. Сва три концепта у првом степену користе непотпуно сагоревање, тј. гасификацију, у непокретном слоју: супротносмерну, истосмерну и унакрсну.



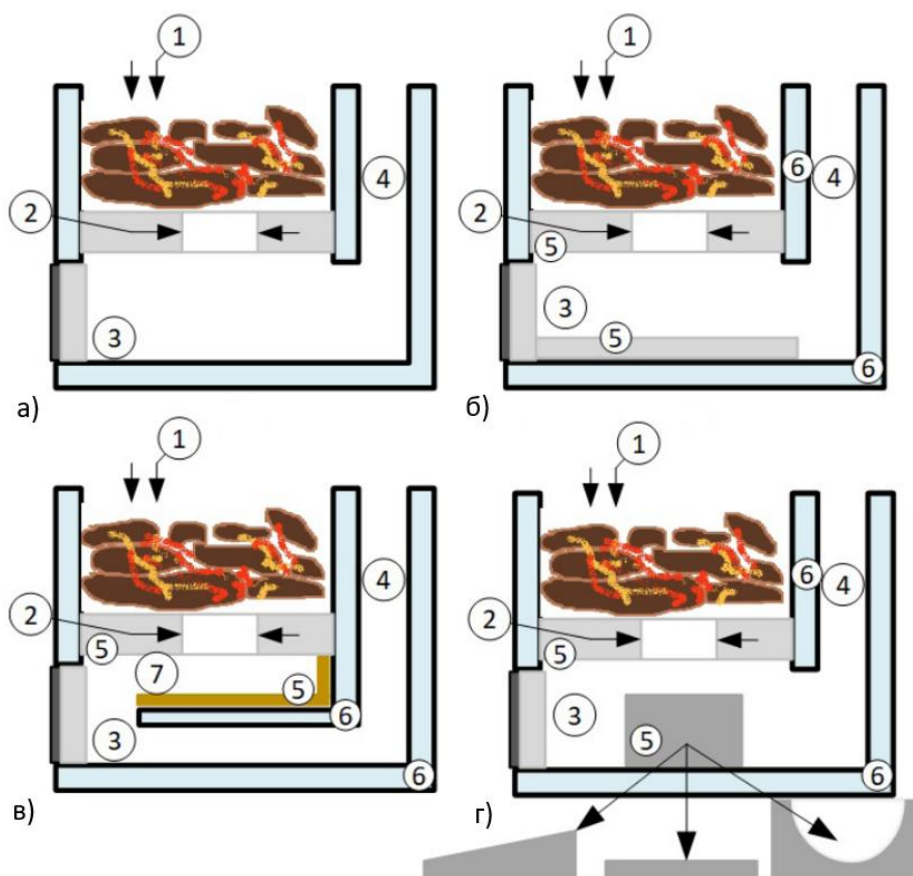
Слика 3.1 | Методе вишестепеног сагоревања дрвета: а) традиционално сагоревање навише, б) истосмерна гасификација, в) попречна гасификација (Слика преузета из референце [77]).

Већина комерцијално доступних решења из области топловодних гасификационих котлова на чврсту биомасу обухватају две зоне за довод ваздуха, при чему се проток у свакој зони регулише помоћу аутоматских клапни. Проток ваздуха се успоставља захваљујући разлици притисака између околине и котла који се помоћу једног исисног вентилатора одржава на потпритиску. Употребом истосмерне гасификације, односно конструкција код којих се зона гасификације налази изнад зоне сагоревања гаса, већа количина честица бива узнесена у гасној струји. С обзиром на то да се честице разликују по саставу (дрвени кокс, минералне материје), њихово непотпуно сагоревање, убрзано хлађење и узношење гасном струјом доводи до повећане емисије прашкастих загађујућих материја. Циљ дисертације је да измени, предложи и развије концепт који ће превазићи ограничења и недостатке постојећих решења. Измена концепта заснива се на хипотези да се применом вишестепеног сагоревања горивог гаса у несиметричној комори за сагоревање може постићи ефикасно сагоревање, оптималан трансфер топлоте и значајно смањење емисије гасовитих и прашкастих загађујућих материја. Друга хипотеза формулисана је аналогно првој. Дакле, као што се адекватно сагоревање горивог гаса остварује вишестепеним увођењем секундарног ваздуха, тако се и смањење емисије прашкастих материја постиже применом сукцесивних вишестепених мера, почев од зоне гасификације, преко зоне сагоревања горивог гаса, па све до зона кроз које пролази димни гас, као што су ложиште и конвективни део котла.

При вишестепеном сагоревању, у првој фази дрво непотпуно сагорева тј. гасификује се, док се у другој фази сагорева гориви гас. У гасификационим котловима зоне гасификације и сагоревања су физички раздвојене. На Слици 3.2 приказане су принципске шеме најчешће примењиваних конструкција. На приказаним шемама примењена је искључиво истосмерна гасификација дрвета, што подразумева да ваздух и гориви гас струје у истом смеру, при чему је комора за гасификацију (која такође служи као бункер за гориво) најчешће смештена изнад коморе за сагоревање горивог гаса, односно ложишта котла. Ове конструкције доминирају на тржишту углавном због своје поузданости, провереног принципа рада који произвођачи радо усвајају, као и због способности да ефикасно сагоревају нешто влажније дрво уз обезбеђивање стабилног струјања ваздуха и гаса кроз зону гасификације. Конструкција приказана на Слици 3.2а представља технички најједноставније, али и еколошки најмање прихватљиво решење. Главни недостатак ове конструкције проистиче из присуства велике количине чврстих честица у гасу који се сагорева. Ове честице се таложу на дну ложишта, брзо се хладе и доприносе повећаној емисији угљен-моноксида, већем садржају несагорелог угљеника у пепелу, као и већој концентрацији честица у димном гасу. Овај проблем је посебно изражен приликом смањења количине горива у комори за гасификацију (позиција 1 на Слици 3.2), јер се тада смањује отпор струјања ваздуха и гаса. Из тог разлога, значајан део ложишног простора обложен је ватросталном керамиком, што је приказано на Слици 3.2б, а примену оваквог конструктивног решења налазимо у референцама [81,82]. Конструкција приказана на Слици 3.1в често се примењује у пракси [83]. Показала се добром али има и извесне недостатке. У гасификационој комори (1), струјањем ваздуха, дрво непотпуно сагорева. Након

изласка из зоне гасификације, гориви гас догорева у међукомори (7). Гасификациона комора и међукомора су одвојене елементом од ватросталне керамике (5), чија је улога да:

- Ограничи зону гасификације и ложиште.
- Задржи гориво током сагоревања.
- Омогући увођење и предгревање секундарног ваздуха.
- Обезбеди адекватно мешање горивог гаса са ваздухом за сагоревање.



Слика 3.2 | Анализиране конструкције гасификационих котлова са истосмерном гасификацијом гревног дрвета. 1 – примарни ваздух (за гасификацију) и комора за гасификацију, 2 – секундарни ваздух (за сагоревање горивог гаса), 3 – комора за сагоревање, 4 – конвективни део котла, 5 – елементи од ватросталне керамике, 6 – канали за струјање воде, 7 – међукомора (Слика преузета из реф. [11]).

Из међукоморе (7) димни гас улази у ложиште (3) у коме се налази пепељара, и том приликом предаје топлоту котловској води зрачењем и конвекцијом. Након проласка кроз ложиште, димни гас улази у конвективни део котла (4), који је сачињен од димоводних цеви. Претходно поменути недостаци конструкције приказане на Слици 3.2в превасходно се огледају у повећаним емисијама угљен-моноксида и оксида азота. Наиме, повећане емисије угљен-моноксида јављају се:

- На самом почетку рада јер аутоматика започиње регулацију са потпуно отвореним клапнама примарног и секундарног ваздуха, и потребно је време да се процес стабилизује.
- При смањењу количине горива у котлу.

Када у зони гасификације (1), односно у котлу, остане мала количина горива или када је висина слоја горива нижа од нивоа убацивања примарног ваздуха, ваздух кроз ову комору пролази с лакоћом, уз непромењен рад вентилатора за избацивање димног гаса. Због смањеног отпора струјању, повећава се количина примарног ваздуха, што доводи до интензивнијег сагоревања у зони гасификације и омогућава горивом гасу да пренесе већу количину чврстих честица у међукомору (7). Повећана количина продуката сагоревања носи са собом део чврстих честица из међукоморе (7) у ложиште (3), где се оне брзо хладе. Нагли пад температуре и неадекватно опструјавање гаса доводе до непотпуног сагоревања и повећане емисије угљен-моноксида. Смањење емисија угљен-моноксида и оксида азота могуће је постићи кроз:

- Измене у начину рада постојеће конструкције.
- Конструктивне измене зоне сагоревања.

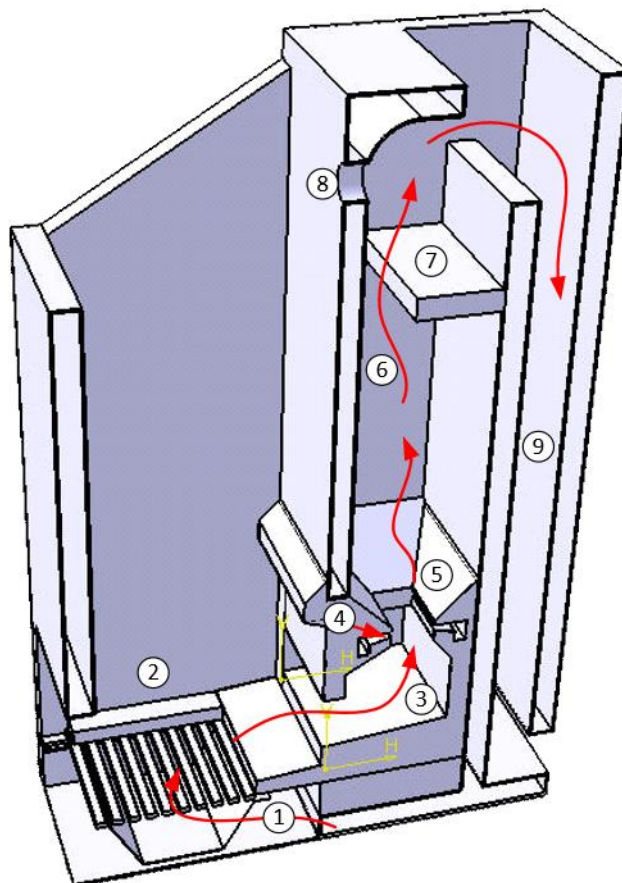
На Слици 3.2г приказана је конструкција са ватросталним уметком. Овај тип конструкције се среће у референцама [84,85].

У наставку поглавља 3 издвојене су и обрађене две значајне тематске целине. Прва је описана у поглављу 3.1 и објављена је 2021. године у референци [86]. У њој су приказани уочени недостаци постојеће конструкције гасификационог котла на дрва. Недостаци се огледају у интензивнијем хлађењу гаса и великој разлици у отпорима струјања између две гасне струје. Циљ рада је био предложити модел гасификационе и коморе за сагоревање котла на дрва, код којих се користи предгрејани ваздух. Његова правилна расподела и предгревање представљају главне задатке који се постижу применом CFD модела. Предложена конструкција канала, односно отвора за увођење предгрејаног примарног и секундарног ваздуха у гасификациону и комору за сагоревање, пројектована је тако да омогући што потпуније сагоревање и усмеравање пламена. Постепено увођење ваздуха кроз велики број отвора требало би да смањи емисије угљен-моноксида, оксида азота и испарљивих органских једињења, док усмеравање пламена има за циљ смањење емисије чврстих честица. Друга целина је описана у поглављу 3.2 и објављена је 2023. године у референци [77]. У њој је приказано експериментално испитивање гасификационе коморе котла на дрва термичке снаге 18 kW.

### 3.1. ПОСТОЈЕЋА КОНСТРУКЦИЈА ГАСИФИКАЦИОНОГ КОТЛА НА ДРВА ТЕРМИЧКЕ СНАГЕ 28 kW

У овом поглављу описана је постојећа конструкција гасификационог котла на дрва термичке снаге 28 kW, као и анализа његових уочених недостатака, објављених у референци [86]. Компанија „Радијатор инжењеринг д.о.о.“ из Краљева произвела је 2018. године гасификациони котао на дрва термичке снаге 28 kW, назван ГКД-28, који користи принцип попречне гасификације. На Слици 3.3 приказан је попречни пресек поменутог котла. Укратко, котао је пројектован

тако да примарни ваздух струји одоздо навише у страну. Примарни, односно гасификациони ваздух (1), уводи се у катао, тј. зону, испод ватросталне опеке, где се претходно загрева, након чега пролази кроз решетку и доспева до горива које при томе непотпуно сагорева, односно гасификује се. Зона гасификације истовремено је и бункер за гориво (2). Изабран је бункер довољног капацитета да обезбеди до 16 часова рада, без потребе за додатним допуњавањем горива. Основна замисао била је да се катао прилагоди потребама домаћинства тако да омогући једно ложење дневно. Гориви гас (3) потом струји навише и на страну кроз ватросталну опеку на чијем горњем крају су отвори за увођење секундарног ваздуха (4), где долази до потпуног сагоревања гаса (5). Ватростална опека је конструисана тако да отвори за секундарни ваздух буду несиметрично распоређени, што у комбинацији са горњом ватросталном преградом (7), израђеном од вермакулита, изазива „таласање“ димног гаса кроз зону сагоревања. Претходно описано таласање димног гаса осмишљено је с циљем побољшања трансфера топлоте и ефекта „инерцијалног отресања“ честица из димног гаса. Узроковано таласањем и малом брзином, димни гас дуже остаје у ложишту што доприноси ефикаснијем трансферу топлоте. Осим тога, комбинација таласања и мале брзине омогућава таложeње честица.



Слика 3.3 | Попречни пресек постојеће конструкције гасификационог топловодног котла термичке снаге 28 kW. 1 – примарни (гасификациони) ваздух, 2 – зона гасификације уједно и бункер за гориво, 3 – гориви гас, 4 – несиметрични отвори за увођење секундарног ваздуха за сагоревања, 5 – зона сагоревања, 6 – таласаста путања димног гаса кроз ложиште, 7 – ватростална преграда, 8 – сигурносни отвор, 9 – конвективни део котла (Слика преузета из реф. [86]).

Испитивања гасификационог котла ГКД-28 изведена су у лабораторији за испитивање котлова компаније „Радијатор инжењеринг д.о.о.“ у Краљеву, почетком 2019. године. Пре свега, важно је напоменути да је процес гасификације протекао ефикасно, тј. да се гас „лепо“ гасификовао у зони гасификације. Међутим, било је одређених проблема везаних за сагоревање. Наиме, резултати мерења су показали да су емисије угљен-моноксида биле у опсегу од 2500 до 3000 ppm, при чему је количина кисеоника у димном гасу варијала око 7%. Разлог томе идентификован је у сарадњи са запосленима компаније, при чему су уочене две велике конструктивне грешке:

- Дужина путање гаса од гасификационе зоне до тачке увођења секундарног ваздуха је предуга. Гас се брзо хлади и нема довољну температуру да „пренесе пламен“ до зоне увођења секундарног ваздуха. То указује да секундарни ваздух, који се уводи кроз несиметричне отворе, малтене да не учествује у реакцијама сагоревања. Хлађење гаса је интензивније него што би смело бити јер је ватростална опека окружена воденим површинама, при чему примарни ваздух струји са доње стране а секундарни ваздух за сагоревање пролази кроз њу.
- Постоји велика разлика у отпорима струјања између две гасне струје. Прву гасну струју чини увођење примарног ваздуха, пролаз кроз зону гасификације (слој горива) и даљи пролаз кроз ватросталну опеку до места увођења секундарног ваздуха (линија која повезује позиције 1, 2 и 3 са позицијом 4 на Слици 3.3). Другу гасну струју чини увођење и убацивање секундарног ваздуха у зону сагоревања (позиција 4 на Слици 3.3), а затим надаље струји димни гас. Због разлике у отпорима између две гасне струје, сервомотори који управљају клапнама за регулисање примарног и секундарног ваздуха раде нестабилно. За стабилно управљање неопходно је да обе путање имају приближно једнаке падове притиска.

### 3.1.1. CFD МОДЕЛ ПРЕДЛОЖЕНЕ КОНСТРУКЦИЈЕ ГАСИФИКАЦИОНОГ КОТЛА НА ДРВА ТЕРМИЧКЕ СНАГЕ 25 kW

У овом (3.1.1) и њему пратећим (3.1.1.1-3.1.1.6) поглављима представљена је CFD симулација гасификационог котла на дрва термичке снаге 25 kW, објављене у референци [86]. Одговарајућа расподела предгрејаног примарног и секундарног ваздуха су главни задаци који су испитивани CFD симулацијом. Иначе, CFD је скраћеница од „Computational Fluid Dynamics“, што у преводу значи Рачунарска динамика флуида и она представља алат, који уз помоћ дигиталних рачунара служи за предвиђање и визуелно представљање динамичких карактеристика различитих врста флуида које је немогуће уочити голим оком. CFD је базиран на Навије-Стоксовим једначинама које описују везу између брзина, притисака, температура и густина различитих врста флуида који се крећу [87].

Комерцијално доступни софтверски пакет Ansys 18.1 [88] и његов интегрисани модул CFX [89] коришћени су за нумеричке симулације струјања примарног и секундарног ваздуха кроз гасификациони котлао, на основу дефинисане

геометрије, затим формиране мреже и граничних услова. При изради модела струјања примарног и секундарног ваздуха кроз гасификациони котло, усвојен је најједноставнији и најчешће коришћени  $k - \varepsilon$  модел турбуленције. Овај модел решава две одвојене једначине за кинетичку енергију турбуленције ( $k$ ) и њену дисипацију ( $\varepsilon$ ), омогућавајући независно одређивање тих величина [90]. Главна предност примене  $k - \varepsilon$  модела огледа се у коришћењу скоро универзалних константи, што омогућава његову употребу у широком спектру различитих случајева струјања без потребе за калибрацијом [90]. Симулација је испунила постављени критеријум конвергенције ( $< 1 \times 10^{-4}$ ) на 240-тој итерацији за временски период од отприлике 2 сата и 15 минута. Симулације су урађене на DESKTOP-DO060CN рачунару са AMD 8-језгарним FX-8350 @4.00 GHz процесором, 8 GB RAM меморије и графичком картицом серије AMD Radeon R9 200. Током рада симулације било је ангажовано просечно 7.5 GB RAM меморије и 30% капацитета процесора.

### 3.1.1.1. ОПИС ГЕОМЕТРИЈЕ ПРЕДЛОЖЕНЕ КОНСТРУКЦИЈЕ ГАСИФИКАЦИОНОГ КОТЛА

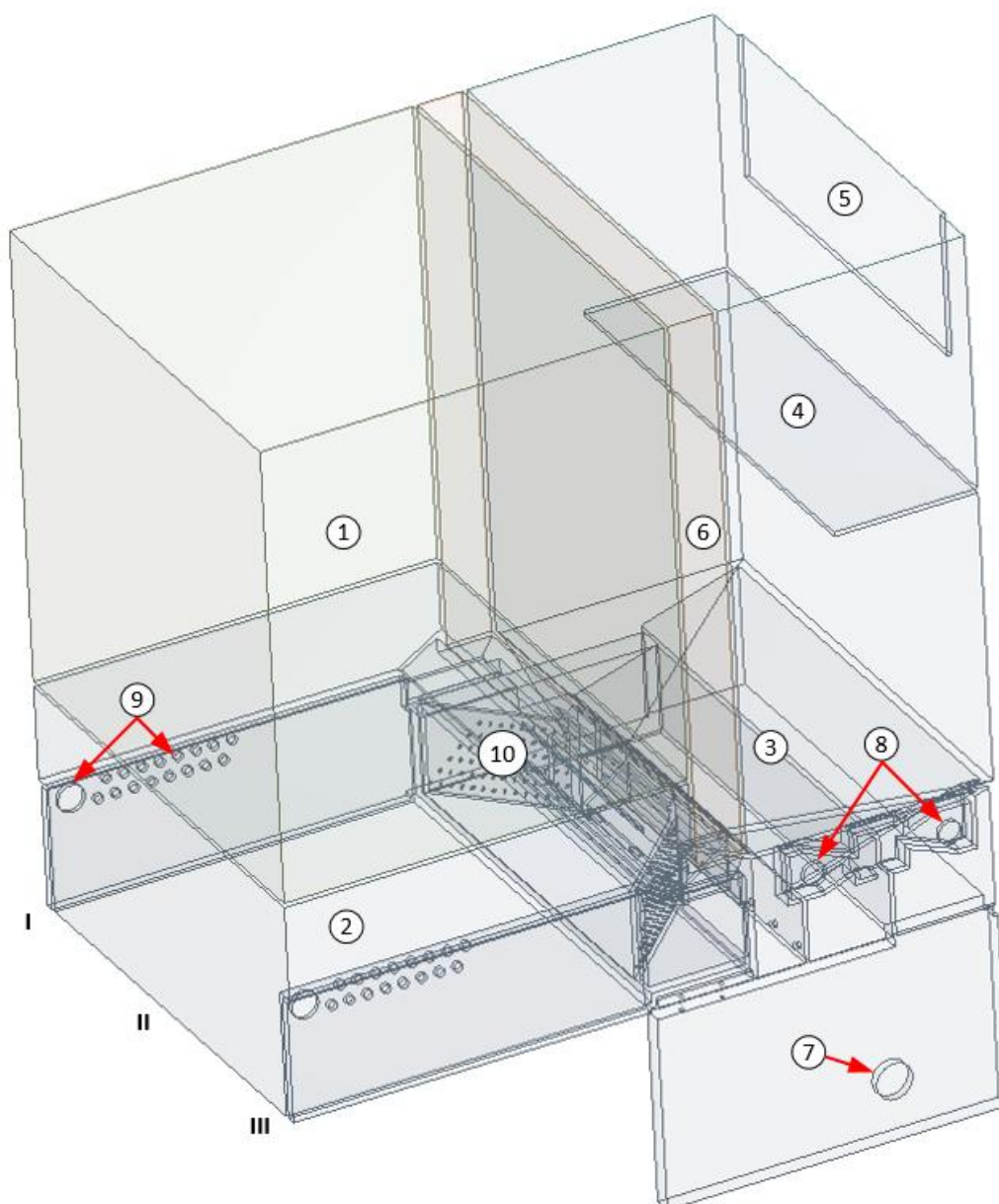
Процедура формирања 3D модела састоји се из два корака:

- Први корак обухвата формирање 3D модела предложене конструкције топловодног гасификационог котла.
- Други корак обухвата формирање 3D испуне геометрије флуида.

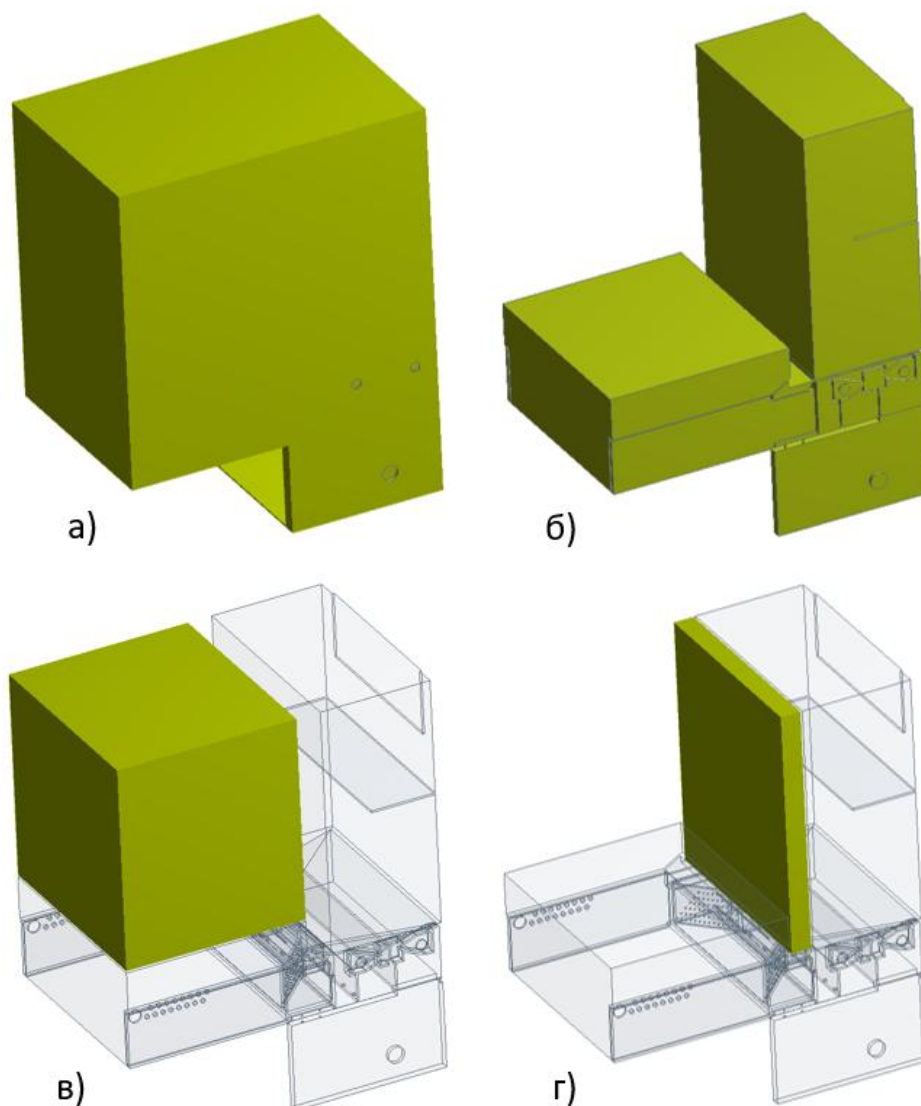
Дакле, први корак обухвата формирање CFD модела струјања примарног и секундарног ваздуха кроз гасификациони котло уз помоћ модула који се налази у оквиру софтверског пакета Ansys, и који се зове DesignModeler. Он служи за креирање и припрему геометрије пре извођења нумеричких симулација. У DesignModeler модулу дефинише се домен флуида (нпр. унутрашњост котла), тј. простор у коме ће се решавати Навије-Стоксове једначине. У новијим верзијама Ansys-a, DesignModeler се све чешће замењује SpaceClaim-ом, који нуди интуитивније и флексибилније управљање геометријом. Нови концепт котла користи предгрејани ваздух. На Слици 3.4 приказан је 3D модел предложене конструкције гасификационог котла термичке снаге 25 kW, док је на Слици 3.5 приказана 3D испуна геометрије флуида.

У циљу отклањања недостатака постојеће конструкције гасификационог котла, предложен је и конципиран потпуно нов систем отвора за увођење предгрејаног примарног и секундарног ваздуха у гасификациону и комору за сагоревање. Примарни ваздух (7) струји кроз најтоплију зону, при чему хлади ложиште (3) и уводи се у гасификациону комору (2) кроз отворе (9) који се налазе бочно на обе стране коморе. Секундарни ваздух (8) се уводи у комору за сагоревање (3) кроз велики број отвора (10). Димензије гасификационе коморе (2) износе 400x520x145 mm (дужина, ширина и висина). Како је приказано у референци [91], положај и димензије ватросталне преграде (4) утичу на емисије загађујућих материја, као и на брзину струјања димног гаса, узрокујући њено повећање или смањење. Након иницијалних реакција оксидације, добијени гас би требало што пре да дође у

контакт са предгрејаним секундарним ваздухом како би дошло до сагоревања несагорелих честица од позиције (10) до позиције (3).



Слика 3.4 | 3D модел предложене конструкције гасификационог котла термичке снаге 25 kW. 1 – бункер за гориво, 2 – гасификациона комора, 3 – комора за сагоревање, 4 – ватростална преграда, 5 – излаз димног гаса, 6 – водени део котла, 7 – улаз примарног ваздуха, 8 – улаз секундарног ваздуха, 9 – отвори за увођење примарног ваздуха у гасификациону зону, 10 – отвори за увођење секундарног ваздуха за сагоревање (Слика преузета из реф. [86]).



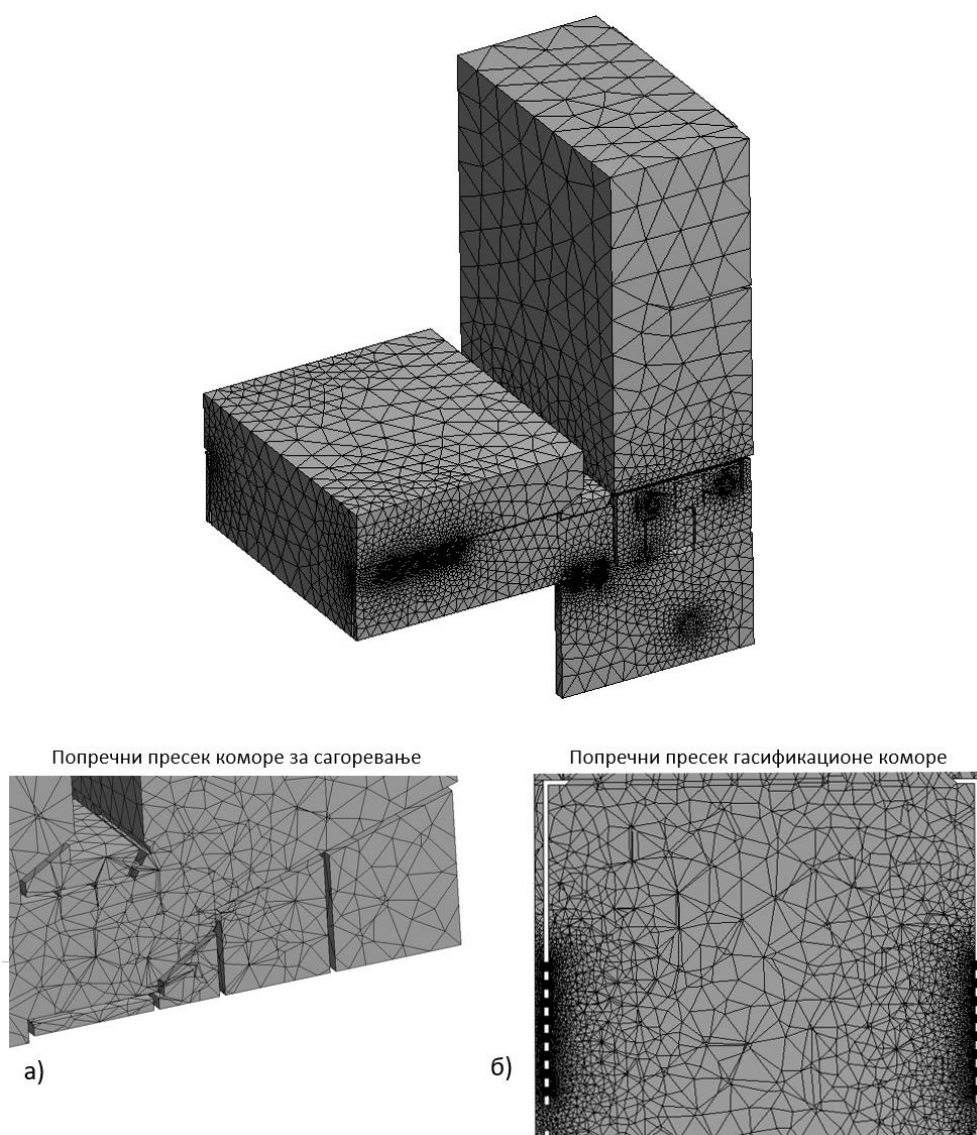
Слика 3.5 | 3D испуна геометрије флуида (обележена зеленом бојом). а) котловски лим, б) испуна флуида, в) бункер за гориво, г) водени део котла.

С обзиром да је акценат дат на одговарајућој расподели предгрејаног примарног и секундарног ваздуха, дефинисана је и усвојена 3D испуна геометрије флуида приказана на Слици 3.5б, док су котловски лим, бункер за гориво и водени део котла изостављени у даљем раду симулације. Када је геометрија спремна, 3D модел се шаље у модул за генерисање мреже.

### 3.1.1.2. ПОДАЦИ О МРЕЖИ

Мрежа представља основни корак у припреми CFD симулација и представља процес дискретизације геометрије на велики број малих елемената, тј. ћелија, у којима се нумерички решавају једначине кретања флуида (Навије-Стоксове једначине). На самом почетку формирана је и приказана на Слици 3.6 груба мрежа са зонама од интереса, која се састоји од 115958 чворова и 587847 елемената. Минимална дужина странице елемената је  $0.682 \text{ mm}$ , док максимална дужина

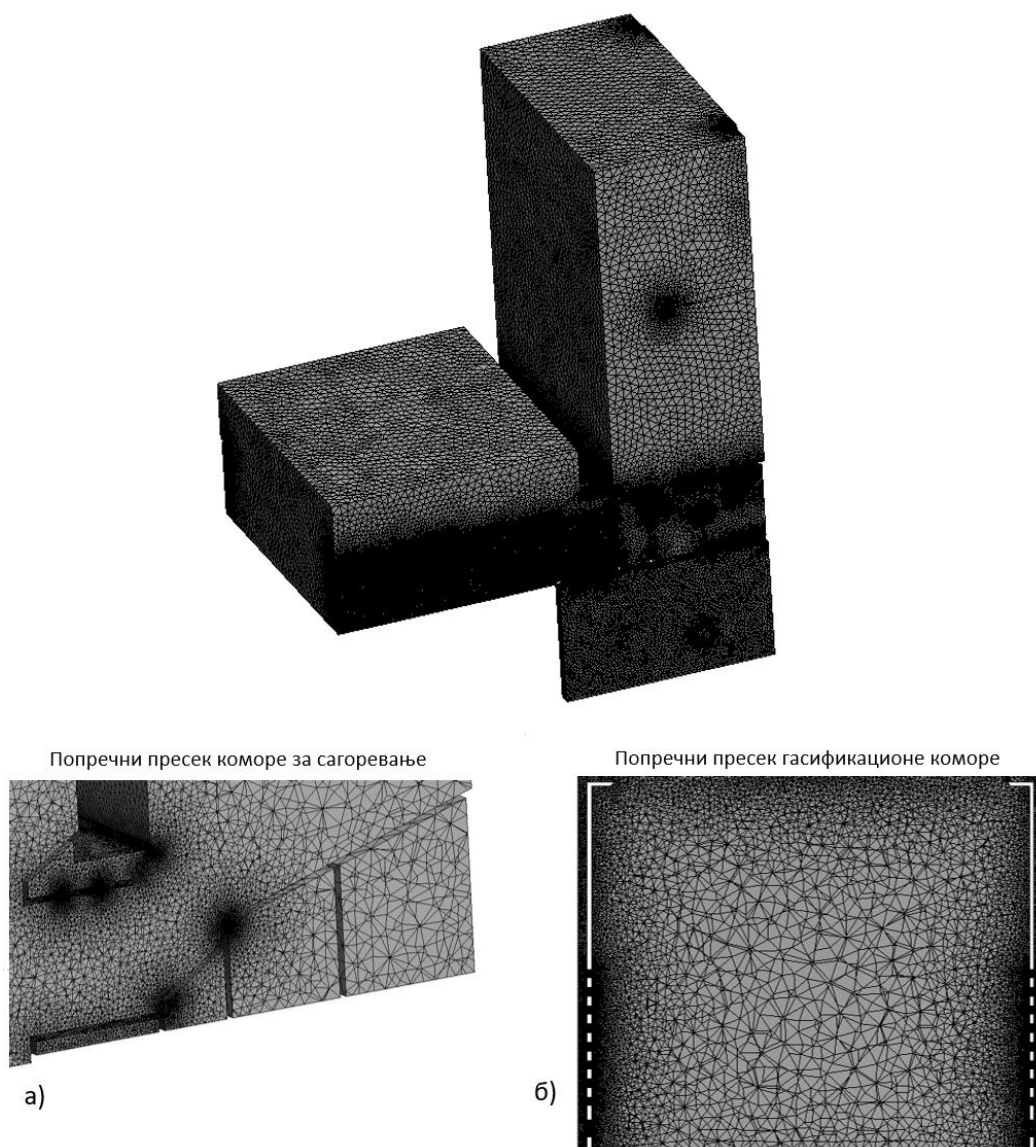
износи 68.2 *mm*. Просечне вредности квалитета елемената, односа дужине и висине ћелије, ортогоналног квалитета и искривљености ћелија износе 0.823, 1.929, 0.751 и 0.54. Важно је напоменути да без квалитетне мреже, и најбољи математички модел може дати нетачне резултате. То значи да квалитет мреже директно утиче на тачност резултата, а такође и на брзину конвергенције. Овако формирана мрежа коју је софтвер сам дефинисао је превише груба, па се стога формира нова мрежа.



Слика 3.6 | Изометријски приказ првобитно формиране грубе мреже са зонама од интереса. а) попречни пресек коморе за сагоревање (поглед са стране), б) попречни пресек гасификационе коморе (поглед одозго).

Да би се добили прецизнији резултати, у наставку симулације коришћена је фина мрежа (Слика 3.7), која се састоји од 2799678 чворова и 15137173 елемената. Минимална дужина странице елемената је 0.148 *mm*, док максимална дужина износи 14.84 *mm*. Просечне вредности квалитета елемената, односа дужине и

висине ћелије, ортогоналног квалитета и искривљености ћелија износе 0.842, 1.827, 0.864 и 0.22.



Слика 3.7 | Изометријски приказ изабране fine мреже са зонама од интереса. а) попречни пресек коморе за сагоревање (поглед са стране), б) попречни пресек гасификационе коморе (поглед одозго).

Након што се мрежа креира и валидира, екпортује се и учитава у Fluent или CFX (у овом случају CFX), где се дефинишу гранични услови и покреће симулација.

### 3.1.1.3. ИСПИТНО ГОРИВО

Као испитно гориво коришћене су букове цепанице различитих дужина. Њихова елементарна и техничка анализа није рађена, али је састав сувог буковог дрвета узет из базе података Phyllis [92], приказан у Табели 3.1. Садржај влаге од 19.3% је измерен помоћу уређаја Testo 606-1 [93], и одређен је као средња аритметичка вредност 50 измерених вредности.

Табела 3.1 | Карактеристике коришћеног горива [92].

Техничка анализа	
$W$ масени %, влажна основа	19.3
$A$ масени %, влажна основа	0.49
Елементарна анализа	
$C$ масени %, влажна основа	48.35
$H$ масени %, влажна основа	5.86
$O$ масени %, влажна основа	44.98
$N$ масени %, влажна основа	0.31
$S$ масени %, влажна основа	0.02
Топлотна моћ горива	
$H_d$ MJ/kg	19.07
$H_g$ MJ/kg	20.25

#### 3.1.1.4. ГРАНИЧНИ УСЛОВИ

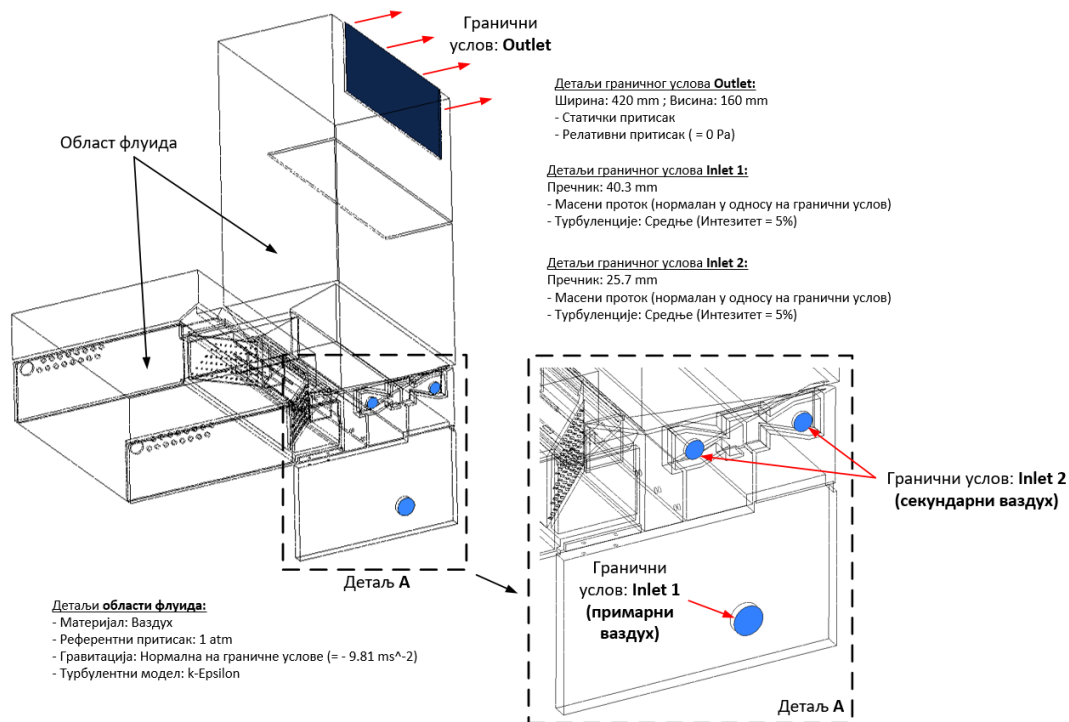
Гранични услови представљају један од најважнијих корака у припреми CFD симулација, јер дефинишу како се модел понаша на границама симулационог домена. Другим речима, они одређују шта Fluent или CFX „виде“ као улаз, излаз итд. Јако је важно да тачно буду дефинисани гранични услови, јер у супротном може доћи до нетачних резултата, неуспеха конвергенције итд.

На Слици 3.8 приказани су гранични услови области флуида. Улаз у гасификациони котао представља примарни ваздух са границом типа „inlet 1“, при чему је проток примарног ваздуха дефинисан као масени проток ваздуха равномерно расподељен по попречном пресеку. Две локације дефинишу улаз секундарног ваздуха у поменути котао са границом типа „inlet 2“, при чему је проток секундарног ваздуха такође дефинисан као масени проток ваздуха равномерно расподељен по попречном пресеку. Излаз флуида из котла дефинисан је границом типа „outlet“, при чему је граница одређена избором опције „static pressure“ и дефинисањем релативног притиска од 0 Pa. Све остале површине дефинисане су границом „wall“.

Коефицијент вишка ваздуха који износи  $\lambda = 1.5$  одређен је на основу [18]:

$$\lambda = \frac{20.9}{20.9 - O_2} \quad (3.1)$$

при чему је садржај кисеоника у димном гасу  $O_2 = 7\%$ . Ово је типична вредност за ову врсту гасификационих котлова. На основу референце [10], усвојени су коефицијенти вишка примарног  $\lambda_{prim} = 0.8$  и секундарног  $\lambda_{sek} = 0.7$  ваздуха.



Слика 3.8 | Изометријски приказ CFD модела гасификационог котла укључујући и детаље о моделу и граничним условима.

Потрошња горива која износи  $\dot{V} = 0.001457 \text{ kg/s}$  одређена је на основу [94]:

$$\dot{V} = \frac{Q}{H_d \cdot \eta} \quad (3.2)$$

где су  $Q = 25 \text{ kW}$  номинална снага котла,  $H_d = 19070 \text{ kJ/kg}$  доња топлотна моћ горива и  $\eta = 0.9$  степен корисности котла.

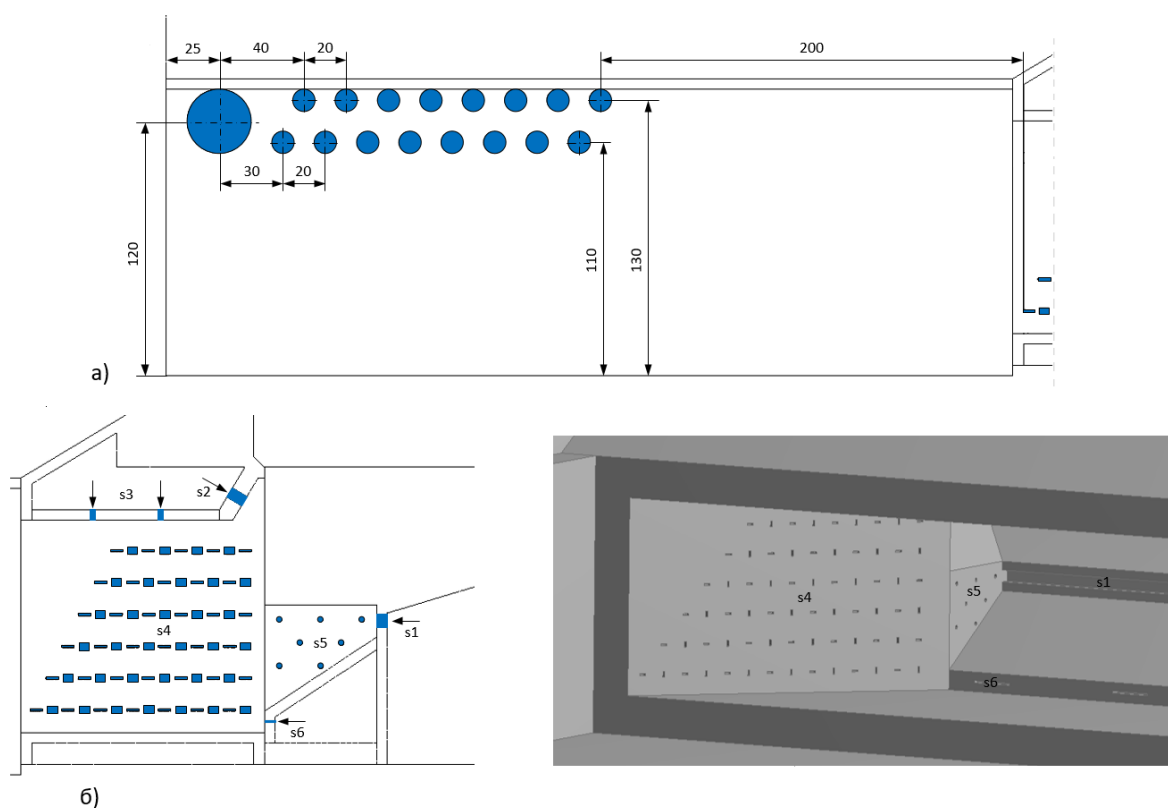
Масени протоци примарног  $\dot{m}_{prim} = 0.002304 \text{ kg/s}$  и секундарног  $\dot{m}_{sek} = 0.001249 \text{ kg/s}$  ваздуха одређени су на основу [95]:

$$\dot{m} = \rho \cdot A \cdot v = \rho \cdot \pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2 \cdot v \quad (3.3)$$

где су  $\rho = 1.2041 \text{ kg/m}^3$  густина ваздуха на околној температури од 293.15 K,  $A$  површина попречног пресека,  $d_{prim} = 40.3 \text{ mm}$  и  $d_{sek} = 25.7 \text{ mm}$  пречници улазних отвора примарног и секундарног ваздуха у гасификациони котло, а  $v_{prim} = 1.5 \text{ m/s}$  и  $v_{sek} = 2 \text{ m/s}$  брзине примарног и секундарног ваздуха.

### 3.1.1.5. ПРЕДЛОЖЕНА КОНСТРУКЦИЈА КАНАЛА ЗА УВОЂЕЊЕ ПРЕДГРЕЈАНОГ ПРИМАРНОГ И СЕКУНДАРНОГ ВАЗДУХА У ГАСИФИКАЦИОНУ И КОМОРУ ЗА САГОРЕВАЊЕ

На Слици 3.9 приказана је предложена конструкција канала тј. отвора за увођење предгрејаног примарног и секундарног ваздуха у гасификациону комору и комору за сагоревање. Циљ је био да се примарни ваздух предгреје (пролазећи око и испод ложишта) пре него што се уведе у гасификациону комору кроз 34 отвора тј. рупе (две веће, пречника 30 *mm* и тридесет две мање, пречника 10 *mm*) смештене бочно са обе стране коморе. Количина примарног ваздуха се регулише клапном којом управља сервомотор. Најмање растојање између отвора за примарни и секундарни ваздух мора бити 200 *mm*, како не би дошло до хлађења гаса.

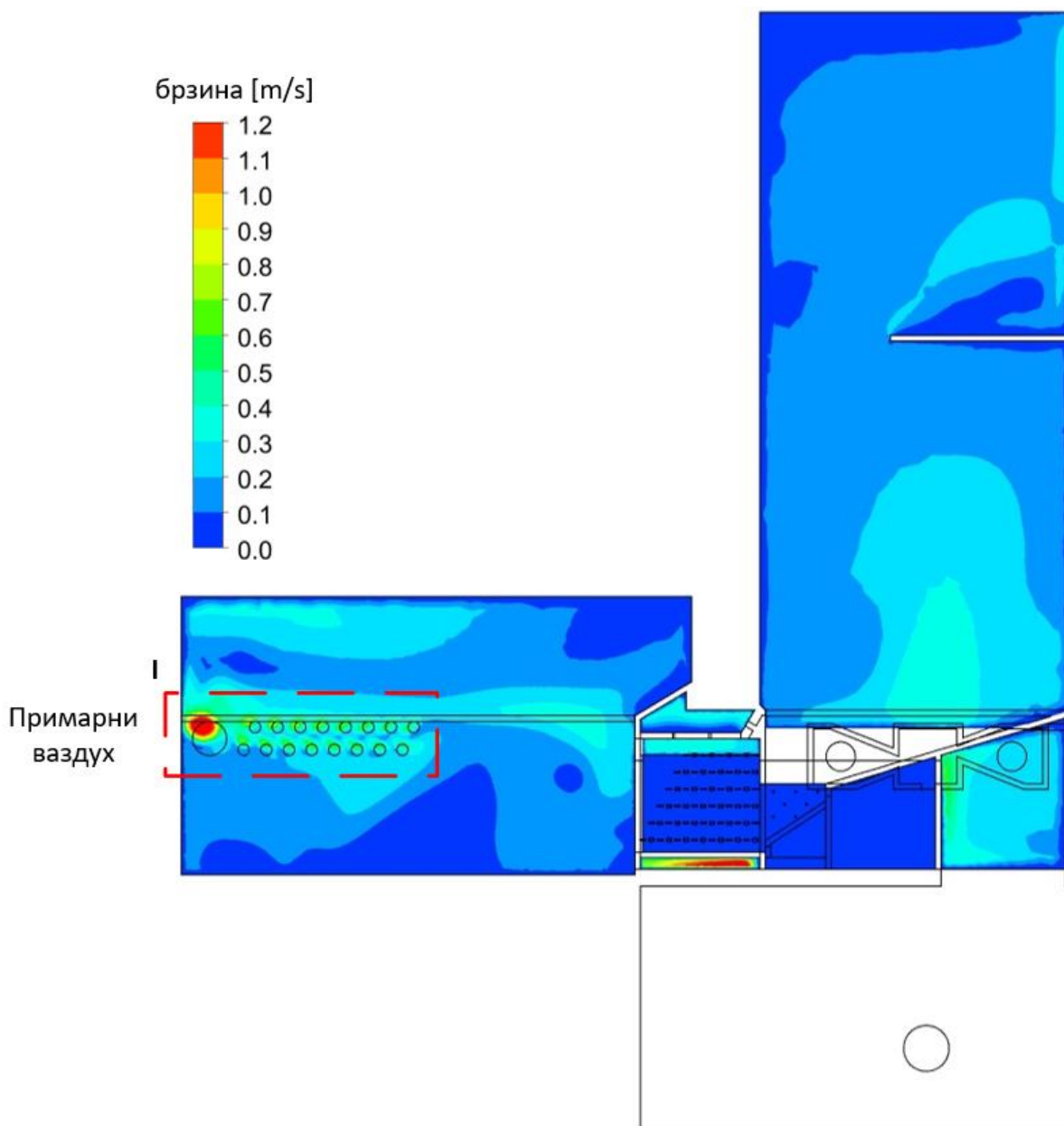


Слика 3.9 | Предложена конструкција канала (отвора) за увођење предгрејаног: а) примарног ваздуха у гасификациону комору и б) секундарног ваздуха у комору за сагоревање (Слика преузета из реф. [86]).

Секундарни ваздух се уводи у комору за сагоревање кроз велики број линијских (позиције s1, s2, s3, s4 и s6 на Слици 3.9.б) и мали број кружних отвора (позиција s5 на Слици 3.9.б). Линијски и кружни отвори треба да обезбеде боље мешање горивог гаса и секундарног ваздуха.

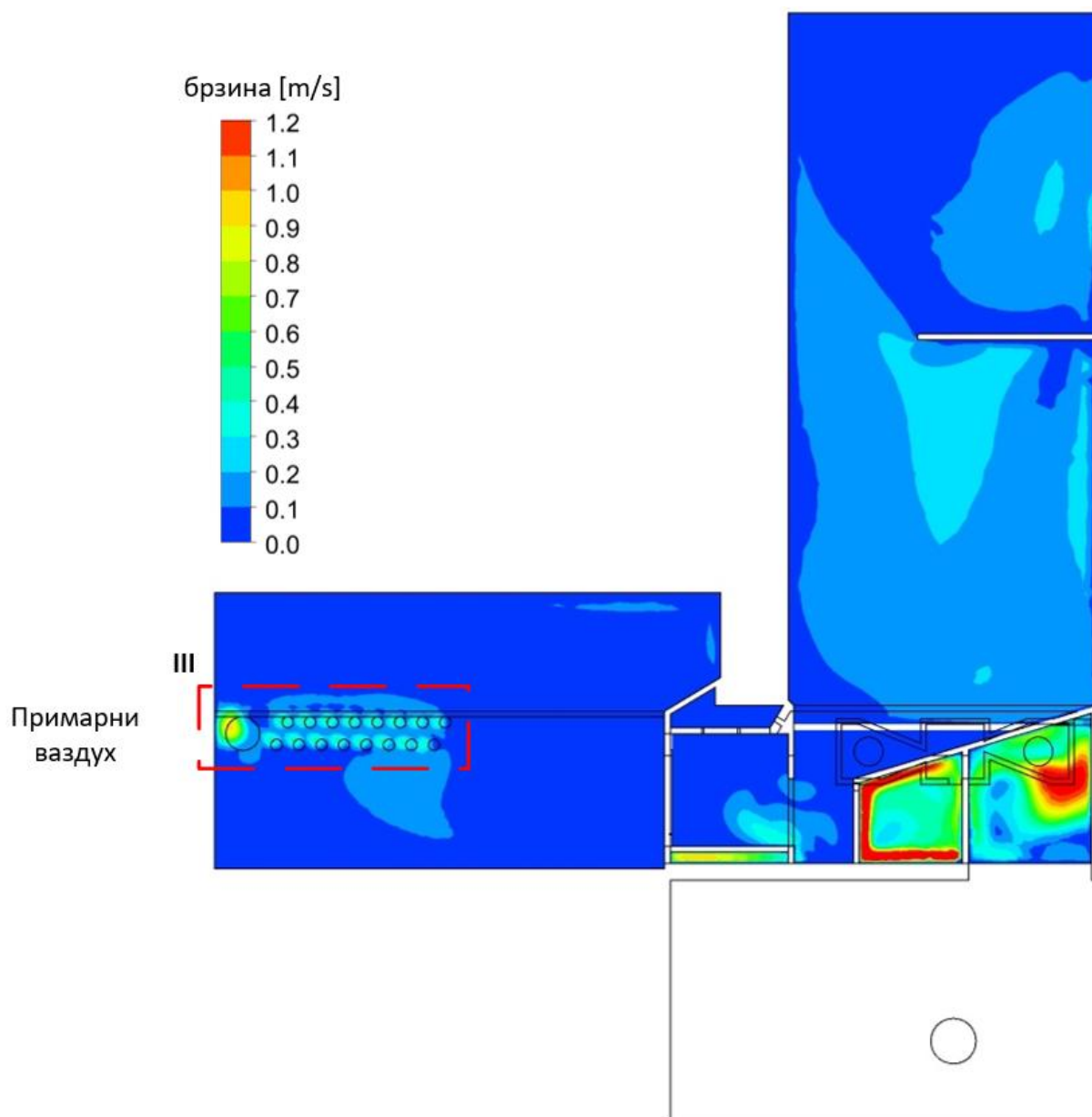
### 3.1.1.6. РЕЗУЛТАТИ CFD СИМУЛАЦИЈА

На Сликама 3.10, 3.11 и 3.12 приказани су резултати нумеричке симулације. Приоритет је дат брзинском пољу примарног и секундарног ваздуха. На Сlici 3.10 приказане су брзине примарног ваздуха (I – страна насупрот улазу примарног ваздуха) у опсегу од 0.6 до 1.2  $m/s$ .



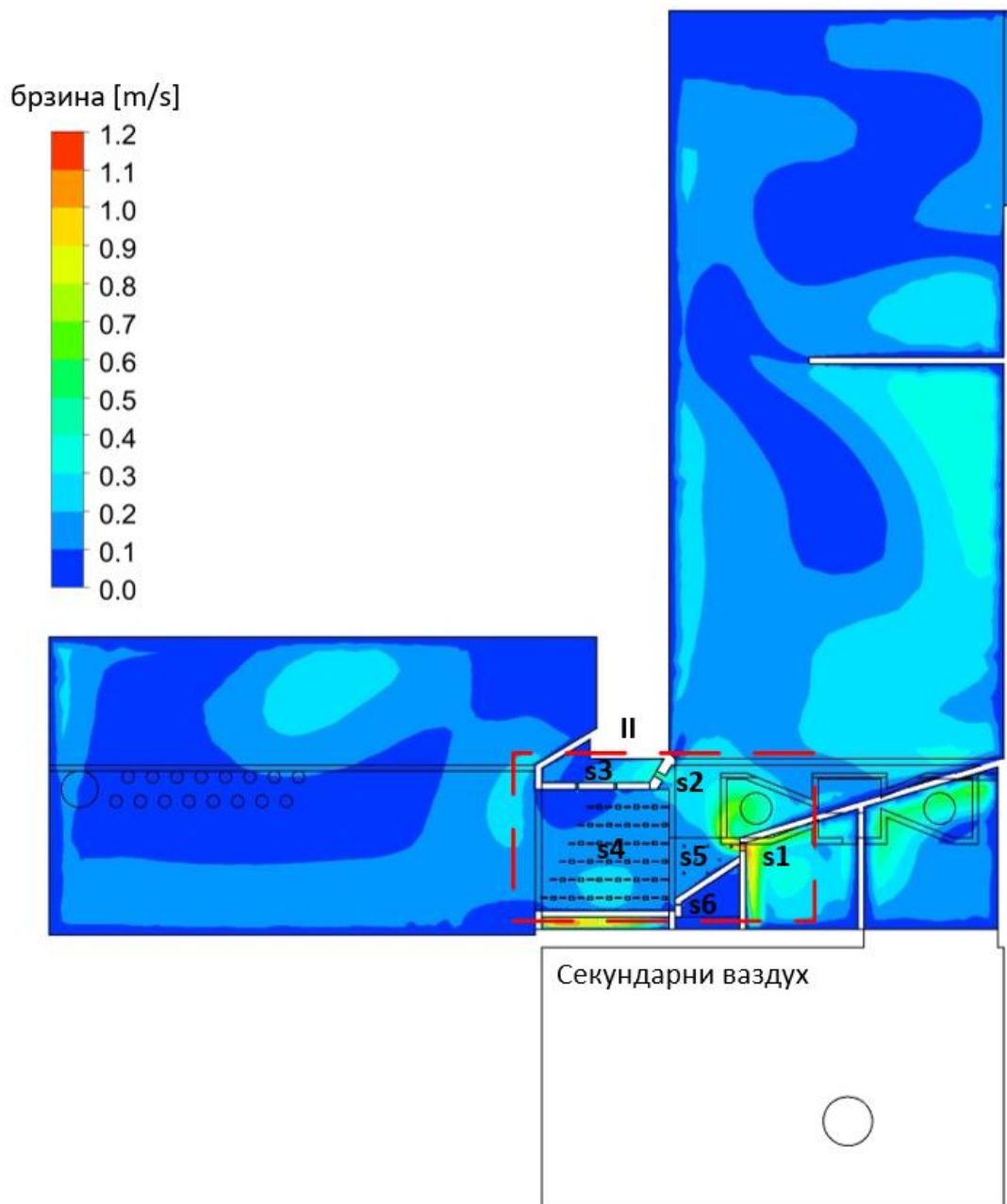
Слика 3.10 | Брзинско поље примарног ваздуха. I – страна насупрот улазу примарног ваздуха (Слика преузета из реф. [86]).

На Сlici 3.11 приказане су брзине примарног ваздуха (III – страна ближа улазу примарног ваздуха) у опсегу од 0.6 до 0.8  $m/s$ . Нумеричка симулација је показала да се добијени резултати разликују од очекиваних за примарни ваздух од 1.5  $m/s$ . У оба случаја, највеће брзине су остварене кроз два већа отвора, пречника 30  $mm$ .



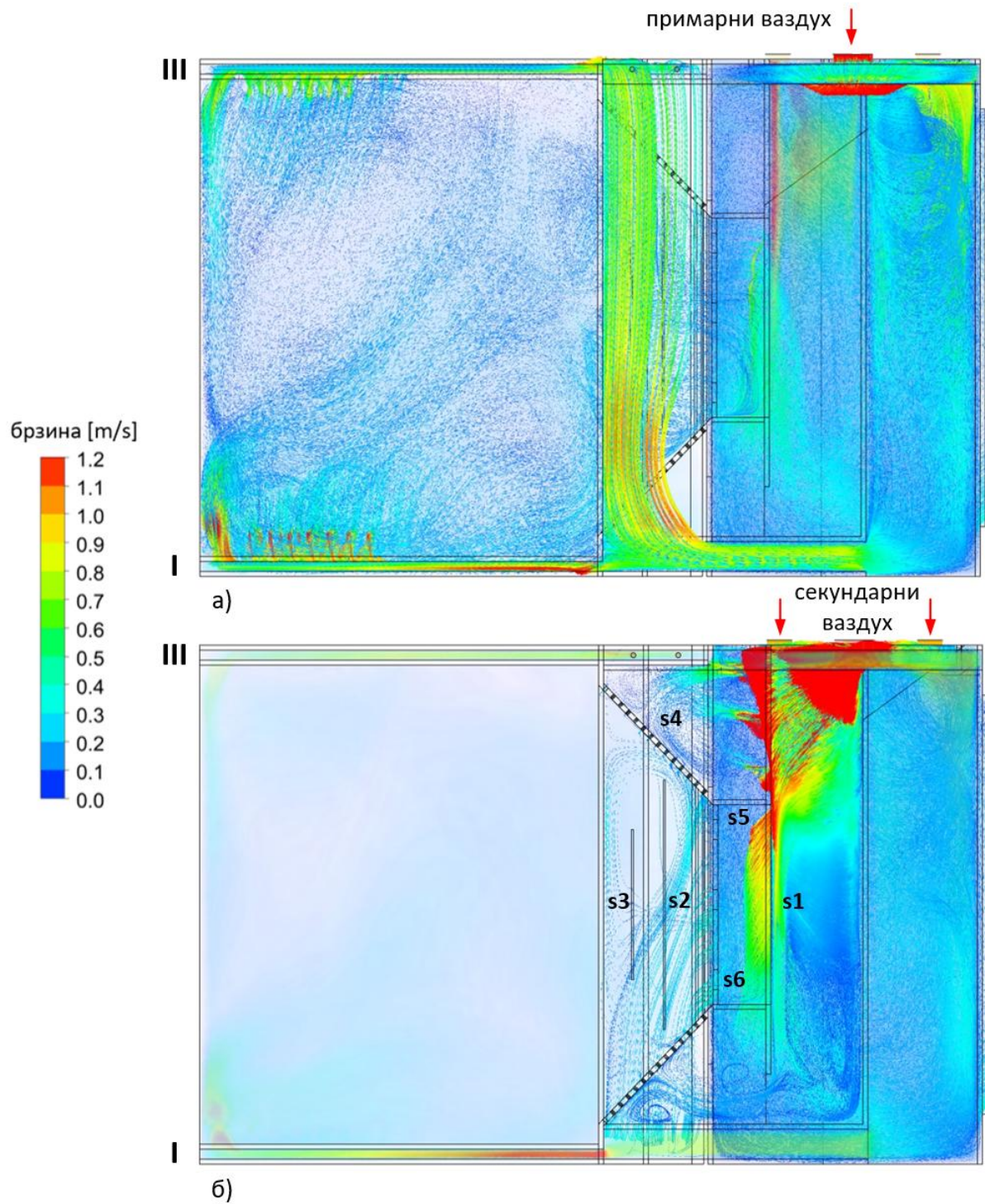
Слика 3.11 | Брзинско поље примарног ваздуха. III – страна ближа улазу примарног ваздуха (Слика преузета из реф. [86]).

На Слици 3.12 приказано је брзинско поље секундарног ваздуха. Као и у претходном случају, и овде су добијене брзине у супротности са очекиваним од  $2 \text{ m/s}$ . На основу Слике 3.12 и 3.13б може се приметити да секундарни ваздух фаворизује ваздушну завесу (позиција s1) која се налази у зони сагоревања са брзинама од  $0.6$  до  $1.1 \text{ m/s}$ . Циљ ваздушне завесе (s2) је да усмери пламен, при чему су брзине секундарног ваздуха биле у опсегу од  $0.6$  до  $0.67 \text{ m/s}$ . Брзине секундарног ваздуха за остале позиције (s3, s4, s5 и s6) су износиле до  $0.25 \text{ m/s}$ . Такође се може приметити да је брзинско поље нешто неповољније јер се ствара „кратка веза“ према конвективном делу котла са доње стране ватросталне преграде. Дакле, симулација је показала да се највеће брзине остварују код ваздушне завесе (s1), што је и добро, јер фаворизује подизање пепела и несагорелих честица према конвективном делу котла.



Слика 3.12 | Брзинско поље секундарног ваздуха. Позиција II (Слика преузета из реф. [86]).

На слици 3.13 приказана је дистрибуција примарног и секундарног ваздуха у гасификационој и комори за сагоревање. На основу Сlike 3.13а може се закључити да путања примарног ваздуха фаворизује страну (I) наспрот улазу примарног ваздуха. На основу симулације примећено је да у гасификационој комори постоји неравномерно брзинско поље ваздуха.



Слика 3.13 | Дистрибуција примарног и секундарног ваздуха у гасификациону комору и комору за сагоревање. а) примарни ваздух (поглед одоздо) и б) секундарни ваздух (поглед одоздо).

## 3.2. ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ИСПИТИВАЊА ГАСИФИКАЦИОНЕ КОМОРЕ КОТЛА НА ДРВА ТЕРМИЧКЕ СНАГЕ 18 kW

У овом (3.2) и њему пратећим (3.2.1-3.2.3) поглављима представљена су експериментална испитивања гасификационе коморе објављене у референци [77]. Испитивања су рађена на котлу термичке снаге 18 kW са истосмерном комором за гасификацију.

Према ономе што је објашњено у поглављу 3, за сагоревање дрвета у котловима на биомасу примењују се три основне конструкције: типична са струјањем навише, као и конструкције са истосмерном и попречном гасификацијом. Конструкције са истосмерном и попречном гасификацијом одликује вишестепени процес сагоревања, при чему се гасификација одвија у посебној комори, након чега се настали гориви гас сагорева у ложишту. Између наведених комора постављају се ватростални додаци с циљем што ефикаснијег сагоревања горивог гаса и чврстих честица које се преносе заједно с њим, као и побољшања трансфера топлоте у ложишту. При пројектовању ватросталног додатка и геометрије ложишта неопходно је узети у обзир температурна и брзинска поља, као и састав горивог гаса. При примени нумеричког моделовања ради адекватног димензионисања коморе за сагоревање и керамичког уметка неопходно је располагати подацима о саставу и температури горивог гаса на излазу из гасификационе коморе. У постојећој литератури, тих података готово и да нема. Углавном се аутори, као што је наведено у референци [96], фокусирају на сагоревање горивог гаса добијеног у истосмерним реакторима за гасификацију. Дрозатос и коаутори су у раду [97] извршили нумеричко моделирање котла који је концептуално веома сличан котлу приказаном на Слици 3.14. У циљу одређивања састава гаса, аутори су претпоставили да температура на излазу из гасификационе коморе износи 850 °C, као и да се у комору доводи количина примарног ваздуха која обезбеђује коефицијент вишка ваздуха од  $\lambda = 0.66$ . У литератури је највише података доступно за традиционално вишестепено сагоревање навише. Код њега је гасификација до детаља испитана и што је посебно значајно састав добијеног гаса веома је сличан оном који се добија у истосмерним реакторима за гасификацију. У оквиру овог типа система, аутори [98] су испитивали процес гасификације дрвне сечке у зависности од њене влажности и количине ваздуха. Резултати испитивања и комплетан мерни ланац детаљно су представљени. Главни закључци рада [98] указују да количина примарног ваздуха и садржај воде у гориву имају значајан утицај на састав и температуру гаса, затим на понашање гасивикованог слоја горива, као и на емисију прашкастих материја. При ниским вредностима количине примарног ваздуха значајан је утицај тера на топлотну моћ гаса, док су емисије прашкастих материја ниже. Емисије прашкастих материја су значајно ниже у случају употребе суве биомасе. У раду [99] су анализирани геометријске деформације и губитак масе дрвета у зависности од времена и температуре током гасификације у котловима. Кирч са коауторима у радовима [100] и [101] анализира шаржни реактор за гасификацију у пећи која користи различите

врсте биомасе. Резултати ових радова показују да су састави добијених гасова веома слични онима који настају у истосмерним реакторима за гасификацију. Узимајући у обзир претходно изложене чињенице и захтеве моделовања и пројектовања, циљ је био представити испитивања гасификационе коморе и дефинисати основне конструктивне и радне параметре који утичу на састав и температуру горивог гаса.

На Слици 3.14 приказан је гасификациони котао на дрва термичке снаге 18 kW, на коме су извођени експерименти. Главни делови котла су: гасификациона комора (позиција 1 на Слици 3.14 и на Слици 3.15б), комора за сагоревање (позиција 5 на Слици 3.14 и на Слици 3.15б) и конвективни део котла (позиција 6 на Слици 3.14).

Димензије гасификационе коморе износе 410x520x700 mm. Она истовремено служи и као складиште горива. Њена велика запремина омогућава целодневни рад котла уз само два налагања. Отвори за увођење предгрејаног примарног ваздуха постављени су на бочним зидовима коморе, на висини од 150 mm од њеног дна. Ватростални бетон, видети Сликe 3.14 и 3.15б, обавља више улога: носи шаржу горива, раздваја гасификациону и комору за сагоревање, акумулира топлоту неопходну за ендотермне реакције, а служи и за довод, предгревање и увођење секундарног ваздуха. Осим ватросталног бетона и масивних врата, комора је највећим делом окружена каналима кроз које струји котловска вода.

Гориви гас сагорева у зони између гасификационе и коморе за сагоревање. Позицијом 5, на Сликама 3.14 и 3.15б, означено је керамичко постоље. Његова улога је да омогући што потпуније сагоревање гаса и ситних честица које гас носи са собом. Поред ових функција, керамичко постоље има и додатне улоге: омогућава приношење пепела вратима за чишћење, поспешује трансфер топлоте у ложишту и комбинацијом промена брзина и инерцијалних сила поспешује таложење честица.

Конвективни део котла (позиција 6 на Слици 3.14) састоји се од цеви пречника 82.5 mm са турбулаторима у облику опруга. Захваљујући вентилатору (позиција 7 на Слици 3.14), котао је на потпритиску у односу на околину.

Аутоматика управља котлом користећи два вентила и одсисни вентилатор. Вентил за примарни ваздух, заједно са променљивом брзином вентилатора покушава да достигне задату снагу, док вентил за секундарни ваздух одржава константну задату концентрацију кисеоника у димном гасу, најчешће око 7%.

### 3.2.1. ИСПИТНО ГОРИВО

За потребе експерименталних испитивања коришћена су букова дрва, чији је састав дат у Табели 3.2. Састав дрвета преузет је из претходних испитивања исте сече [102] тј. гомиле, док је влажност мерена за сваку појединачну цепаницу коришћену у експерименту. Количина воде у цепаницама кретала се у опсегу од 6.5 до 22.6%, при чему су најчешће вредности биле између 9.5 и 11 мас%. Влага је контролисана помоћу уређаја Testo 616 [103], чије је мерно место означено бројем 5 у Табели 3.3.

**Табела 3.2** | Техничка и елементарна анализа горива. 1 – у сувој маси, 2 – као остатак, 3 – у сувој маси без пепела, 4 – просечна вредност.

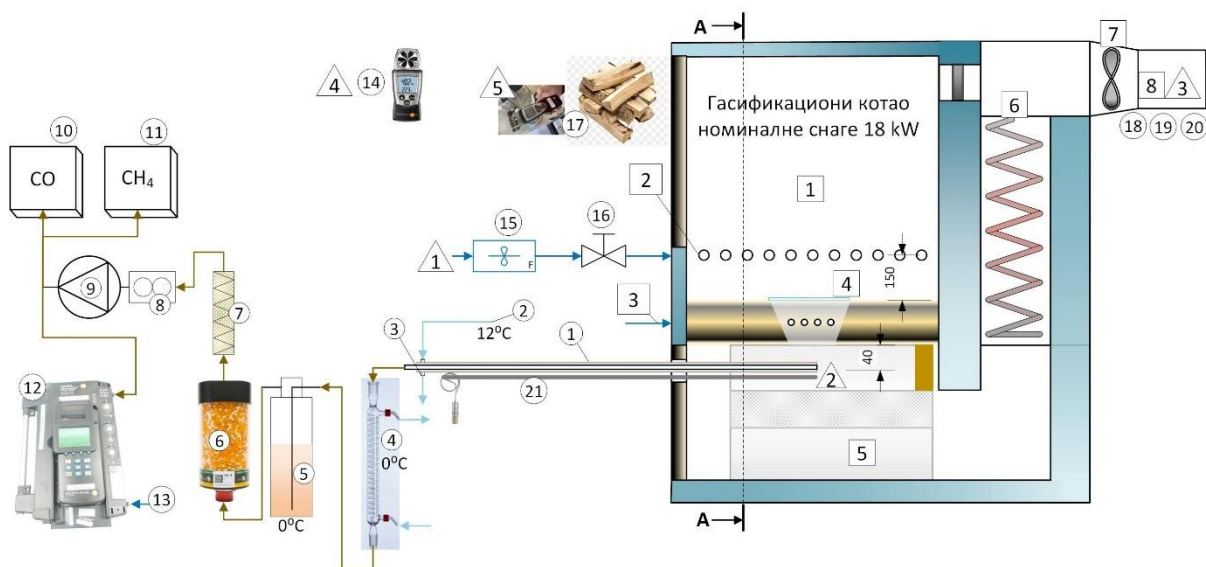
Испарљива маса <sup>1</sup>	Пепео <sup>1</sup>	Фиксан угљеник <sup>1,2</sup>	C <sup>3</sup>	H <sup>3</sup>	O <sup>3,2</sup>	N <sup>3</sup>	S <sup>3</sup>	W <sup>4</sup>
85.9	0.57	13.4	49.1	5.7	44.5	0.15	0.045	12.85

### 3.2.2. МЕРЕНЕ ВЕЛИЧИНЕ И ПОСТУПАК МЕРЕЊА

Независна испитивања у гасификационој комори нису изводљива због просторних ограничења условљених присуством канала, у највећем делу коморе, за струјање котловске воде. Из тих разлога, а у циљу веродостојније симулације радних услова, испитивања су спровођена циклично: на сваких 25 минута рада, комора је испитивана у интервалу од 10 минута. Током узорковања, вентилатор (позиција 7 на Слици 3.14) је радио са константним бројем обртаја, док је проток примарног ваздуха одржаван приближно константним уз помоћ ручног регулационог вентила (позиција 16 на Сликама 3.14 и 3.15а). Због сталних промена отпора у комори, проток ваздуха се непрестано мења, али се помоћу вентила (позиција 16 на Сликама 3.14 и 3.15а) може одржавати у оспегу од  $\pm 0.1$  l/s. Овај вентил је неопходан јер се затварањем довода секундарног ваздуха (позиција 3 на Слици 3.14) ремети струјна слика котла, што доводи до пораста протока кроз гасификациону комору услед затварања паралелне гране за секундарни ваздух. Запремински мерач протока (позиција 15 на Сликама 3.14 и 3.15а) и поменути регулациони вентил су коришћени на овом мерном месту. Ради обезбеђења тачности мерења, водило се рачуна да мерач протока и регулациони вентил буду постављени на правој деоници, минимум 5D, од најближег локалног отпора. Масени проток примарног ваздуха израчунат је на основу измерених вредности температуре и влажности околног ваздуха (мерно место 4 на Слици 3.14 и у Табели 3.3).

На Сликама 3.14 и 3.15б приказано је 2. мерно место. Након затварања довода секундарног ваздуха, на том положају су кроз отвор за визуелно праћење сагоревања постављене сонде за узорковање гаса и мерење температуре. У Табели 3.3 дат је преглед основних карактеристика коришћених мерних уређаја. Термопар К-типа је постављен до саме сонде за узорковање гаса и био је смештен у прохромској цеви, која је служила као баријера за термичко зрачење од околне керамике. За узорковање гаса коришћена је водом хлађена сонда (позиција 1 на Слици 3.14), са улазом расхладне воде температуре око  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$  (позиција 2) и излазом (позиција 3). Сонда је била благо нагнута ка кондензатору који је хлађен леденом водом температуре  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  (позиција 4 на Слици 3.14). Охлађен гас је са кондензатора усмераван ка испиралици (позиција 5 на Слици 3.14) запремине  $0.25\text{ dm}^3$ , напуњеној са  $0.15\text{ dm}^3$  изопропанола. Испиралица је током целог поступка била потошљена у ледену воду температуре  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Главни део влаге и тера издвојен је из гаса у кондензатору. Слика 3.16 начињена током мерења и приказује издвојени кондензат који представља смешу воде, тера и честица. Ове последње у највећем делу представљају негасификовани угљеник понесен

гасном струјом. У раду [104] Хаслер и коаутори су представили апсорпциони метод за узорковање и селекцију тера из горивог гаса. Коришћењем наведених метода, Бумхајер и коаутори [98] су узорковали тер из гаса добијеног гасификацијом дрвне сечке у котлу мале термичке снаге. За разлику од рада [98], у којем су коришћене две испиранице са водом и пет са изопропанолом, од којих су три биле смештене у посуди одржаваној на  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ , у представљеном испитивању је имајући у виду његове потребе, захтевану тачност, водом хлађену сонду и велики кондензатор, коришћена само једна испираница.

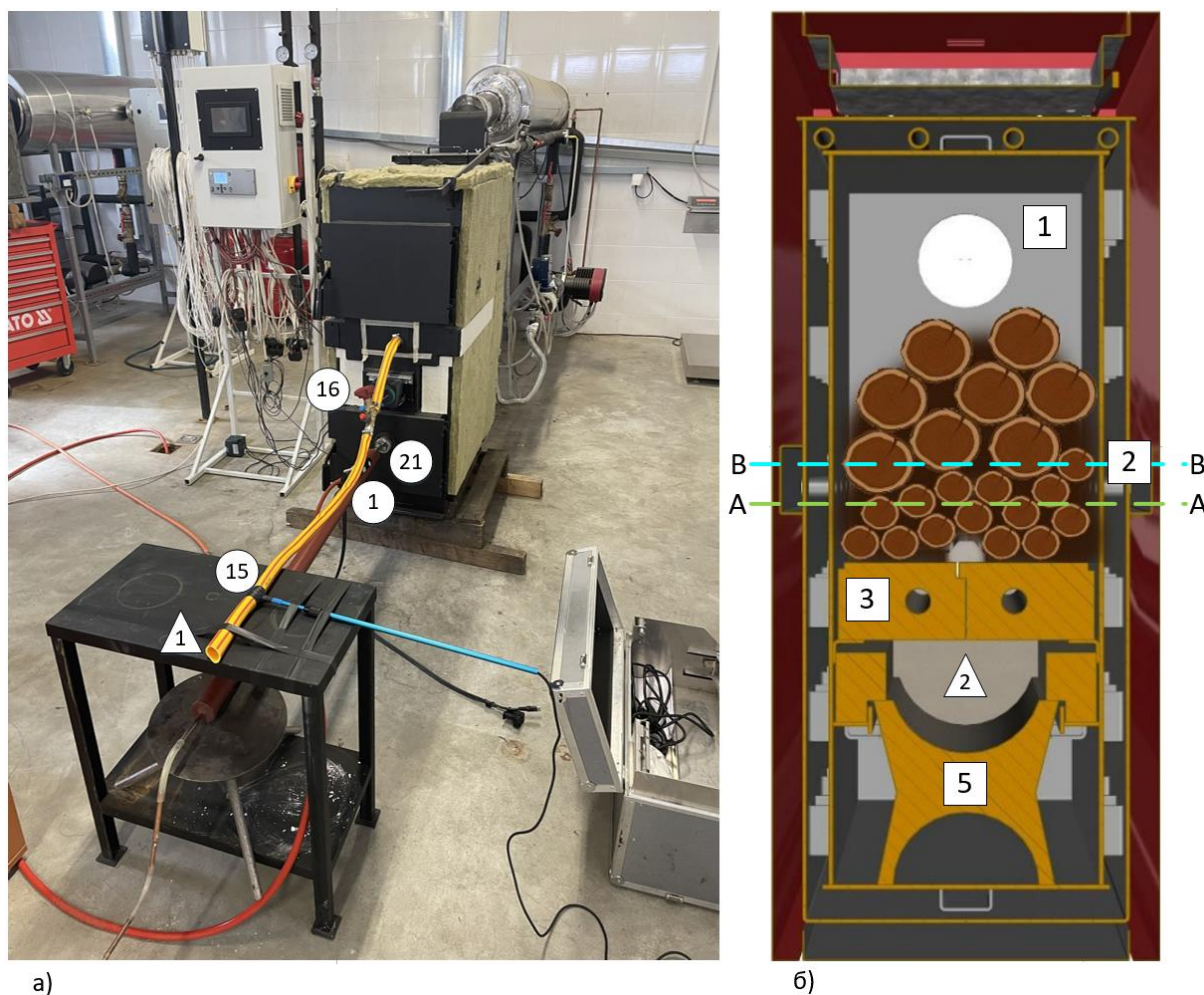


**Слика 3.14** | Шема експерименталних испитивања. Квадратним ознакама обележени су главни делови котла: 1 – гасификациона комора, 2 – отвори за примарни ваздух, 3 – секундарни ваздух, 4 – излаз из гасификационе коморе (увођење секундарног ваздуха), 5 – ватростална керамика у зони сагоревања, 6 – конвективни део котла са турбулаторима у облику опруге. Мерна места означена троугловима: 1 – примарни (гасификациони) ваздух, 2 – узорковање гаса и мерење његове температуре, 3 – мерење карактеристика димног гаса на изласку из котла, 4 – стање околине, 5 – влажност цепаница. У кружићима мерна опрема: 1 – сонда за узорковање гаса, 2,3 – улаз и излаз расхладне воде из сонде, 4 – кондензатор, 5 – испираница напуњена изопропанолом, 6 – филтер са силика гелом, 7 – филтер од стаклених влакана, 8 – мерач протока сувог гаса, 9 – вакуум пумпа, 10 – мерење количине CO, 11 – мерење количине CH<sub>4</sub>, 12 – гасни анализатор, 13 – ваздух за разблаживање гаса, 14 – анемометар, 15 – мерач протока, 16 – ручни регулациони вентил, 17 – мерач влажности дрва, 18 – мерачи температуре и O<sub>2</sub> у димном гасу, 19 – гасни анализатор, 20 – изокинетичко узорковање честица (Слика преузета из реф. [77]).

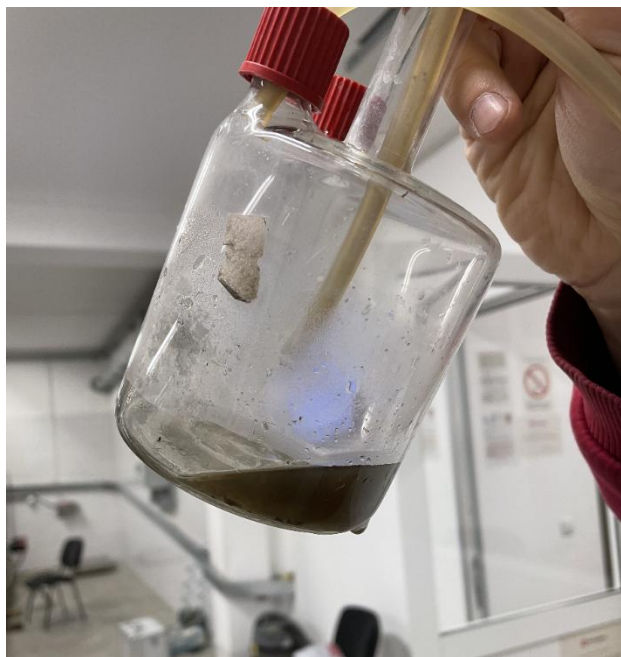
Низводно од испиранице за издвајање преостале влаге и честица коришћени су филтери од силика гела (позиција 6 на Слици 3.14) и стаклених влакана (позиција 7 на Слици 3.14). Након изласка из филтара, запремински проток и температура узоркованог гаса мерени су помоћу уређаја Zambeli ZB1 (видети Табелу 3.3). Суви гориви гас је затим раздвајан на два тока: један је усмераван ка уређајима за одређивање концентрације метана CH<sub>4</sub> и угљен-моноксида CO (видети Табелу 3.3), док је други усмерен ка гасном анализатору Testo 350 XL (позиција 12 на Слици 3.14). Ови уређаји (позиције од 10 до 12) поседују сопствене вакуум пумпе, које су ради прегледности изостављене на Слици 3.14. У гасном анализатору суви гас је разблаживан околним ваздухом фактором 40 (однос 1:39), при чему су одређиване концентрације кисеоника O<sub>2</sub>, угљен-диоксида CO<sub>2</sub>, и као

и у (позиција 10 на Слици 3.14) концентрација угљен-моноксида  $CO$ . Концентрација азота  $N_2$  израчуната је на основу протока примарног ваздуха (позиција 15 на Слици 3.14) и елементарног састава букових цепаница (видети Потпоглавље 3.2.1). Као и у раду [98], претпостављено је да је сав тер у облику хептана  $C_7H_{16}$ . Концентрација водоника  $H_2$  одређивана је уз претпоставку да у сувом гасу, након издвајања влаге и тера, нису присутне друге компоненте осим  $CO$ ,  $CO_2$ ,  $CH_4$ ,  $O_2$  и  $N_2$ .

На мерном месту 3 (Слика 3.14 и Табела 3.3), температура и концентрација кисеоника  $O_2$  у димном гасу су непрекидно очитавани помоћу котловске аутоматике. Пре извођења описаних мерења, на истом мерном месту спроведена су котловска испитивања у складу са EN 303-5 (видети Табелу 3.4). Температура гаса у мерном ланцу контролисана је на месту мерења запреминског протока (позиција 8 на Слици 3.14).



Слика 3.15 | а) Испитивани котло са делом мерне опреме, б) попречни пресек котла преко гасификационе коморе (ознаке су исте као на Слици 3.14), (Слика преузета из реф. [77]).



Слика 3.16 | Изглед смеше кондензата (Слика преузета из реф. [77]).

Табела 3.3 | Мерна места, мерене величине и карактеристике коришћене мерне опреме [77].

Мерно место	Број	Мерена величина и опрема	Грешка мерења (апсолутна или релативна)
1	15	Мерач запреминског протока примарног ваздуха Flowatch, мерни опсег 1 – 30 $m/s$ , $\varnothing$ 20 $mm$ , резолуција 0.1 $m/s$ , 3 $cm/s$ , радна температура – 50 до 100 $^{\circ}C$	$\pm 2\%$ ПС
2	8	Запремински проток горивог гаса – Zambeli ZB1 – min 16 $dm^3/h$ , максимални проток 4 $m^3/h$	$\pm 3\%$
2	10	Концентрација CO у сувом горивом гасу. Гасни анализатор Uras 3E (произвођач Hartmann & Braun). Опсег мерења: 0-25% $CH_4$ , 0-50% $CH_4$	$\pm 1\%$
2	11	Концентрација $CH_4$ у сувом горивом гасу. Гасни анализатор Uras 3E (произвођач Hartmann & Braun). Опсег мерења: 0-10% $CO$ , 0-40% $CO$	$\pm 1\%$
2	12	Концентрација CO у сувом горивом гасу	$\pm 5\%$
2	12	Концентрација $CO_2$ у сувом горивом гасу	$\pm 0.3$ зап%+1
2	12	Концентрација $O_2$ у гасу	$\pm 0.8\%$
2	4,5	Количина влаге и тера у сувом горивом гасу – гравиметријском методом JEX-200	$\pm 0.2$ $mg$

2	21	Температура сгт на изласку из гасификационе коморе – Термопар тип К (NiCr-Ni) макс. 1370 °C	±1 °C
3	18	Температура, концентрација кисеоника у димном гасу – котловска аутоматика	±1 °C ±0.1 зап%
3	19,20	Запремински састав и количина прашкастих материја у димном гасу – Horiba ENDA 5000	O <sub>2</sub> ±0.8%, CO ±10 ppm, NO <sub>x</sub> ±5%, SO <sub>2</sub> ±10 ppm рел. влаж. ±2.5% rH
4	14	Температура и релативна влажност околног ваздуха	температура ±0.5 °C
5	17	Влажност дрва – Testo 616 (<50% влаге), резолуција 0.1%	рел.=0.1%/МВ%

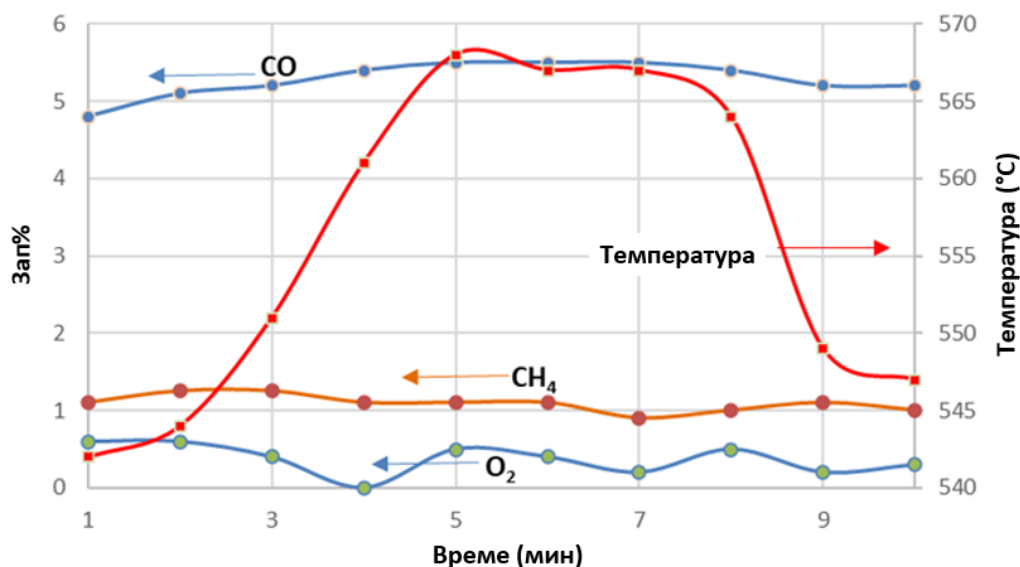
### 3.2.3. РЕЗУЛТАТИ

У Табели 3.4 приказани су основни технички подаци котла код којег је испитивана гасификациона комора. Код ове врсте котлова, аутоматика регулише проток секундарног ваздуха тако да количина кисеоника у димном гасу буде око 7% или да одговара некој другој вредности која даје висок степен корисности при најнижим могућим емисијама. Због тога је најчешћа вредност коефицијента вишка ваздуха око 1.5. У Табели 3.4 су приказане и мерене вредности количине примарног ваздуха сведене на коефицијент вишка ваздуха. Кретале су се у опсегу од 0.35 до 0.45.

Табела 3.4 | Карактеристике испитиваног котла [77].

Номинална снага	18.07 kW
Степен корисности	90.3%
Емисија CO (сведена на 10% O <sub>2</sub> у сдг)	126.57 mg/m <sub>N</sub> <sup>3</sup>
Емисија NO <sub>x</sub> (10% O <sub>2</sub> )	175.75 mg/m <sub>N</sub> <sup>3</sup>
Емисија OGC (10% O <sub>2</sub> )	5.02 mg/m <sub>N</sub> <sup>3</sup>
Емисија прашкастих материја (10% O <sub>2</sub> )	18.44 mg/m <sub>N</sub> <sup>3</sup>
λ - најчешће	1.5±1.6
λ примарног ваздуха у раду (током испитивања)	0.22÷0.67 (min÷max), (ср. вр. 0.35÷0.45)

У Табели 3.5 приказани су резултати четири сесије испитивања. У последње две колоне приказани су састави горивих гасова на оптималним тачкама гасификације буковог дрвета са 12.85% влаге, при притиску од 0.1 МПа. Са СВР - SRS означена је оптимална гасификација са ваздухом на стандардном референтном стању [105], док СВР - PV представља оптималну гасификацију са ваздухом предгрејаним на температуру гасификације [106]. Оптимална тачка се такође назива и гранична тачка угљеника. Код ње је процес гасификације описан као хемијско испаравање при којем се додаје минимална количина ваздуха потребна да сав угљеник пређе у гасовито стање. У том случају, у гасу остаје највећа количина хемијске енергије из оригиналне биомасе. У поређењу са вредностима и експерименталним резултатима из радова [98] и [101], измерени су неочекивани састави гаса. Колона 1 приказује гас добијен на самом почетку испитивања, када је котао био напуњен горивом до нивоа испод отвора за увођење примарног ваздуха (линија А-А на Слици 3.15б). У овом случају котао није могао да постигне своју номиналну снагу. Након тога, ниво горива у комори је подигнут до висине која одговара линији В-В на Слици 3.15б. Добијене вредности приказане су у колонама 2-4. Колона 3 одговара најчешће добијаном саставу гаса. Ово су средње вредности, а како су се мењале у току узорковања илуструје Слика 3.17.



Слика 3.17 | Промене запреминских концентрација  $CO$ ,  $CH_4$ ,  $O_2$  и температуре димног гаса током теста 3, (Слика преузета из реф. [77]).

На њој су приказане средње минутне вредности, добијене као просек четири мерења током једног минута узорковања. На Слици 3.17 видљиве су релативно мале промене резултата током једне серије мерења. Масае влаге и тера, добијене описаном гравиметријском методом, указују на релативно високе количине тере у горивом гасу. Заправо, тер је тај који је давао топлотну моћ гасу. Количина  $H_2O$  и тера у гасу измерене су за све серије испитивања, па су на крају свођене на појединачне саставе гаса уз претпоставку да су током сваке серије испитивања емитоване исте количине влаге и тера. Добијени однос влаге и тера сагласан је

вредностима добијеним у раду [98] за коефицијент вишка ваздуха 0.25. У истом раду показано је да количина тера опада са повећањем количине примарног ваздуха. Са његовим повећањем генерално расте температура гаса на излазу из коморе.

Резултати су проверавани применом материјалног и елементарног биланса. Просечно одступање материјалног биланса износило је 8.4%, док су највећа одступања у оквиру елементарног биланса уочена код кисеоника и угљеника. Мањак од 8 до 14% угљеника у продуктима може се приписати присуству негасификованог угљеника, док је мањак кисеоника у продуктима последица више узрока: грешке мерења улазног ваздуха и гасовитих продуката, као и претходно наведених поједностављења и осредњавања.

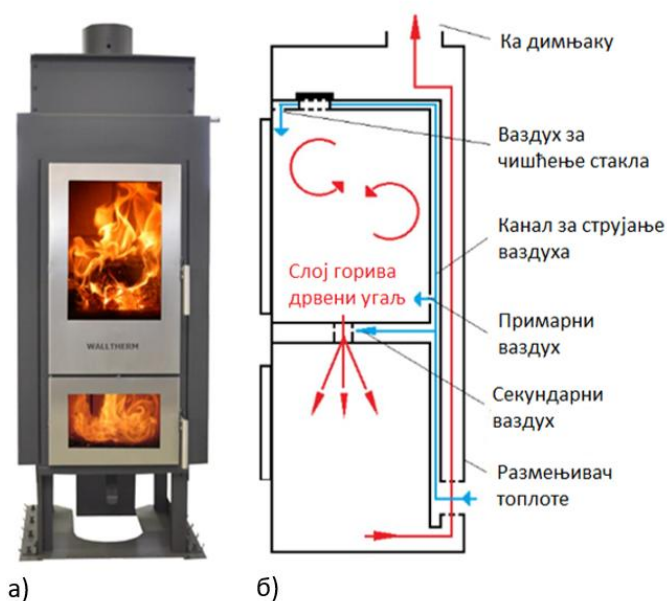
Добијени резултати су слични теоријским вредностима коришћеним у раду [97], али се разликују по знатно нижој температури гаса и повећаном садржају тера. На то утиче и чињеница да је гасификациона комора у највећем делу окружена котловском водом, што доводи до снижавања температуре гаса и измене његовог састава.

Табела 3.5 | Добијени експериментални и резултати теоријских модела [77].

Тест	1	2	3	4	CBP - SRS	CBP - PV
Коефицијент вишка ваздуха $\lambda$	0.28	0.43	0.34	0.28	0.285	0.239
$CO$ %	2.4	4.1	5.3	5.4	22.2	26.2
$CO_2$ %	19.5	14.7	15.7	17.2	10.3	8.4
$CH_4$ %	0.3	1.0	1.1	1.3	1.3	1.3
$H_2$ %	0.2	1.1	1.1	1.2	22.8	25.5
$H_2O$ %	22.0	15.5	18.2	20.0	5.4	4.6
$N_2$ %	55.2	62.8	58.1	54.5	38.0	34
$O_2$ %	0.3	0.6	0.5	0.4	0.0	0.0
$H_d$ MJ/kg <sub>biomase</sub>	0.69	2.25	2.21	2.14	12.64	13.53
$H_d$ са тером MJ/kg <sub>biomase</sub>	11.5	11.5	11.5	11.1		
Маса влаге kg/m <sup>3</sup> <sub>sgg</sub>				0.152		
Маса тера kg/m <sup>3</sup> <sub>sgg</sub>				0.122		
Температура горивог гаса °C	497	618	556	570	674.5	698.6

У првој серији испитивања (видети Табелу 3.5), ниске вредности сагорљивих елемената резултат су танког слоја гасификованог горива и формирања каналића, тј. уских пролаза у слоју горива. У овом случају, у пролазу који представља својеобразну хидрауличку кратку везу за проток ваздуха а потом и гаса, одвија се готово потпуно сагоревање. Кроз остали део масе струје мање количине ваздуха и узрокују гасификацију слоја горива. Деволатилизација горива, чија је последица тер, зависи од брзине ширења топлотног флукса са уских зона око каналића на остатак горива. Деволатилизован гас:

- Циркулише изнад горива у зони гасификације због изједначавања притиска. То потврђује и појава тера на зидовима коморе кроз које струји вода.
- Због релативно великог отвора за пролаз гаса из зоне гасификације у зону сагоревања ( $220 \times 80 \text{ mm}$ ), тер се меша са димним гасом али због недостатка кисеоника и смањења температуре гаса не стиже да се редукује. Овај процес објашњава измерену количину тере у горивом гасу. Тер гасу даје топлотну моћ и представља разлог због кога, упркос ниској топлотној моћи, сагоревање гаса ствара видљиви пламен.
- Ствара ефекат душлог пламена приказан на Слици 3.18. При пуњењу мале количине горива у котлу ствара се ефекат који се користи код гасификационих камина. Код испитиване конструкције овај ефекат је пожељан и јавља се када се у котлао стави количина дрва испод нивоа отвора за довод примарног ваздуха. Ипак, упркос овој позитивној особини, овакав начин рада је неповољан са аспекта управљања, нарочито при првој шаржи. Поменути каналићи онемогућавају адекватно управљање и постизање номиналне снаге. При испитивању са налагањем до линије А-А (видети Сliku 3.15б), котлао није могао да оствари термичку снагу већу од  $15.5 \text{ kW}$ .



Слика 3.18 | а) Изглед пећи која користи гасификацију дрва, б) принцип рада пећи (Слика преузета из реф. [77]).

Температура гаса на излазу из коморе није значајно осциловала током периода узорковања и углавном је била виша при коришћењу веће количине примарног ваздуха. Више ваздуха ослобађа већу количину енергије при реакцијама оксидације што резултује повишеном температуром гаса. Измерене вредности су ниже у односу на оптималну тачку гасификације, услед топлотних губитака ка води, секундарном ваздуху и околини, и у складу су са резултатима добијеним у раду [98]. Аномалије се јављају при пуњењима мањом количином дрвета, услед формирања већ поменутих каналића за проток гаса. Поменути каналићи нестају након неколико шаржи, услед уситњавања дрвета изазваног скупљањем и термичком деградацијом, о чему је детаљније описано у раду [99].

## 4 КОРИШЋЕЊЕ ВАТРОСТАЛНИХ ЕЛЕМЕНАТА У КОТЛОВИМА НА БИОМАСУ

У дисертацији акценат је стављен на што ефикаснију употребу керамичких (ватросталних) елемената у ложиштима котлова на чврсту биомасу. Керамички додаци су обавезни елементи котлова са вишестепеним и нарочито сагоревањем влажне биомасе. Додаци имају више функција: смањују димензије зоне у којој се топлота примарно преноси зрачењем (чиме се смањује материјал а самим тим и крајња цена котла), омогућавају потпуније сагоревање, побољшавају трансфер топлоте и доприносе смањењу емисија гасовитих загађивача (угљен-моноксида, азотних оксида и непотпуно оксидисаних органских једињења), као и прашкастих материја. Керамички додаци се примењују у системима са вишестепеним сагоревањем, нарочито при сагоревању влажне биомасе као што су дрво, дрвна сечка, брикети и пелети. Њихов задатак је да обезбеде довољно активационе енергије за иницирање ендотермних и егзотермних хемијских реакција. У зависности од конструкције котла, те реакције се могу одвијати у системима са покретним ложиштима (за биомасу влажности преко 30%) или у гасификационим коморама (при сагоревању релативно суве биомасе, влажности испод 20%). Циљ истраживања је да се изврши систематизација постојећих конструкционих решења керамичких додатака и да се понуде конкретне препоруке за пројектовање решења која испуњавају најстроже захтеве за емисију загађујућих материја, дефинисане стандардом SRPS EN 303-5. Овако постављен циљ проистиче из чињенице да наведени стандард прописује веома строге граничне вредности емисије, те је, нарочито у случају аутоматског сагоревања дрвета, неопходно дефинисати мерљив циљ.

Ватростални елементи представљају материјале који могу да издрже веома високе температуре у присуству корозивних супстанци, без деформација или омекшавања [107]. С обзиром на то да су котлови и пећи, у којима владају високе температуре, израђени од челика и његових легура, неопходна је примена ватросталних елемената као заштите, будући да челик на температурама изнад 400 °C драстично губи механичку чврстоћу [108]. Ови елементи обухватају одређене врсте керамике и суперлегура, и користе се као термоизолација у котловима. Пошто не постоји јединствена и строго дефинисана норма за класификацију ватросталних елемената, у литератури се користе различити критеријуми за њихову категоризацију.

Према степену ватросталности која представља једно од кључних својстава ових материјала, могу се издвојити три основне групе [109,110]:

- Ватростални материјали са ватросталношћу од 1580-1770 °C.
- Високовредни ватростални материјали са ватросталношћу од 1770-2000 °C.
- Специјални ватростални материјали са ватросталношћу већом од 2000 °C.

У Табели 4.1 приказана је класификација ватросталних материјала према њиховом хемијском саставу [109,110]. На основу те поделе, ватростални материјали се сврставају у три групе: оксидне, неоксидне и композитне. Оксидни ватростални материјали се даље деле на: киселе, базне и неутралне. Главна компонента киселих ватросталних материјала јесте силицијум-диоксид  $SiO_2$ . Када је реч о базним ватросталним материјалима, основне компоненте су магнезијум-оксид  $MgO$ , калцијум-оксид  $CaO$  и доломит  $CaO \cdot MgO$ . И на крају, главне компоненте неутралних ватросталних материјала су алумина  $Al_2O_3$ , хром-оксид  $Cr_2O_3$  и цирконија  $ZrO_2$ .

**Табела 4.1** | Класификација ватросталних материјала на основу њиховог хемијског и минералношког састава [109,110].

Врста производа и хемијски састав			
Оксидни ватростални материјали	$SiO_2$	Силикатни:	
		-кварцно стакло	> 99% $SiO_2$
		-силика опека са везивним средством CaO (тридимиткробалитна)	> 93% $SiO_2$
		-силика опека са различитим везивним средствима и додацима (тридимиткробалитна)	> 80% $SiO_2$
	$ZrO_2$	$ZrO_2 - SiO_2$	Циркон-силикатни
		$ZrO_2 - CaO$	Цирконијумски
	$Al_2O_3 - ZrO_2 - SiO_2$	Алуминатно-цирконско-силикатни	
	$SiO_2 - Al_2O_3$	Алумосиликатни, полукисели и кисели:	
	-полукисела опека	> 28% $Al_2O_3$	
	-нискомулитна	65-85% $SiO_2$	
	-шамотна-средњемулитна	28-45% $Al_2O_3$	

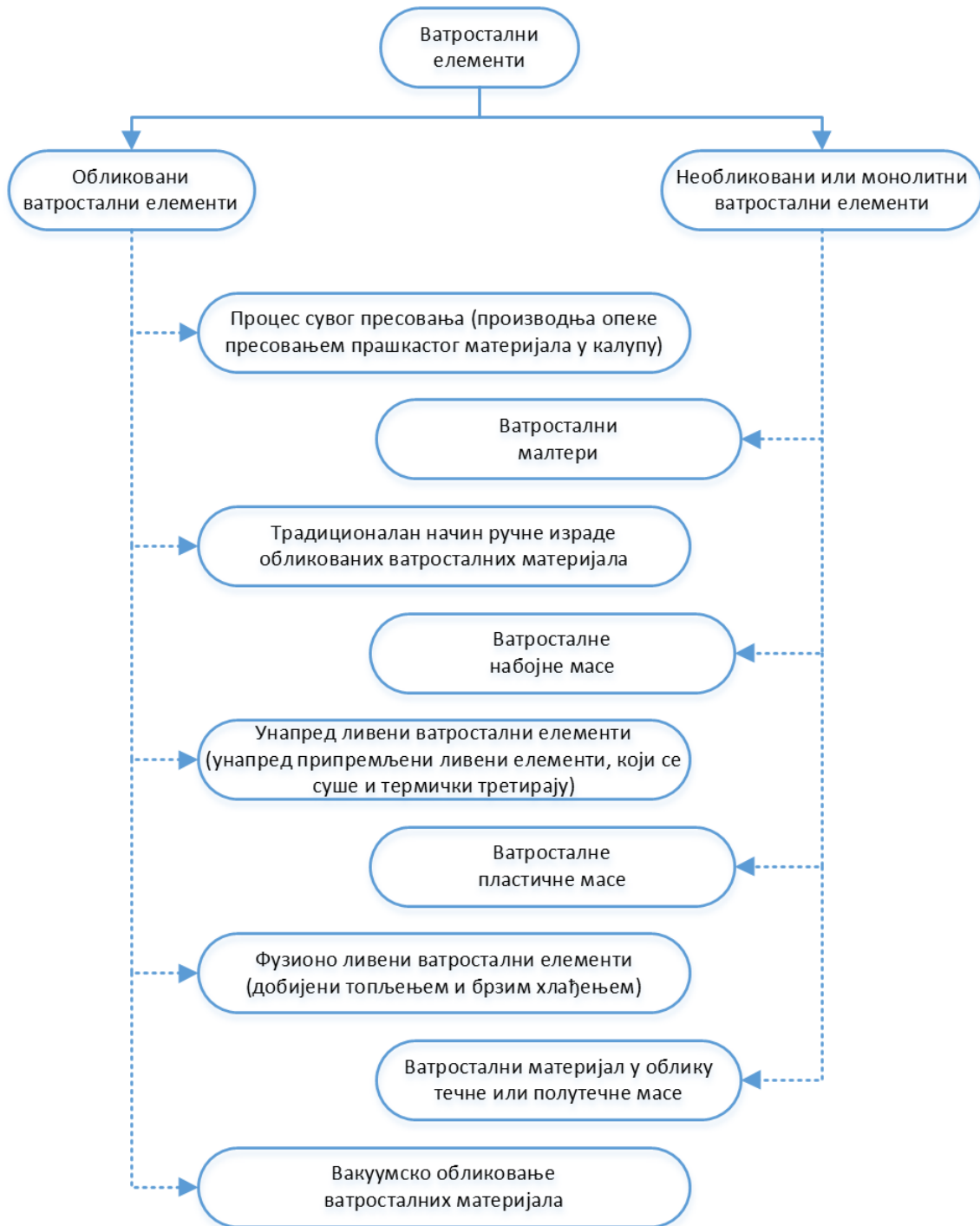
	-мулитносиликатна	45-62% $Al_2O_3$
	-мулитна	62-72% $Al_2O_3$
	-мулитнокорундна	72-90% $Al_2O_3$
$Al_2O_3$	Алуминатни:	
	-мулитнокорундна	72-90% $Al_2O_3$
	-корундна	> 90% $Al_2O_3$
$Cr_2O_3$	Хромитни	
$CaO$	Калцитни	
$MgO$	Магнезитни:	
	-магнезитна опека	> 90% $MgO$
	-магнезитна опека са различитим везивним средствима	> 80% $MgO$
$MgO$ – $CaO$	Магнезитно-доломитни:	
	-магнезит-доломитни	> 50-85% $MgO$ , 10-45% $CaO$
	-доломитни	> 35-50% $MgO$ , 45-85% $CaO$
	-доломитно-стабилизирани	> 35-75% $MgO$ , 15-40% $CaO$
	-калцијум-оксидни	$CaO: SiO_2 > 2$ , > 85% $CaO$
$MgO$ – $Cr_2O_3$ – $Al_2O_3$	Магнезит-спинелни:	
	-магнезит-хромитни	> 60% $MgO$ , 5-20% $Cr_2O_3$
	-хром-магнезитни	40-60% $MgO$ , 15-35% $Cr_2O_3$
	-хромитни	< 40% $MgO$ , > 30% $Cr_2O_3$
	-периклас-спинелни	50-85% $MgO$ , < 25% $Al_2O_3$ , 5-20% $Cr_2O_3$
	-спинелни	25-40% $MgO$ , 55-70% $Cr_2O_3$

	-хром-оксидни	> 30% $Cr_2O_3$
$MgO$ – $SiO_2$	Магнезитно-силикатни:	
	-периклас-форстеритни	65-80% $MgO$ , < 10% $SiO_2$
	-форстеритни	50-65% $MgO$ , 25-35% $SiO_2$
	-форстерит-хромитни	45-60% $MgO$ , 20-30% $SiO_2$ , 5-15% $Cr_2O_3$
$C$	Угљенични:	
	-високоугљенични	> 98% $C$
	-средње-угљенични	> 85% $C$
	-угљенични	8-82% $C$
Неоксидни ватростални материјали	$SiC$ Силицијум-карбидни:	
	-силицијум-карбидни (рекристализовани)	> 90% $SiC$
	-силицијум-карбидни са различитим везивима	> 70% $SiC$
	-силицијум-карбидни	20-70% $SiC$
$SiC - C$	Силицијумкарбидно-графитни	
$SiC$ – $Si_3N_4$	Силицијумкарбидно-нитридни	
Композитни ватростални материјали	$Al_2O_3 - C$	Алуминатно-угљенични
	$MgO - C$	Магнезитно-угљенични
	$Al_2O_3$ – $SiO_2$ – $C - SiC$	$SiO_2 - Al_2O_3 - SiC$
		$SiO_2 - Al_2O_3 - C - SiC$

Класификација ватросталних материјала може се извршити и на основу њиховог облика, начина производње и намене у технолошким процесима [108]. На Слици

4.1 дат је шематски приказ класификације ватросталних материјала према њиховом облику. На основу поменутих слика, деле се на:

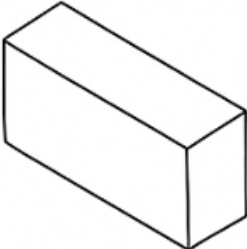
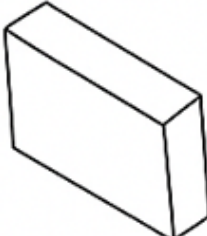
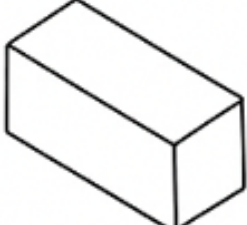

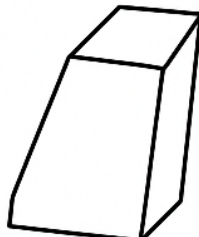
- Обликоване ватросталне елементе (познате као ватросталне опеке).
- Необликоване или монолитне ватросталне елементе (нпр. ватростални бетони).

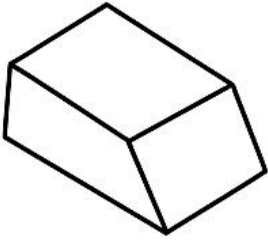


Слика 4.1 | Класификација ватросталних материјала према њиховом облику и начину производње (Слика преузета из реф. [108]).

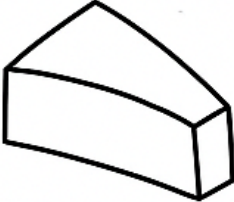
На Слици 4.1 дата је подела обликованих ватросталних елемената према начину производње. Они се израђују у стандардним и специфичним облицима опека, у складу са њиховом наменом [107]. У Табели 4.2 приказани су најчешће коришћени облици ватросталних опека и њихове карактеристике. Геометријски облик се бира према захтевима корисника и конструкцији котла или пећи [108].

Табела 4.2 | Најчешће коришћени облици ватросталних опека [111,112].

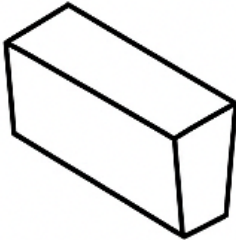
Облик ватросталне опеке	Опис
	Стандардна правоугаона опека са равним ивицама представља најједноставнији и најчешће коришћени тип обликованих ватросталних опека. Стандардне димензије ових опека су: 229x114x64 mm, 229x114x76 mm и иду чак до 457x229x114 mm (дужина, висина, ширина тј. дебљина) [111].
	Тања правоугаона опека има исту дужину и висину као стандардна правоугаона ватростална опека, али и мању дебљину. Термин „тања“ се користи за описивање дебљине опеке мање од 64 mm, а обично се производи у дебљинама од: 25 mm, 32 mm, 38 mm и 50 mm [111].
	Ова специфична варијанта опеке има исту дебљину као стандардне правоугаоне ватросталне опеке али мању висину, и краће су. И ова опека се у неким случајевима назива тања правоугаона опека следећих димензија: 114x114x64 mm или 229x57x64 mm [111].
	Опека клинастог облика представља специфичну варијанту ватросталне опеке са закошеним ивицама. Често има ужу једну а ширу другу страну, или обратно, следећих димензија: 229x76x(114-76) mm [112].
	Закошена опека представља специфично обликовану ватросталну опеку која има једну страну косо сечену (назад, тј. позади), односно нагнуту под одређеним углом (обично мањим од 90° у односу на доњу основу), следећих димензија: (114-70)x229x76 mm [112].



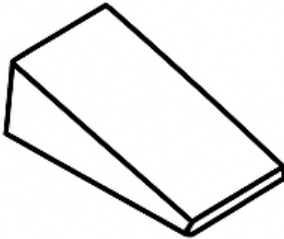
Ова врста опеке има закошење које се налази на краћој страници ватросталне опеке, док је доња површина потпуно равна. Димензије:  $229 \times 76 \times 114 \text{ mm}$  [112].



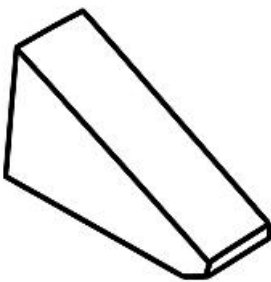
Ова специфична варијанта опеке има закривљење на свом краћем крају, и њена дељина варира дуж ширине ватросталне опеке.



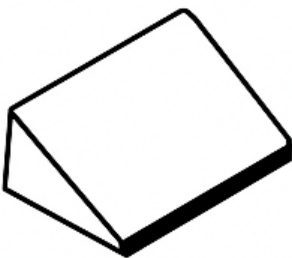
Ова врста ватросталне опеке има закошење по ширини. Њене димензије су:  $229 \times 114 \times (76-70) \text{ mm}$  [112].



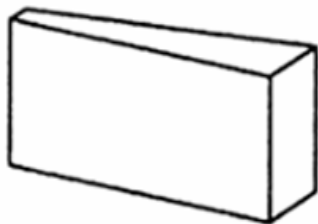
Ова специфична варијанта ватросталне опеке има сужење на једном крају по дужини, при чему тај крај добија танак и шиљаст облик, сличан врху пера.



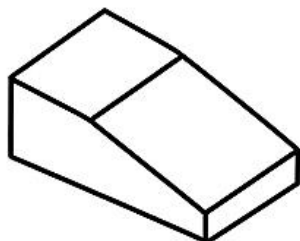
Ова специфична варијанта опеке има сужење на једном крају по висини. Њене димензије су:  $229 \times 114 \times 76 \times 3 \text{ mm}$  [112]. Последња димензија се односи на висину десне стране ватросталне опеке.



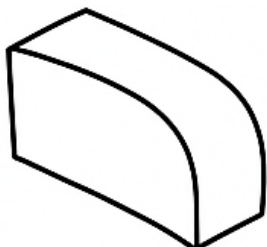
Ова врста ватросталне опеке постепено се сужава по ширини, односно бочно, дуж читаве своје дужине. То значи да су им леве и десне стране закошене, тако да ватростална опека има клинасти облик када се посматра одозго.



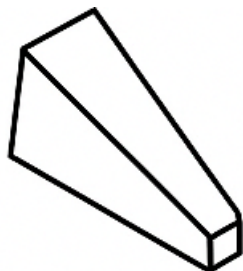
Још једна врста клинасто обликоване ватросталне опеке која има закошења по ширини, тј. бочним странама, следећих димензија: 229x114x(76-50) mm [112].



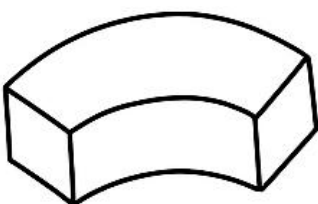
Ова специфична варијанта ватросталне опеке има закошену ивицу или ивице, које нису под правим углом, већ су благо нагнуте.



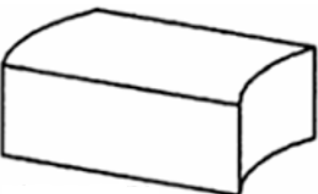
Ова специфична варијанта ватросталне опеке има једну или више заобљених ивица, следећих димензија: 229x114x76 mm [112].



Још једна врста клинасто обликоване ватросталне опеке са више косих страна.



Кружно обликована ватростална опека са бочним странама под углом.



Ова специфична варијанта ватросталне опеке има полу „U“ облик. То значи да опека има удубљење у облику слова „U“.

Ватросталне опеке за облагање могу бити дизајниране у различитим облицима, али је при пројектовању облика опека за конкретну облогу неопходно узети у обзир следеће аспекте [108]:

- Увек је пожељно одабрати стандардизоване облике опека, као што су правоугаоне или клинасте опеке, јер су лако доступне, економичне и доказано поуздане у пракси.
- Ако је конструкција котла или пећи сложенија и захтева употребу опека специфичних облика, такви облици се свакако могу применити. Међутим, увек је пожељно да се при облагању било ког типа котла или пећи користи што мањи број различитих облика опека.
- Што су димензије опеке веће, то је мањи укупан број спојева у облози, што је са конструктивног аспекта често пожељно. Ипак, веће опеке су склоније појави већих термичких напона због присуства температурних градијената. Због тога се најчешће бира оптимална димензија опеке, која представља компромис између смањења броја спојева и обезбеђивања термичке стабилности. Осим тога, производња већих опека истих својстава као код мањих знатно је сложенија и технолошки захтевнија.
- Облици ватросталних опека које се користе зависе од геометрије котла или пећи.

Критеријуми за избор ватросталних елемената зависе од [108]:

- Самог процеса који ће се одвијати у котлу или пећи, затим од хемијских реакција, као и од физичких параметара (нпр. температуре, притиска) које је потребно одржавати.
- Конструкције и типа котла или пећи, јер се различите врсте ватросталних елемената које се користе за облагање разликују по начину постављања.
- Врсте горива које се користи, при чему су продукти сагоревања и карактеристике пепела посебно важни фактори код чврстог горива. Такође, неопходно је узети у обзир могућност реакције продуката сагоревања и пепела са ватросталним елементом при радној температури.
- Режира рада котла или пећи. Ту се пре свега мисли на то да ли је рад континуирани или прекидни. Учестали циклуси загревања и хлађења намећу захтеве за високом отпорношћу на термошок.
- Атмосфере у котлу или пећи. Она представља важан фактор, без обзира да ли је оксидациона, редуциона или променљива јер нису сви ватростални елементи стабилни у условима оксидације или редуције.
- Агрегатног стања материје која се третира у котлу или пећи. Она представља такође важан фактор, јер у случају третирања чврстог материјала долази до абразије ватросталних елемената који се користе за облагање. С друге стране ако су реактанти течни, корозија може играти доминантну улогу у оштећењу ватросталних елемената.
- Околних услова (попут температуре, влажности итд.) јер ти фактори утичу на пренос топлоте са површине котла или пећи.
- Температуре опште котла или пећи, која представља важан фактор при одабиру врсте термоизолације која ће се користити и дебљине композитне облоге.

- Величине простора и укупне количине ватросталног материјала која ће бити уграђена.
- Положаја места уградње.

У наставку су дате предности употребе обликованих ватросталних елемената [108]:

- Обликовани ватростални елементи обично имају већу густину и термички су стабилнији јер су током производње третирани на високим температурама.
- Постављање обликованих ватросталних елемената захтева више времена за њену уградњу, али и мање времена за претходно загревање.

Недостаци коришћења обликованих ватросталних елемената [108]:

- У случају сложене геометрије котла или пећи, неопходно је обезбедити велику залиху разноликих облика ватросталних опека.
- Постављање облоге од обликованих ватросталних елемената захтева више радне ангажованости и представља изазов за аутоматизацију процеса уградње.
- Спојеви у облози од обликованих ватросталних елемената представљају осетљиве тачке кроз које продиру гасови што може довести до корозије омотача котла или пећи.
- Обликовани ватростални елементи се не могу користити за поправку истрошене облоге котла или пећи у врућем стању. Прво је неопходно потпуно хлађење котла или пећи, затим уклањање истрошене облоге и на крају постављање нових ватросталних елемената.

За добијање поуздане облоге потребно је поштовати одређена основна правила [108]:

- Ватросталне опеке морају се постављати водоравно, осим у случају када дизајн облоге захтева другачију поставку.
- Димензије конструкције из пројектног цртежа морају се поштовати уз уважавање дозвољених димензијских толеранција. Први слој треба поставити с посебном пажњом, након чега се, по провери димензија и поравнања, може наставити даља изградња.
- Спојеви између опека морају бити испуњени прописаним материјалом, а дебљина спојева не сме бити већа од 2 *mm*.
- Ако због толеранције димензија опеке није могуће одржати прописану дебљину споја, потребно је одлучити да ли ће се одступити од прописане дебљине или извршити сортирање ватросталних опека.
- Ако челични зид котла или пећи није раван, постављање опека мора бити прилагођено облику зида, под условом да деформација није превелика.
- Већ постављене опеке могу се поравнати у водоравном правцу или у правцу вертикалног споја.
- Неправилно постављене ватросталне опеке морају се уклонити, очистити и поново поставити уз употребу свеже припремљеног малтера.
- Ватросталне опеке са пукотинама могу се користити само уколико су пукотине незнатне или се налазе на задњој страни опеке.

Осим обликованих ватросталних елемената постоје и необликовани или монолитни ватростални елементи. За разлику од обликованих ватросталних елемената који се унапред обликују и термички обрађују, необликовани ватростални елементи се обликују и излажу термичкој обради тек на самом месту уградње. Они се састоје од једне или више ватросталних компонената, са или без додатог везива, а одликују се ватросталношћу већом од 1500 °C [110]. Хемијски састав сировина које се користе за производњу необликованих тј. монолитних елемената исти је као и код обликованих, али критеријум класификације ових производа није хемијски састав или начин производње већ, као што се може видети са Сlike 4.1, начин примене. Поред тога, необликовани ватростални елементи се могу класификовати према [110]: хемијско-минералошкој природи највише заступљене компоненте (видети Табелу 4.1) и природи везе (ватростални елементи са керамичком, хидрауличном, хемијском и органском везом). Ватростални бетони су композитни материјали, са ватросталношћу  $\geq 1850$  °C, који се састоје од ватросталног агрегата (попут шамота, корунда или боксита), везивног средства (хемијског или хидрауличног) и различитих додатака, и убрајају се у групу монолитних ватросталних елемената [109,110]. Развој технологије и тежња ка бржој, једноставнијој и ефикаснијој уградњи ватросталних облога довели су до тога да употреба необликованих ватросталних материјала добија све већи значај, представљајући озбиљну алтернативу традиционалним облицима ватросталних елемената.

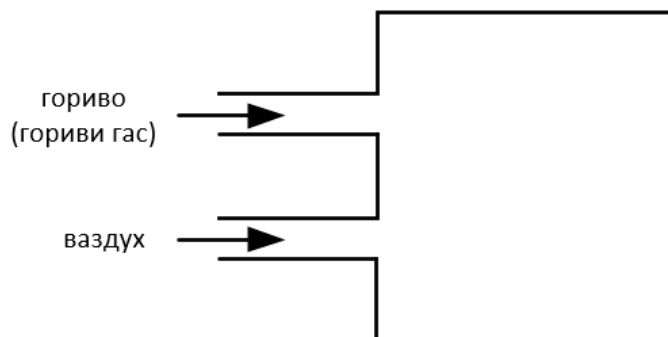
У зависности од степена порозности, ватростални елементи се класификују на следећи начин [109]:

- Веома густе са привидном порозношћу мањом од 3%.
- Јако густе са привидном порозношћу од 3-10%.
- Густе са привидном порозношћу од 10-16%.
- Нормално густе са привидном порозношћу од 16-20%.
- Средње порозни са привидном порозношћу од 20-30%.
- Порозни са привидном порозношћу већом од 30%.
- Лаки термоизолациони материјали са укупном порозношћу од 45-85%.
- Ултра лаки термоизолациони материјали са укупном порозношћу већом од 85%.

#### 4.1. CFD МОДЕЛИРАЊЕ ПРЕДЛОЖЕНЕ КОНСТРУКЦИЈЕ КОМОРЕ ЗА САГОРЕВАЊЕ ГАСИФИКАЦИОНОГ КОТЛА НА ДРВА СА ВАТРОСТАЛНОМ КЕРАМИКОМ

Комерцијално доступни софтверски пакет Ansys 18.1 [88] и његов интегрисани модул Fluent [113] коришћени су за нумеричку симулацију сагоревања горивог гаса унутар коморе за сагоревање на основу дефинисане геометрије, формиране мреже и граничних услова. При изради модела сагоревања без претходног мешања (тзв. Non-premixed модел, видети Слику 4.2) коришћена је енергетска

једначина, затим је усвојен најједноставнији и најчешће коришћени  $k - \varepsilon$  модел турбуленције, као и DO модел зрачења. Овај модел дискретних праваца (тј. ордината) зрачења је погодан и често препоручен код сагоревања када се тражи висока тачност резултата [114].

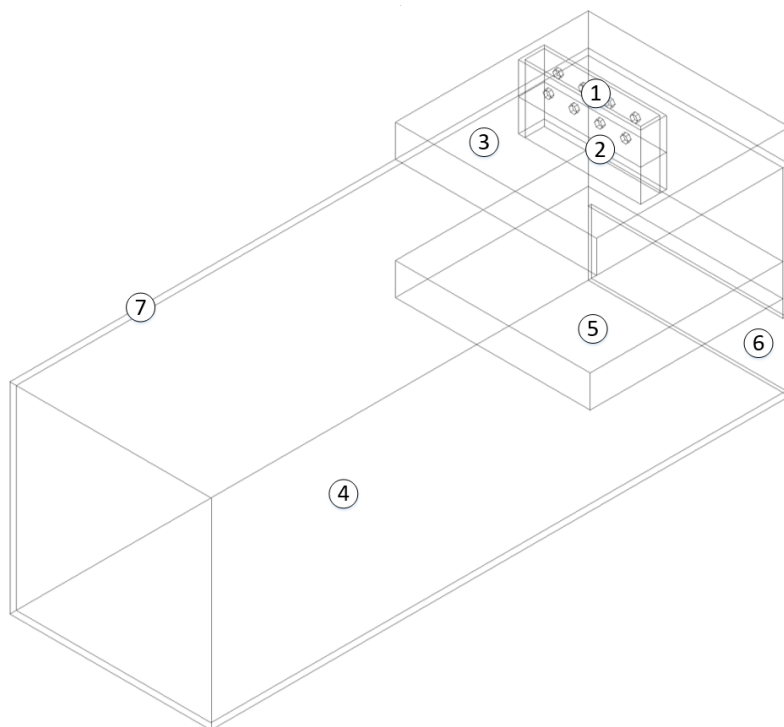


Слика 4.2 | Модел сагоревања без претходног мешања.

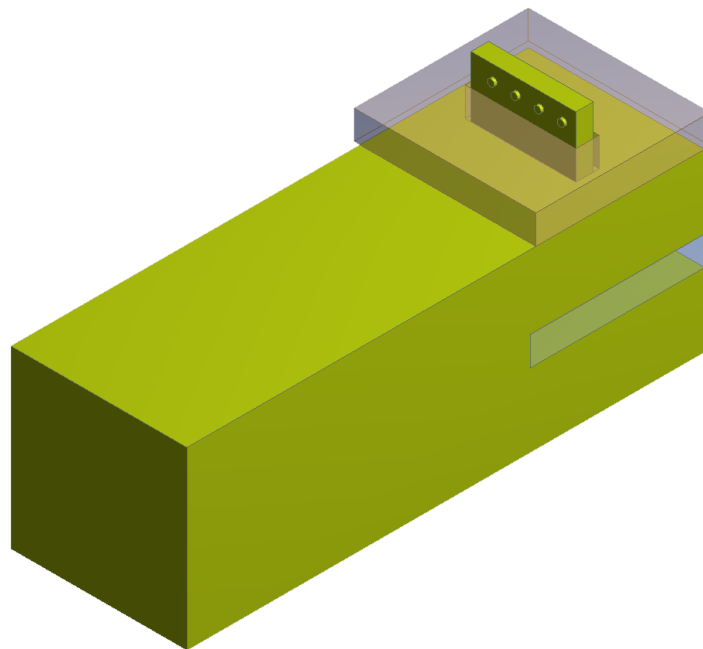
Симулација је испунила постављени критеријум конвергенције ( $< 1 \times 10^{-4}$ ) мало пре 10500-те итерације за временски период од отприлике 20 минута. Симулација је урађена на DESKTOP-LOD4M6D рачунару са AMD 6-језгарним и 12-нитним Ryzen 5 7500F @3.70 GHz процесором, 64 GB RAM меморије и графичком картицом серије AMD Radeon RX 7800 XT. Током рада симулације било је ангажовано просечно 24 GB RAM меморије и 100% капацитета процесора.

#### 4.1.1. ОПИС ГЕОМЕТРИЈЕ ПРЕДЛОЖЕНЕ КОНСТРУКЦИЈЕ КОМОРЕ ЗА САГОРЕВАЊЕ ГАСИФИКАЦИОНОГ КОТЛА НА ДРВА СА ВАТРОСТАЛНОМ КЕРАМИКОМ

Процедура формирања 3D модела састоји се из два корака као што је већ описано у поглављу 3.1.1.1. На Слици 4.3 приказан је једноставан 3D модел предложене конструкције коморе за сагоревање следећих димензија: 900x303x303 *mm* (дужина, висина, ширина). Око коморе за сагоревање налази се котловски лим од челика дебљине 5 *mm*. Унутар коморе дуж целе њене ширине налази се ватростална керамика димензија: 300x50 *mm* (дужина, висина). Позиција 3 на Слици 4.3 приказује ватросталну керамику, димензија: 300x50x313 *mm*, која одваја гасификаону од коморе за сагоревање.



**Слика 4.3** | 3D модел предложене конструкције коморе за сагоревање гасификационог котла на дрва. 1 – улаз горивог гаса, 2 – улаз секундарног ваздуха за сагоревање, 3 – ватростална керамика која одваја гасификациону од коморе за сагоревање, 4 – комора за сагоревање, 5 – ватростална керамика унутар коморе за сагоревање, 6 – излаз димног гаса, 7 – котловски лим од челика.

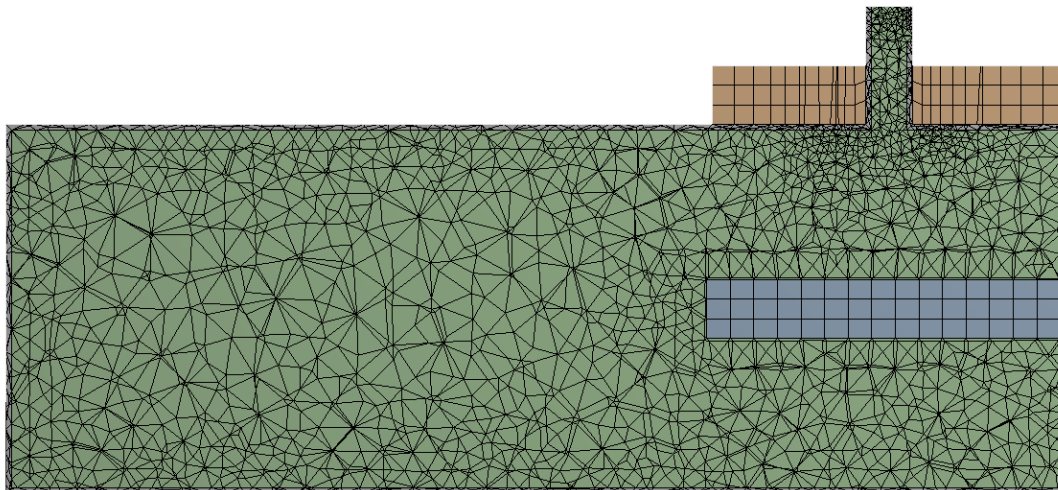


**Слика 4.4** | 3D испуна геометрије флуида (обележена зеленом бојом).

Након формирања 3D модела следи формирање 3D испуне геометрије флуида, што је и приказано на Слици 4.4. Након припреме геометрије, 3D модел се прослеђује у модул за генерисање мреже.

#### 4.1.2. ПОДАЦИ О МРЕЖИ

На Слици 4.5 приказана је формирана фина мрежа у виду попречног пресека коморе за сагоревање.

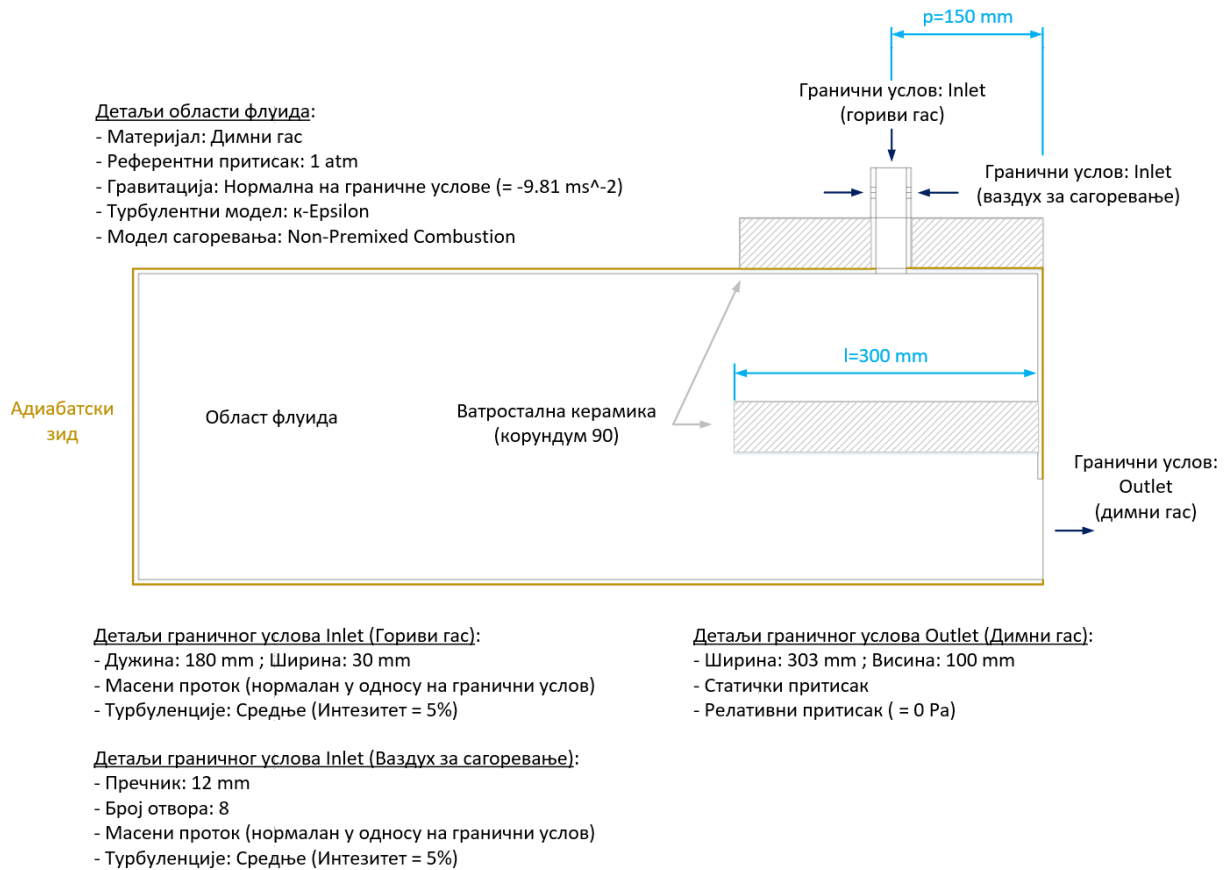


Слика 4.5 | Формирана фина мрежа – попречни пресек коморе за сагоревање.

Мрежа се састоји од 22180 чворова и 107020 елемената. Минимална дужина странице елемената је 0.518 *mm*, док максимална дужина износи 20 *mm*. Квалитет мреже је задовољавајући с обзиром да су просечне вредности квалитета елемената, односа дужине и висине ћелије, ортогоналног квалитета и искривљености ћелија у границама дозвољеног и износе редом 0.739, 1.845, 0.648 и 0.351 [115]. Након креирања и валидације, мрежа се експортује и учитава у модул Fluent, где се дефинишу гранични услови и покреће симулација.

#### 4.1.3. ГРАНИЧНИ УСЛОВИ

На Слици 4.6 приказани су гранични услови области флуида. Улаз у комору за сагоревање представља гориви гас са границом типа „inlet“, при чему је проток горивог гаса дефинисан као масени проток горивог гаса равномерно расподељен по попречном пресеку. Осам локација дефинишу улаз секундарног ваздуха у комору за сагоревање са границом типа „inlet“, при чему је проток секундарног ваздуха за сагоревање такође дефинисан као масени проток ваздуха равномерно расподељен по попречном пресеку. Излаз димног гаса из коморе за сагоревање дефинисан је границом типа „outlet“, при чему је граница одређена избором опције „static pressure“ и дефинисањем релативног притиска од 0 *Pa*. Све остале површине дефинисане су границом „wall“.



Слика 4.6 | Приказ CFD модела коморе за сагоревање укључујући и детаље о моделу и граничним условима.

Минимално потребна количина кисеоника потребна за потпуно сагоревање која износи  $O_{2,min} = 0.926 \text{ m}_{o_2}^3/\text{kg}_{biomase}$  одређена је на основу познатог састава биомасе датог у Табели 3.2 и следеће формуле [3]:

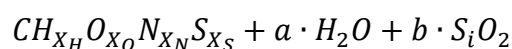
$$O_{2,min} = \frac{1}{100} \cdot \left[ 1.87 \cdot C + 5.6 \cdot \left( H - \frac{O}{8} \right) + 0.7 \cdot S \right] \quad (4.1)$$

при чему су  $C$ ,  $H$ ,  $O$  и  $S$  масени удели угљеника, водоника, кисеоника и сумпора у биомаси. Минимално потребна количина ваздуха за потпуно сагоревање износи  $L_{v,min} = 4.41 \text{ m}_{vazduha}^3/\text{kg}_{biomase}$  и одређена је на основу [3]:

$$L_{v,min} = \frac{O_{2,min}}{0.21} \quad (4.2)$$

при чему 0.21 представља запремински удео кисеоника у ваздуху.

Хемијски модел биомасе у општем случају гласи [3]:



при чему први члан представља органску масу, други влагу, а трећи минералне материје у биомаси. Коефицијенти који означавају бројеве атома водоника,

кисеоника, азота и сумпора износе  $X_H = 1.39$ ,  $X_O = 0.68$ ,  $X_N = 0.0026$  и  $X_S = 0.00034$  и израчунати су на основу пропорције дате у виду следеће формуле [3]:

$$X_i = \frac{i(\%) \cdot 12}{C(\%) \cdot A_i} \quad (4.3)$$

при чему  $i(\%)$  означава масене уделе елемената  $H$ ,  $O$ ,  $N$  и  $S$ . Број 12 представља атомску масу угљеника,  $C(\%)$  означава масени удео угљеника у биомаси и  $A_i$  представља атомске масе елемената које износе  $A_H = 1$ ,  $A_O = 16$ ,  $A_N = 14$  и  $A_S = 32$ . Стехиометријски коефицијенти  $a$  и  $b$  у нашем моделу биомасе представљају број  $kmol$ -ова влаге и минералних материја, а одређују се на основу односа маса: органске масе, влаге и минералних материја. Маса органске масе у биомаси једнака је молекулској маси органске масе  $CH_{1.39}O_{0.68}N_{0.0026}S_{0.00034}$ , док је маса влаге једнака производу  $M_{r_{H_2O}} \cdot a$ . Како је маса органске масе пропорционална њеном масеном уделу у биомаси, то је и маса  $M_{r_{H_2O}} \cdot a$  пропорционална масеном уделу влаге у биомаси, па број  $kmol$ -ова влаге у биомаси износи  $a = 0.202$  и одређен је на основу поменуте пропорције дате у виду следеће формуле [3]:

$$a = \frac{M_{r_{OM}} \cdot g_{H_2O}}{M_{r_{H_2O}} \cdot g_{OM}} \quad (4.4)$$

при чему масени удели влаге и органске масе износе  $g_{H_2O} = 12.85$  и  $g_{OM} = 85.9$ , а молекулске масе органске масе и влаге износе  $M_{r_{OM}} = 24.32 \text{ kg}/kmol$  и  $M_{r_{H_2O}} = 18 \text{ kg}/kmol$  и израчунате су на основу [3]:

$$M_{r_{OM}} = A_C \cdot X_C + A_H \cdot X_H + A_O \cdot X_O + A_N \cdot X_N + A_S \cdot X_S \quad (4.5)$$

$$M_{r_{H_2O}} = A_H \cdot X_H + A_O \cdot X_O \quad (4.6)$$

Број  $kmol$ -ова минералних материја у биомаси износи  $b = 0.0059$  и одређен је на основу пропорције дате у виду следеће формуле [3]:

$$b = \frac{M_{r_{OM}} \cdot g_A}{M_{r_A} \cdot g_{OM}} \quad (4.7)$$

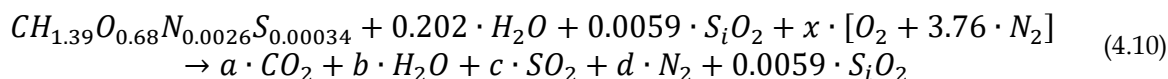
при чему масени удео минералних материја износи  $g_A = 1.25$  а молекулска маса минералних материја износи  $M_{r_{A(S_iO_2)}} = 60 \text{ kg}/kmol$ . Поменуте вредности израчунате су на основу [3]:

$$g_A = 100 - g_{OM} - g_{H_2O} \quad (4.8)$$

$$M_{r_{A(S_iO_2)}} = A_{S_i} \cdot X_{S_i} + A_O \cdot X_O \quad (4.9)$$

Минералне материје у гориву представљају смешу неорганских једињења, при чему силицијум-диоксид  $S_iO_2$  често има највећи масени удео [3]. Због тога се и у дисертацији минералне материје моделирају са силицијум-диоксидом  $S_iO_2$ .

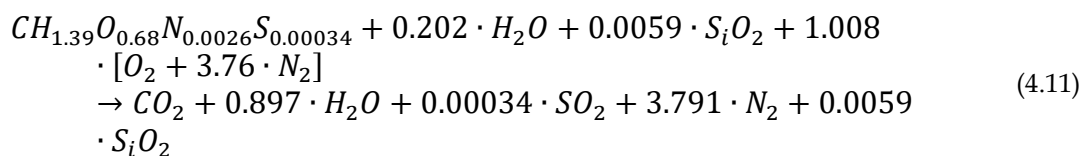
При потпуном сагоревању биомасе имамо:



Непознате стехиометријске коефицијенте у овој једначини добијамо на основу биланса елемената:

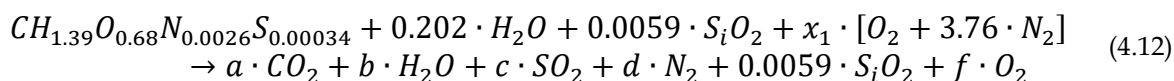
- Угљеника  $C$ :  $1 = a \rightarrow a = 1$
- Водоника  $H$ :  $1.39 + 2 \cdot 0.202 = 2 \cdot b \rightarrow b = 0.897$
- Сумпора  $S$ :  $0.00034 = c \rightarrow c = 0.00034$
- Кисеоника  $O$ :  $0.68 + 0.202 + 2 \cdot 0.0059 + 2 \cdot x = 2 \cdot a + b + 2 \cdot c + 2 \cdot 0.0059 \rightarrow x = 1.008$
- Азота  $N$ :  $0.0026 + 2 \cdot 3.76 \cdot x = 2 \cdot d \rightarrow d = 3.791$

Након израчунатих стехиометријских коефицијената добијамо стехиометријску једначину потпуног сагоревања биомасе у коначном облику:



Из једначине 4.11 се види да минимално потребна количина кисеоника за сагоревање 1 *kmol*-а органске масе износи 1.008 *kmol*-а.

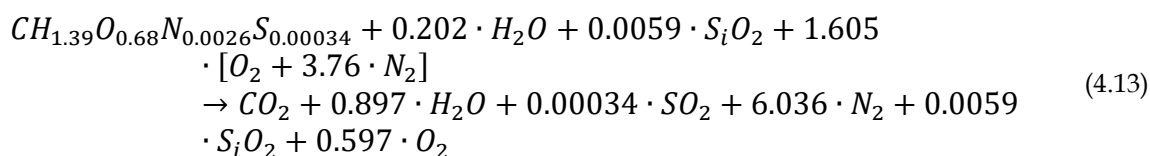
При сагоревању биомасе са запреминским садржајем кисеоника од 7% у продуктима имамо:



Непознате стехиометријске коефицијенте у овој једначини добијамо на основу биланса елемената:

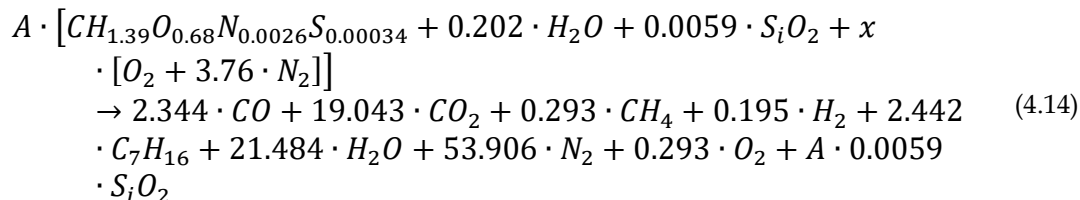
- Угљеника  $C$ :  $1 = a \rightarrow a = 1$
- Водоника  $H$ :  $1.39 + 2 \cdot 0.202 = 2 \cdot b \rightarrow b = 0.897$
- Сумпора  $S$ :  $0.00034 = c \rightarrow c = 0.00034$
- Кисеоника  $O$ :  $0.68 + 0.202 + 2 \cdot 0.0059 + 2 \cdot x_1 = 2 \cdot a + b + 2 \cdot c + 2 \cdot 0.0059 + 2 \cdot f \rightarrow x_1 = 1.605$
- Азота  $N$ :  $0.0026 + 2 \cdot 3.76 \cdot x_1 = 2 \cdot d \rightarrow d = 6.036$
- Додатна једначина која представља запремински удео кисеоника у гасовитим продуктима сагоревања:  $f/(a + b + c + d + f) = 0.07 \rightarrow f = 0.597$

Једначина сагоревања биомасе у коначном облику гласи:



Из једначине 4.13 се види да потребна количина кисеоника за сагоревање 1 *kmol*-а органске масе износи 1.605 *kmol*-а. Поређењем једначина 4.11 и 4.13 може се приметити да постоји разлика само у количини ваздуха и количинама кисеоника и азота у продуктима.

Укупна реакција гасификације биомасе приказана у моларном облику гласи [3]:



На основу биланса:

- Угљеника C:  $A = 2.344 + 19.043 + 0.293 + 7 \cdot 2.442 \rightarrow A = 38.774$
- Кисеоника O:  $A \cdot (0.68 + 0.202 + 2 \cdot 0.0059 + 2 \cdot x) = 2.344 + 2 \cdot 19.043 + 21.484 + 2 \cdot 0.293 + A \cdot 2 \cdot 0.0059 \rightarrow x = 0.3651$

Количина ваздуха која се користи за гасификацију износи 0.3651 *kmol*-а. Коефицијент вишка ваздуха гасификације одређује се као однос стварне количине ваздуха за гасификацију (добијене у једначини 4.14) и теоријски потребне за потпуно сагоревање биомасе која се гасификује (добијене у једначини 4.11), тј.  $\lambda = 0.3651/1.008$ , и износи  $\lambda = 0.362$ . Ова вредност указује на то да се при гасификацији биомасе доводи свега 36.2% или нешто више од 2.7 пута мање од теоријски потребне количине ваздуха за потпуно сагоревање.

Запремина произведеног горивог гаса износи  $V_{gg} = 2.042 \text{ m}_{Ngg}^3/\text{kg}_{biomase}$  и одређена је на основу [3]:

$$V_{gg} = \frac{100 \cdot V_m}{A \cdot (M_{r_{OM}} + a \cdot M_{r_{H_2O}} + b \cdot M_{r_{A(S_iO_2)}})} \quad (4.15)$$

при чему  $V_m = 22.414 \text{ m}_N^3/\text{kmol}$  представља моларну запремину. На исти начин се добија и запремина произведеног горивог гаса у колонама од 2-6 у Табели 4.3.

Из једначине 4.14 се види да је познат састав горивог гаса, а добијен је на основу Табеле 3.5 и претпоставке да је сав тер у облику хептана  $C_7H_{16}$ . На основу следеће пропорције добијена је маса хептана која износи  $m_{C_7H_{16}} = 0.1071 \text{ kg}/\text{m}_{gg}^3$ :

$$\begin{aligned}
 m_{tera} & \rightarrow 1 \\
 m_{m_{C_7H_{16}}} & \rightarrow (1 - m_{tera})
 \end{aligned}$$

при чему је вредност масе тера  $m_{tera} = 0.122 \text{ kg}/\text{m}_{gg}^3$  узета из Табеле 3.5. На основу следеће пропорције добили смо да се састав горивог гаса из Табеле 3.5 дели са вредношћу  $x = 1.024$ , а остатак до 100% представља хептан, тј.  $C_7H_{16}$ :

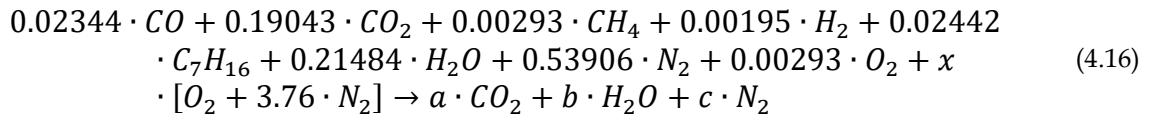
$$\begin{aligned}
 100 & \rightarrow V \\
 m_{m_{C_7H_{16}}} & \rightarrow (x - 1)
 \end{aligned}$$

На потпуно исти начин добијају се састави горивих гасова у колонама од 2-4, што је и приказано у Табели 4.3. Састав горивог гаса у колонама 5 и 6 остаје исти као у Табели 3.5.

Табела 4.3 | Састав горивог гаса коришћен у нумеричким симулацијама.

Састав горивог гаса	1	2	3	4	CBP-SRS	CBP-PV
CO %	2.344	4.004	5.176	5.273	22.2	26.2
CO <sub>2</sub> %	19.043	14.355	15.332	16.797	10.3	8.4
CH <sub>4</sub> %	0.293	0.977	1.074	1.27	1.3	1.3
H <sub>2</sub> %	0.195	1.074	1.074	1.172	22.8	25.5
H <sub>2</sub> O %	21.484	15.137	17.773	19.531	5.4	4.6
N <sub>2</sub> %	53.906	61.328	56.738	53.223	38	34
O <sub>2</sub> %	0.293	0.586	0.488	0.391	0	0
C <sub>7</sub> H <sub>16</sub> %	2.442	2.539	2.345	2.343	0	0

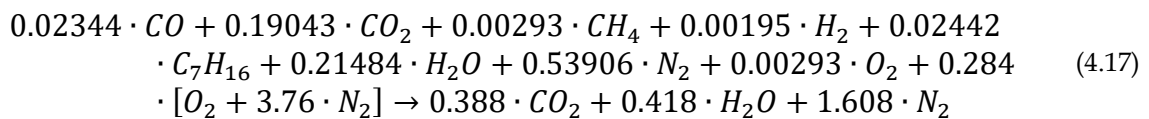
Једначина стехиометријског сагоревања горивог гаса гласи:



Непознате коефицијенте у овој једначини добијамо на основу биланса:

- Угљеника C:  $0.02344 + 0.19043 + 0.00293 + 7 \cdot 0.02442 = a \rightarrow a = 0.388$
- Водоника H:  $4 \cdot 0.00293 + 2 \cdot 0.00195 + 16 \cdot 0.02442 + 2 \cdot 0.21484 = 2 \cdot b \rightarrow b = 0.418$
- Кисеоника O:  $0.02344 + 2 \cdot 0.19043 + 0.21484 + 2 \cdot 0.00293 + 2 \cdot x = 2 \cdot a + b \rightarrow x = 0.284$
- Азота N:  $2 \cdot 0.53906 + 2 \cdot 3.76 \cdot x = 2 \cdot c \rightarrow c = 1.608$

Након израчунатих стехиометријских коефицијената добијамо стехиометријску једначину сагоревања горивог гаса у коначном облику:



Једначина сагоревања горивог гаса са коефицијентом вишка ваздуха  $\lambda = 1.5$ :

$$\begin{aligned} &0.02344 \cdot CO + 0.19043 \cdot CO_2 + 0.00293 \cdot CH_4 + 0.00195 \cdot H_2 + 0.02442 \\ &\quad \cdot C_7H_{16} + 0.21484 \cdot H_2O + 0.53906 \cdot N_2 + 0.00293 \cdot O_2 + 1.5 \\ &\quad \cdot 0.284 \cdot [O_2 + 3.76 \cdot N_2] \\ &\rightarrow 0.388 \cdot CO_2 + 0.418 \cdot H_2O + a \cdot N_2 + b \cdot O_2 \end{aligned} \quad (4.18)$$

У претходној једначини коефицијент вишка ваздуха  $\lambda = 1.5$  одговара запреминском садржају кисеоника од 7% у продуктима. Поређењем једначина 4.17 и 4.18 видимо да се повећава количина кисеоника и азота у продуктима сагоревања. Непознате коефицијенте у овој једначини добијамо на основу биланса:

- Кисеоника  $O$ :  $0.02344 + 2 \cdot 0.19043 + 0.21484 + 2 \cdot 0.00293 + 1.5 \cdot 2 \cdot 0.284 = 2 \cdot 0.388 + 0.418 + 2 \cdot b \rightarrow b = 0.142$
- Азота  $N$ :  $2 \cdot 0.53906 + 1.5 \cdot 2 \cdot 3.76 \cdot 0.284 = 2 \cdot a \rightarrow a = 2.141$

Након израчунатих стехиометријских коефицијената добијамо коначну једначину сагоревања горивог гаса са коефицијентом вишка ваздуха  $\lambda = 1.5$  која гласи:

$$\begin{aligned} &0.02344 \cdot CO + 0.19043 \cdot CO_2 + 0.00293 \cdot CH_4 + 0.00195 \cdot H_2 + 0.02442 \\ &\quad \cdot C_7H_{16} + 0.21484 \cdot H_2O + 0.53906 \cdot N_2 + 0.00293 \cdot O_2 + 0.426 \\ &\quad \cdot [O_2 + 3.76 \cdot N_2] \\ &\rightarrow 0.388 \cdot CO_2 + 0.418 \cdot H_2O + 2.141 \cdot N_2 + 0.142 \cdot O_2 \end{aligned} \quad (4.19)$$

Да бисмо одредили масени проток секундарног ваздуха за сагоревање потребно је прво да знамо колико је потребно килограма ваздуха за сагоревање 1  $kg$  горивог гаса. Да бисмо израчунали овај податак, неопходно је да једначину 4.19 изразимо преко масе, тј.  $m = n \cdot M$ , па добијамо:

$$\begin{aligned} &\left[ 0.02344 \text{ kmol} \cdot 28 \frac{kg}{\text{kmol}} CO + 0.19043 \text{ kmol} \cdot 44 \frac{kg}{\text{kmol}} CO_2 + 0.00293 \text{ kmol} \right. \\ &\quad \cdot 16 \frac{kg}{\text{kmol}} CH_4 + 0.00195 \text{ kmol} \cdot 2 \frac{kg}{\text{kmol}} H_2 + 0.02442 \text{ kmol} \\ &\quad \cdot 100 \frac{kg}{\text{kmol}} C_7H_{16} + 0.21484 \text{ kmol} \cdot 18 \frac{kg}{\text{kmol}} H_2O \\ &\quad \left. + 0.53906 \text{ kmol} \cdot 28 \frac{kg}{\text{kmol}} N_2 + 0.00293 \text{ kmol} \cdot 32 \frac{kg}{\text{kmol}} O_2 \right] \\ &+ \left[ 0.426 \text{ kmol} \cdot 32 \frac{kg}{\text{kmol}} O_2 + 0.426 \cdot 3.76 \text{ kmol} \cdot 28 \frac{kg}{\text{kmol}} N_2 \right] \\ &\rightarrow \left[ 0.388 \text{ kmol} \cdot 44 \frac{kg}{\text{kmol}} CO_2 + 0.418 \text{ kmol} \cdot 18 \frac{kg}{\text{kmol}} H_2O \right. \\ &\quad \left. + 2.141 \text{ kmol} \cdot 28 \frac{kg}{\text{kmol}} N_2 + 0.142 \text{ kmol} \cdot 32 \frac{kg}{\text{kmol}} O_2 \right] \end{aligned} \quad (4.20)$$

при чему  $n$  означава број  $kmol$ -ова, а  $M_{CO} = 28$ ,  $M_{CO_2} = 44$ ,  $M_{CH_4} = 16$ ,  $M_{H_2} = 2$ ,  $M_{C_7H_{16}} = 100$ ,  $M_{H_2O} = 18$ ,  $M_{N_2} = 28$  и  $M_{O_2} = 32$  у  $kg/kmol$  представљају моларне масе. У првој загради приказана је маса горивог гаса у  $kg$ , у другој маса ваздуха у

$kg$  и у трећој маса димног гаса у  $kg$ . Након сређивања, једначина 4.20 добија облик:

$$30.583 \text{ kg горивог гаса} + 58 \text{ kg ваздуха} \rightarrow 89.088 \text{ kg димног гаса} \quad (4.21)$$

Односно, када једначину 4.21 поделимо са 30.583  $kg$  добијамо:

$$1 \text{ kg горивог гаса} + 1.912 \text{ kg ваздуха} \rightarrow 2.913 \text{ kg димног гаса} \quad (4.22)$$

Једначина 4.22 представља класичну стехиометријску једначину, одакле следи да је за сагоревање 1  $kg$  горивог гаса потребна количина од 1.912  $kg$  ваздуха, при чему настаје 2.913  $kg$  димног гаса. Да бисмо одредили масени проток секундарног ваздуха за сагоревање потребно је да одредимо масени проток горивог гаса.

Масени проток горивог гаса износи  $\dot{m}_{gg} = 0.00373 \text{ kg/s}$  и одређен је на основу следеће формуле:

$$\dot{m}_{gg} = V_{gg} \cdot \frac{M_{gg}}{V_m} \cdot \dot{B} \quad (4.23)$$

при чему је  $M_{gg} = 30.583 \text{ kg/kmol}$  моларна маса горивог гаса одређена на основу формуле:

$$\begin{aligned} M_{gg} &= \sum r_i \cdot M_i \\ &= r_{CO} \cdot M_{CO} + r_{CO_2} \cdot M_{CO_2} + r_{CH_4} \cdot M_{CH_4} + r_{H_2} \cdot M_{H_2} + r_{C_7H_{16}} \\ &\quad \cdot M_{C_7H_{16}} + r_{H_2O} \cdot M_{H_2O} + r_{N_2} \cdot M_{N_2} + r_{O_2} \cdot M_{O_2} \end{aligned} \quad (4.24)$$

где су  $r_i$  запремински удели компонената горивог гаса, а  $\dot{B} = 0.00134 \text{ kg/s}$  представља потрошњу биомасе и одређена је на основу [94]:

$$\dot{B} = \frac{Q}{\eta \cdot H_d} \quad (4.25)$$

при чему су  $Q = 18.07 \text{ kW}$  и  $\eta = 0.903$  подаци узети из Табеле 3.4 и представљају номиналну снагу и степен корисности котла. Доња топлотна моћ биомасе износи  $H_d = 14916.6 \text{ kJ/kg}$ , и израчуната је на основу формуле 2.3. Пре тога, одређена је горња топлотна моћ биомасе, која износи  $H_g = 18437.13 \text{ kJ/kg}$ , на основу формуле 2.2.

Масени проток ваздуха за сагоревање износи  $\dot{m}_{vazduha} = 0.00713 \text{ kg/s}$  и одређен је на основу односа приказаног у једначини 4.22:

$$\dot{m}_{vazduha} = 1.912 \cdot \dot{m}_{gg} \quad (4.26)$$

По истом принципу одређени су масени протоци горивих гасова и секундарног ваздуха за сагоревање у колонама од 2-6, и приказани су у Табели 4.4. Температура горивог гаса  $T_{gg} = 497 \text{ }^\circ\text{C}$  коришћена у симулацији узета је из

Табеле 3.5, док је температура предгрејаног ваздуха за сагоревање претпостављена на  $T_{vazduha} = 300\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

**Табела 4.4** | Масени протоци горивог гаса и секундарног ваздуха за сагоревање коришћени у нумеричким симулацијама.

Масени проток	1	2	3	4	СВР-SRS	СВР-PV
Гориви гас ( $kg/s$ )	0.00373	0.00385	0.00373	0.00357	0.00322	0.00291
Ваздух за сагоревање ( $kg/s$ )	0.00713	0.00834	0.00784	0.00763	0.00724	0.00774

На Слици 4.7 приказана је ватростална керамика коришћена у испитиваном гасификационом котлу на дрва приказаном на Слици 3.15. За даљи рад нумеричких симулација коришћена је ватростална керамика под ознаком корундум 90 [116], која садржи приближно 90%  $Al_2O_3$ . Параметри коришћени у нумеричким симулацијама узети су из [117], и износе:

- Коефицијент провођења топлоте:  $\lambda_{c90} = 2.33\text{ }W/mK$ .
- Специфични топлотни капацитет:  $C_{p_{c90}} = 1.118\text{ }kJ/kgK$ .
- Густина:  $\rho_{c90} = 2.83\text{ }g/cm^3$ .



**Слика 4.7** | Ватростална керамика коришћена у испитиваном гасификационом котлу на дрва приказаном на Слици 3.15.

Хемијска енергија горивог гаса износи  $U_{H_{gg}} = 14.44 \text{ kW}$  и одређена је на основу следеће формуле:

$$U_{H_{gg}} = V_{gg} \cdot \dot{B} \cdot H_{d_{gg}} \quad (4.27)$$

при чему је  $H_{d_{gg}} = 5276.14 \text{ kJ/m}_N^3$  доња топлотна моћ произведеног горивог гаса израчуната на основу формуле 2.15:

$$H_{d_{gg}} = \sum r_i \cdot H_{d_i} = r_{CO} \cdot H_{d_{CO}} + r_{CH_4} \cdot H_{d_{CH_4}} + r_{H_2} \cdot H_{d_{H_2}} + r_{C_7H_{16}} \cdot H_{d_{C_7H_{16}}} \quad (4.28)$$

Као што се види из једначине 4.28 топлотну моћ гасу дају угљен-моноксид, метан, водоник и хептан. Запремински удели компонената горивог гаса узети су из једначине 4.19. Доње топлотне моћи  $H_{d_{CO}} = 12635$ ,  $H_{d_{CH_4}} = 35880$  и  $H_{d_{H_2}} = 10785$  у  $\text{kJ/m}_N^3$  узете су из [3,118], док је доња топлотна моћ хептана  $H_{d_{C_7H_{16}}} = 198764.4 \text{ kJ/m}_N^3$  одређена на основу производа вредности доње топлотне моћи хептана  $H_{d_{C_7H_{16}}} = 44566 \text{ kJ/kg}$  [119] и густине  $\rho_{C_7H_{16}} = 4.46 \text{ kg/m}_N^3$  израчунате на основу формуле:

$$\rho_{C_7H_{16}} = \frac{M_{C_7H_{16}}}{V_m} \quad (4.29)$$

Физичка топлота у горивом гасу износи  $Q_{F_{gg}} = 2.28 \text{ kW}$  и одређена је на основу следеће формуле:

$$Q_{F_{gg}} = V_{gg} \cdot \dot{B} \cdot h_{gg} \quad (4.30)$$

при чему је  $h_{gg} = 830.81 \text{ kJ/m}_N^3$  енталпија горивог гаса и одређена је на основу [3]:

$$\begin{aligned} h_{gg} &= (T_{gg} - T_o) \cdot \sum r_i \cdot C_{p_i} \\ &= (T_{gg} - T_o) \\ &\cdot \left( r_{CO} \cdot (\overline{C_p})_{CO} + r_{CO_2} \cdot (\overline{C_p})_{CO_2} + r_{CH_4} \cdot (\overline{C_p})_{CH_4} + r_{H_2} \cdot (\overline{C_p})_{H_2} \right. \\ &\left. + r_{C_7H_{16}} \cdot (\overline{C_p})_{C_7H_{16}} + r_{H_2O} \cdot (\overline{C_p})_{H_2O} + r_{N_2} \cdot (\overline{C_p})_{N_2} + r_{O_2} \cdot (\overline{C_p})_{O_2} \right) \end{aligned} \quad (4.31)$$

при чему су  $T = 497 \text{ }^\circ\text{C}$  температура горивог гаса узета из Табеле 3.5 и  $T_o = 25 \text{ }^\circ\text{C}$  температура околине. Средњи специфични топлотни капацитети износе  $(\overline{C_p})_{CO} = 1.356$ ,  $(\overline{C_p})_{CO_2} = 1.962$ ,  $(\overline{C_p})_{CH_4} = 1.599$ ,  $(\overline{C_p})_{H_2} = 1.304$ ,  $(\overline{C_p})_{C_7H_{16}} = 11.186$ ,  $(\overline{C_p})_{H_2O} = 1.607$ ,  $(\overline{C_p})_{N_2} = 1.345$  и  $(\overline{C_p})_{O_2} = 1.404$  у  $\text{kJ/m}^3\text{K}$ , и одређени су на основу производа вредности из Табеле 4.5 и односа  $M_i/V_m$ .

**Табела 4.5** | Специфични топлотни капацитети при константном притиску изабраних гасова у  $kJ/kgK$  [120].

Специфични топлотни капацитет $kJ/kgK$									
$T$ [°C]	$CO$	$CO_2$	$CH_4$	$H_2$	$C_7H_{16}$	$H_2O$	$N_2$	$O_2$	ваздух
0	1.039	0.817		14.359	1.548	1.868	1.039	0.915	1.004
100	1.045	0.916	2.444	14.608	1.987	1.890	1.042	0.935	1.012
200	1.059	0.996	2.789	14.574	2.413	1.940	1.053	0.963	1.027
300	1.080	1.060	3.164	14.567	2.786	2.000	1.070	0.992	1.046
400	1.105	1.113	3.534	14.652	3.101	2.064	1.091	1.021	1.068
500	1.131	1.158	3.881	14.807	3.365	2.131	1.115	1.047	1.091
600	1.155	1.195	4.197	14.991	3.585	2.201	1.138	1.069	1.113
700	1.178	1.227	4.479	15.169	3.771	2.272	1.161	1.087	1.134
800	1.198	1.254	4.730	15.319	3.929	2.342	1.182	1.102	1.153
900	1.216	1.275	4.953	15.426	4.064	2.411	1.200	1.113	1.171
1000	1.231	1.292	5.152	15.485	4.180	2.477	1.217	1.123	1.186
1100	1.244	1.306	5.331	15.494	4.280	2.539	1.231	1.131	1.199
1200	1.255	1.315	5.494	15.456	4.366	2.596	1.243	1.139	1.210
1300	1.264	1.322	5.644	15.373	4.441	2.648	1.253	1.147	1.220
1400	1.271	1.326	5.783	15.250	4.506	2.694	1.262	1.156	1.228
1500	1.276	1.327	5.913	15.092	4.561	2.734	1.268	1.166	1.236
1600	1.280	1.326	6.036	14.904	4.608	2.768	1.274	1.178	1.242
1700	1.283	1.323	6.152	14.689	4.648	2.797	1.278	1.191	1.247
1800	1.285	1.319	6.263	14.453	4.681	2.820	1.281	1.207	1.252
1900	1.286	1.313	6.370	14.198	4.708	2.838	1.284	1.224	1.257
2000	1.286	1.306	6.472	13.928	4.730	2.851	1.285	1.243	1.262

Вредности специфичних топлотних капацитета у Табели 4.5 израчунати су на основу [120]:

$$\frac{C_p}{R_i} = B + (C - B) \cdot \left(\frac{T}{A + T}\right)^2 \cdot \left[1 - \frac{A}{A + T} \cdot \left(D + E \cdot \frac{T}{A + T} + F \cdot \left(\frac{T}{A + T}\right)^2 + G \cdot \left(\frac{T}{A + T}\right)^3\right)\right] \quad (4.32)$$

при чему је  $R_i$  у  $kJ/kgK$  гасна константа гаса за који се рачуна специфични топлотни капацитет. Њене вредности су приказане у Табели 4.6 и израчунате су на основу [3]:

$$R_i = \frac{\mathcal{R}}{M_i} \quad (4.33)$$

при чему је  $\mathcal{R} = 8.3143 \text{ kJ/kmolK}$  универзална гасна константа.

**Табела 4.6** | Вредности гасне константе гаса за који се рачуна специфични топлотни капацитет.

	$CO$	$CO_2$	$CH_4$	$H_2$	$C_7H_{16}$	$H_2O$	$N_2$	$O_2$	ваздух
$R [kJ/kgK]$	0.297	0.189	0.520	4.157	0.083	0.462	0.297	0.260	0.287

Коефицијенти  $A$ ,  $B$ ,  $C$ ,  $D$ ,  $E$ ,  $F$  и  $G$  се користе за одређивање специфичних топлотних капацитета на константном притиску датих гасова, и приказани су у Табели 4.7, док  $T = T_{gg} = 497 \text{ }^\circ\text{C}$  температура горивог гаса узета из Табеле 3.5.

**Табела 4.7** | Коефицијенти за одређивање специфичних топлотних капацитета на константном притиску датих гасова [120].

Гас	$A$	$B$	$C$	$D$	$E$	$F$	$G$
$CO$	407.9796	3.5028	2.8524	-2.3018	32.9055	-100.1815	106.1141
$CO_2$	514.5073	3.4923	-0.9306	-6.0861	54.1586	-97.5157	70.9687
$CH_4$	1530.8043	4.2038	-16.615	-3.5668	43.0563	-86.5507	65.5986
$H_2$	392.8422	2.4906	-3.6262	-1.9624	35.6197	-81.3691	62.6668
$C_7H_{16}$	785.909	14.6277	-1.8476	-21.5324	168.6597	-283.0262	181.4694
$H_2O$	706.3032	5.1703	-6.0865	-6.6011	36.2723	-63.0965	46.2085

$N_2$	432.2027	3.516	2.8021	-4.1924	42.0153	-114.25	111.1019
$O_2$	2122.21	3.5302	-7.1076	-1.4542	30.6057	-83.6696	79.4375
ваздух	2548.932	3.5248	-0.6366	-3.4281	49.8238	-120.3466	98.8658

Физичка топлота у ваздуху износи  $Q_{F_v} = 1.91 \text{ kW}$  и одређена је на основу следеће формуле:

$$Q_{F_v} = V_{gg} \cdot \dot{B} \cdot 1.912 \cdot h_v \quad (4.34)$$

при чему је 1.912 вредност добијена на основу односа приказаног у једначини 4.22, а  $h_v = 364.65 \text{ kJ/m}_N^3$  представља енталпију ваздуха која је израчуната на основу [3]:

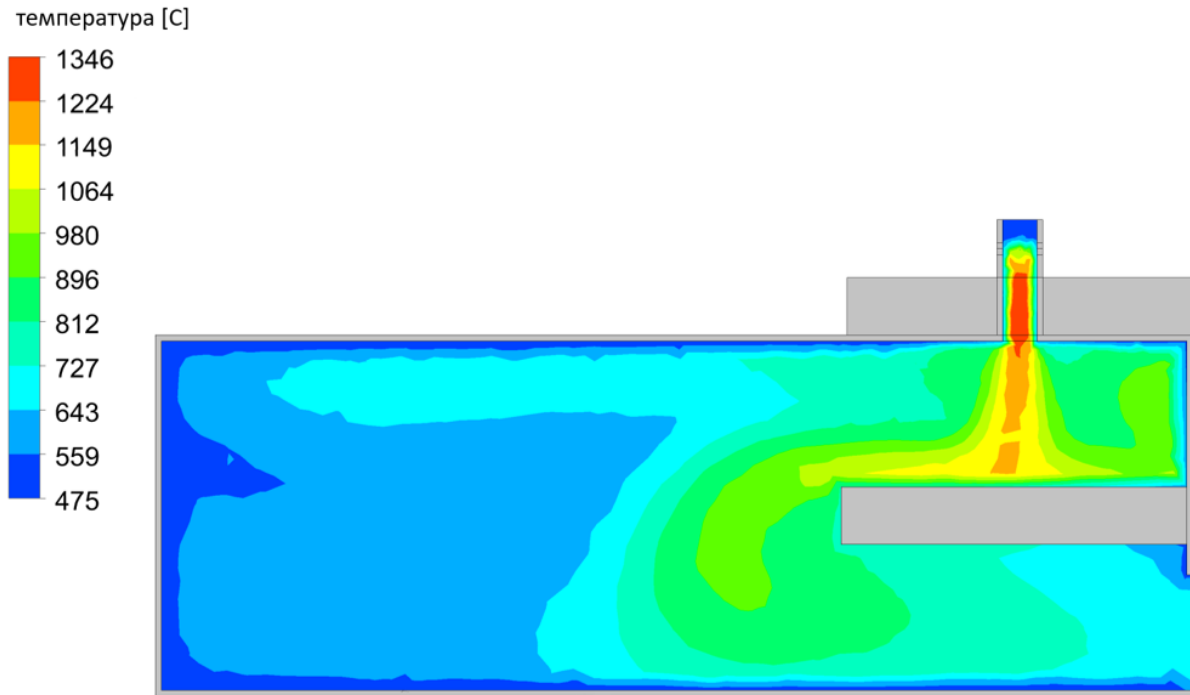
$$h_v = (T_{vazduha} - T_o) \cdot (\overline{C_p})_v \quad (4.35)$$

при чему су  $T_{vazduha} = 300 \text{ }^\circ\text{C}$  температура предгрејаног ваздуха за сагоревање и  $T_o = 25 \text{ }^\circ\text{C}$  температура околине, а  $(\overline{C_p})_v = 1.326 \text{ kJ/m}^3\text{K}$  представља средњи специфични топлотни капацитет ваздуха који је израчунат на основу производа вредности из Табеле 4.5 и односа  $M_i/V_m$ .

Сабирањем вредности из једначина 4.27, 4.30 и 4.34 добијамо укупну енергију горивог гаса и ваздуха за сагоревање која износи 18.63 kW.

#### 4.1.4. РЕЗУЛТАТИ CFD СИМУЛАЦИЈЕ

На Слици 4.8 приказани су резултати нумеричке симулације. Приоритет је дат температурском пољу димног гаса. Ради процене максималне температуре сагоревања горивог гаса коришћени су резултати CFD нумеричке симулације. Температура сагоревања горивог гаса износи  $t_{sag_{CFD}} = 1236.7 \text{ }^\circ\text{C}$ , и одређена је као аритметичка средина десет насумично изабраних тачака унутар зоне сагоревања. Ова температура представља теоријску максималну (граничну) вредност која се у реалним условима никада не достиже јер у пракси не постоји апсолутно изолован систем, затим сагоревање је готово увек непотпуно и, на високим температурама долази до реакција јонизације [3].



Слика 4.8 | Температурско поље димног гаса.

Температура димног гаса на излазу из коморе за сагоревање износи  $T_{dg_{izlaz}} = 672.71 \text{ }^\circ\text{C}$  и добијена је на основу резултата CFD нумеричке симулације. На основу ове температуре и једначине 4.19, која даје количину и састав продуката сагоревања горивог гаса, можемо да одредимо енталпију димног гаса. Она износи  $h_{dg} = 967.77 \text{ kJ/m}_N^3$ , и израчуната је на основу [3]:

$$\begin{aligned} h_{dg} &= (T_{dg_{izlaz}} - T_o) \cdot \frac{1}{3.089} \cdot \sum r_i \cdot C_{p_i} \\ &= (T_{dg_{izlaz}} - T_o) \cdot \frac{1}{3.089} \\ &\cdot (r_{CO_2} \cdot (\overline{C_p})_{CO_2} + r_{H_2O} \cdot (\overline{C_p})_{H_2O} + r_{N_2} \cdot (\overline{C_p})_{N_2} + r_{O_2} \cdot (\overline{C_p})_{O_2}) \end{aligned} \quad (4.36)$$

при чему је  $T_o = 25 \text{ }^\circ\text{C}$  температура околине. Запремински удели компонената димног гаса узети су из једначине 4.19 и износе  $r_{CO_2} = 0.388$ ,  $r_{H_2O} = 0.418$ ,  $r_{N_2} = 2.141$  и  $r_{O_2} = 0.142$ . Средњи специфични топлотни капацитети одређени су на основу производа вредности из Табеле 4.5 и односа  $M_i/V_m$ , и износе  $(\overline{C_p})_{CO_2} = 2.022$ ,  $(\overline{C_p})_{H_2O} = 1.657$ ,  $(\overline{C_p})_{N_2} = 1.371$  и  $(\overline{C_p})_{O_2} = 1.429$  у  $\text{kJ/m}^3\text{K}$ .

Физичка топлота у димном гасу износи  $Q_{F_{dg}} = 7.79 \text{ kW}$  и одређена је на основу следеће формуле:

$$Q_{F_{dg}} = V_{gg} \cdot \dot{B} \cdot 2.913 \cdot h_{dg} \quad (4.37)$$

при чему је 2.913 вредност добијена на основу односа приказаног у једначини 4.22.

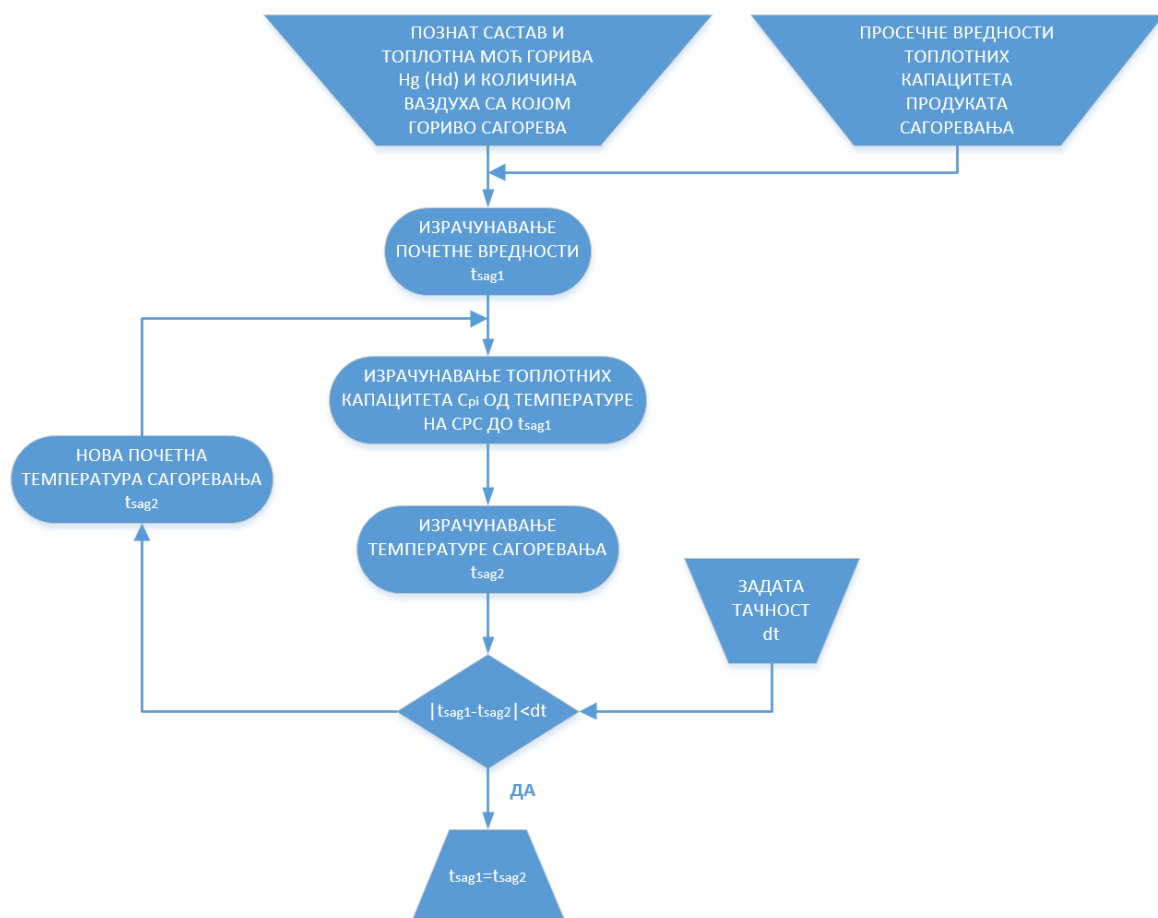
#### 4.1.5. ВАЛИДАЦИЈА CFD МОДЕЛА

У поглављу 4.1.5 резултати CFD симулације су упоређени са резултатима аналитичког прорачуна ради верификације добијених података. Температура сагоревања се одређује на основу [3]:

$$t_{sag} = t^o + \frac{H_d + m_g \cdot C_{pg} \cdot (t_g - t^o) + L_{v,st} \cdot (t_v - t^o)}{V_{rwt} \cdot (\sum_i C_{pi} \cdot r_i)} \quad (4.38)$$

при чему је  $t^o$  температура на референтном стању,  $H_d$  хемијска енергија горива (у овом случају горивог гаса, а доња топлотна моћ се узима ако је вода у облику водене паре),  $m_g \cdot C_{pg} \cdot (t_g - t^o)$  физичка топлота горива,  $L_{v,st} \cdot (t_v - t^o)$  физичка топлота ваздуха за сагоревање ( $L_{v,st}$  је стварна количина ваздуха за сагоревање), а  $V_{rwt} \cdot (\sum_i C_{pi} \cdot r_i)$  представља физичку топлоту продуката сагоревања ( $V_{rwt}$  је запремина влажних продуката сагоревања).

Узимајући у обзир зависност топлотних капацитета гасовитих једињења од температуре сагоревања, једначина 4.38 има имплицитан облик и не може се једноставно решити. Због тога је за аналитичко одређивање адијабатске температуре сагоревања неопходно применити алгоритам приказан на Слици 4.9.



Слика 4.9 | Алгоритам коришћен за одређивање температуре сагоревања (Слика преузета из реф. [3]).

Почетна вредност температуре сагоревања одређује се применом средњих специфичних топлотних капацитета (приказаних у Табели 4.8) у једначини 4.38. На основу израчунате почетне вредности температуре сагоревања одређују се средње вредности специфичних топлотних капацитета, које се затим користе за поновно израчунавање температуре сагоревања. У Табели 4.9 дати су изрази на основу којих се могу израчунати средње вредности специфичних топлотних капацитета од стандардног референтног стања до дате температуре. Прорачун се понавља итеративно све док се вредности температуре не стабилизују унутар задате тачности.

**Табела 4.8** | Средњи специфични топлотни капацитети у опсегу од 25 °C до 3000 °C [3].

Супстанца	$(C_p \text{ и } \bar{C}_p)_{\text{осредњени}}$		$(C_v \text{ и } \bar{C}_v)_{\text{осредњени}}$	
	$\text{kJ/kmolK}$	$\text{kJ/kgK}$	$\text{kJ/kmolK}$	$\text{kJ/kgK}$
$\text{CO}_2$	58.18	1.322	49.87	1.133
$\text{H}_2\text{O}$	42.5	2.359	34.19	1.898
$\text{O}_2$	32.99	1.031	24.68	0.771
$\text{N}_2$	31.18	1.113	22.87	0.816

Почетна вредност температуре сагоревања износи  $t_{\text{saг}} = 1082.97$  °C и добијена је на основу  $(C_p \text{ и } \bar{C}_p)_{\text{осредњени}}$  у  $\text{kJ/kmolK}$  датих у Табели 4.8 и топлотне моћи горивог гаса одређеног на основу једначине 4.28.

**Табела 4.9** | Средњи специфични топлотни капацитети у температурном опсегу од 0 °C до  $t$  [3].

Супстанца	Средњи специфични топлотни капацитет од 0 °C до $t$	
	$\text{kJ/m}^3\text{C}$	
$\text{CO}_2$	$1.6233 + 8.8373 \cdot 10^{-4} \cdot t - 3.4117 \cdot 10^{-7} \cdot t^2 + 5.1156 \cdot 10^{-11} \cdot t^3$	
$\text{SO}_2$	$1.7392 + 8.6734 \cdot 10^{-4} \cdot t - 4.5612 \cdot 10^{-7} \cdot t^2 + 9.3331 \cdot 10^{-11} \cdot t^3$	
$\text{H}_2\text{O}$	$1.4864 + 1.9541 \cdot 10^{-4} \cdot t + 5.4782 \cdot 10^{-8} \cdot t^2 - 1.6702 \cdot 10^{-11} \cdot t^3$	
$\text{N}_2$	$1.2860 + 8.8706 \cdot 10^{-5} \cdot t + 2.4109 \cdot 10^{-8} \cdot t^2 - 9.1475 \cdot 10^{-12} \cdot t^3$	
$\text{O}_2$	$1.2943 + 2.4487 \cdot 10^{-4} \cdot t - 7.2489 \cdot 10^{-8} \cdot t^2 + 9.5706 \cdot 10^{-12} \cdot t^3$	

На основу Табеле 4.9 и почетне вредности температуре сагоревања одређујемо средње специфичне топлотне капацитете, након чега се у другом приближењу добија температура сагоревања  $t_{sag} = 1123.13$  °C. Исти поступак поновљен је још два пута и за задату тачност од  $dt = 0.5$  °C добијена је теоријска температура сагоревања која износи  $t_{sag} = 1119.22$  °C. Упоредивањем теоријске температуре сагоревања са температуром добијеном из CFD симулације утврђено је одступање од приближно 10.5%, што указује на задовољавајући степен подудараности између аналитичког и нумеричког резултата.

## 4.2. ПРЕДЛОГ НОВОГ ТЕХНИЧКОГ РЕШЕЊА

У овом поглављу су приказане испитиване конструкције коморе за сагоревање горивог гаса у гасификационим котловима на дрва. На примеру котла називне снаге  $18$  kW одређивани су оптимална величина и положај ватросталне керамике као и положај улаза (место сагоревања) горивог гаса. На основу запремине коморе за сагоревање  $V = 0.083$  m<sup>3</sup> (израчунате према димензијама наведеним у поглављу 4.1.1) и снаге котла од  $18$  kW, добија се трансфер топлоте са димног гаса на котловску воду по јединици запремине коморе за сагоревање који износи  $216.87$  W/m<sup>3</sup>. У инжењерској пракси, овај податак је важан при пројектовању коморе за сагоревање. У поређењу са вредностима карактеристичним за гасификационе котлове на дрва термичких снага  $18, 25, 26$  и  $30$  kW [121-123], које се крећу у опсегу од  $208.33$ - $225$  W/m<sup>3</sup>, уочава се да разлике готово не постоје. Мало већа разлика приметна је ако упоредимо добијену вредност са вредношћу из рада [11], која износи  $295.15$  W/m<sup>3</sup>. Ово потврђује да је предложена запремина коморе за сагоревање адекватна за дефинисану снагу котла. У наставку дисертације анализирани су различите варијанте ватросталне керамике и њен утицај на трансфер топлоте са димног гаса на котловску воду. CFD симулације рађене су по истом принципу као у поглављу 4.1, али уз неколико допуна у односу на раније приказани модел. Код модела зрачења, коришћен је wsggm-domain-based метод за одређивање коефицијента апсорпције. Овај метод симулира зрачење у гасовитим срединама унутар поља високих температура, као нпр. код сагоревања. Гранични услови су исти као у поглављу 4.1.3, уз додатак котловске воде масеног протока  $\dot{m}_{vode} = 0.2$  kg/s и температуре  $T_{vode} = 55$  °C. Улаз котловске воде дефинисан је границом типа „inlet“, при чему је проток воде дефинисан као масени проток воде равномерно расподељен по попречном пресеку. Излаз воде дефинисан је границом типа „outlet“, при чему је граница одређена избором опције „static pressure“ и дефинисањем релативног притиска од  $0$  Pa. Иако у реалним условима долази до размене топлоте ( $300$ - $400$  W/m<sup>2</sup>), због мале површине врата на левој страни коморе за сагоревање (опека са коефицијентом емисивности  $0.8$  [124] и површином од свега  $0.092$  m<sup>2</sup>) као и због занемарљивих топлотних губитака, врата и десна затворена страна у зони пламена моделирани су као адијабатске површине.

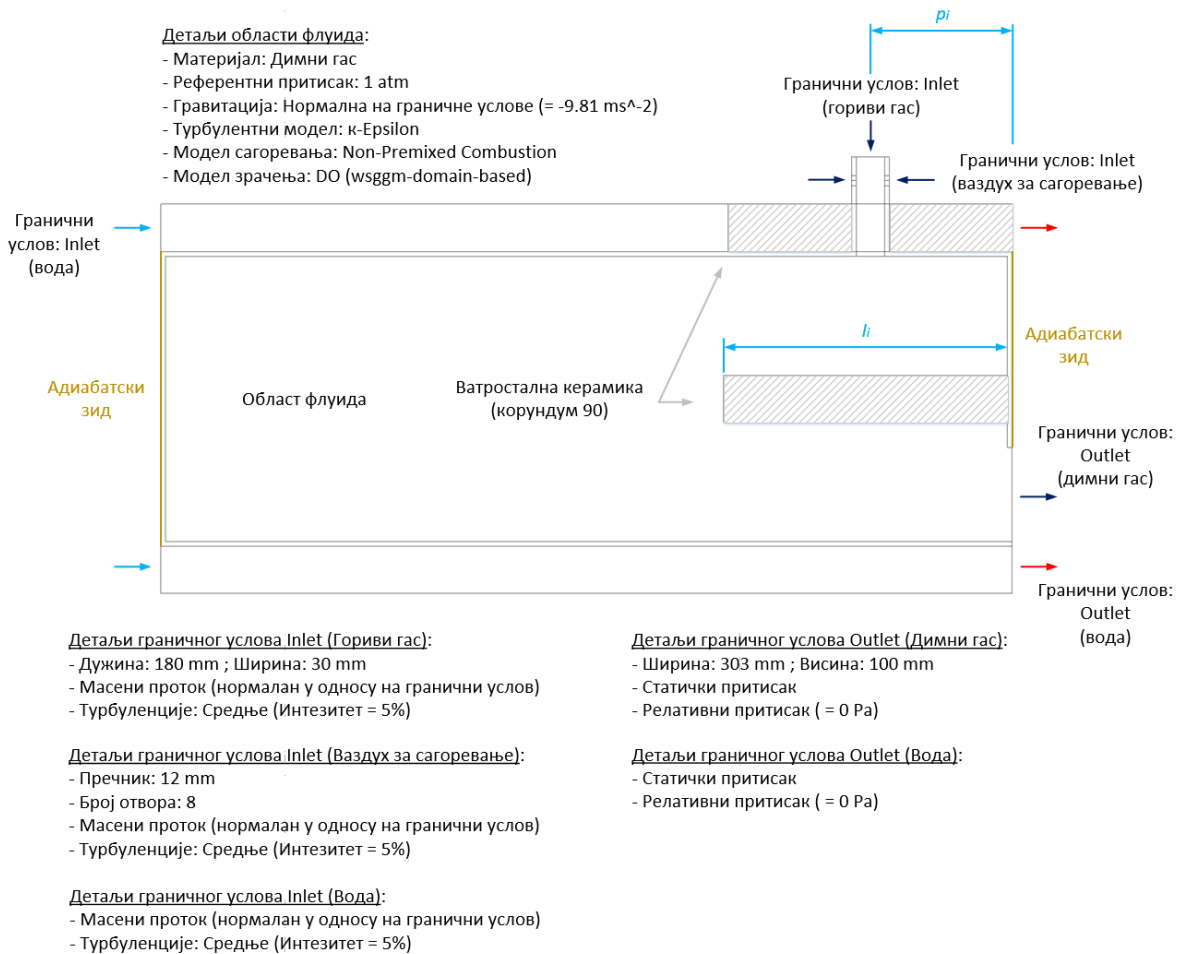
#### 4.2.1. АНАЛИЗА УТИЦАЈА ДУЖИНЕ ВАТРОСТАЛНЕ КЕРАМИКЕ И АНАЛИЗА ПОЛОЖАЈА УБАЦНОГ ОТВОРА ГОРИВОГ ГАСА НА ТРАНСФЕР ТОПЛОТЕ СА ДИМНОГ ГАСА НА КОТЛОВСКУ ВОДУ

У поглављу 4.2.1 анализиран је утицај различитих дужина ватросталне керамике, као и различитих положаја убацног отвора горивог гаса, на побољшање трансфера топлоте са димног гаса на котловску воду. Циљ је био пронаћи оптималну величину ватросталне керамике и оптималан положај улаза горивог гаса у комору за сагоревање. Анализирано је укупно 25 комбинација које обухватају пет различитих дужина ватросталне керамике и пет различитих положаја убацног отвора горивог гаса, као што је приказано у Табели 4.10. Положај убацног отвора горивог гаса означен је симболом  $p$ , а дужина ватросталне керамике симболом  $l$ . Комбинације су означене у облику  $p_i l_i$ , при чему индекс  $i$  варира од 1 до 5, почевши од  $p_1 l_1, p_1 l_2, \dots$  па све до  $p_5 l_5$ . Из Табеле 4.10 се види да положај убацног отвора горивог гаса варира у распону од 150 до 550  $mm$  са кораком од 100  $mm$ , а дужина ватросталне керамике од 300 до 600  $mm$  са кораком од 75  $mm$ .

Табела 4.10 | Комбинације  $p_i l_i$  коришћене у нумеричким симулацијама.

Положај убацног отвора горивог гаса ( $p_i$ )	Дужина ватросталне керамике ( $l_i$ )
$p_1 = 150 \text{ mm}$	$l_1 = 300 \text{ mm}$
$p_2 = 250 \text{ mm}$	$l_2 = 375 \text{ mm}$
$p_3 = 350 \text{ mm}$	$l_3 = 450 \text{ mm}$
$p_4 = 450 \text{ mm}$	$l_4 = 525 \text{ mm}$
$p_5 = 550 \text{ mm}$	$l_5 = 600 \text{ mm}$

На Слици 4.10 приказан је CFD модел коморе за сагоревање, укључујући и детаље о моделу и граничним условима.

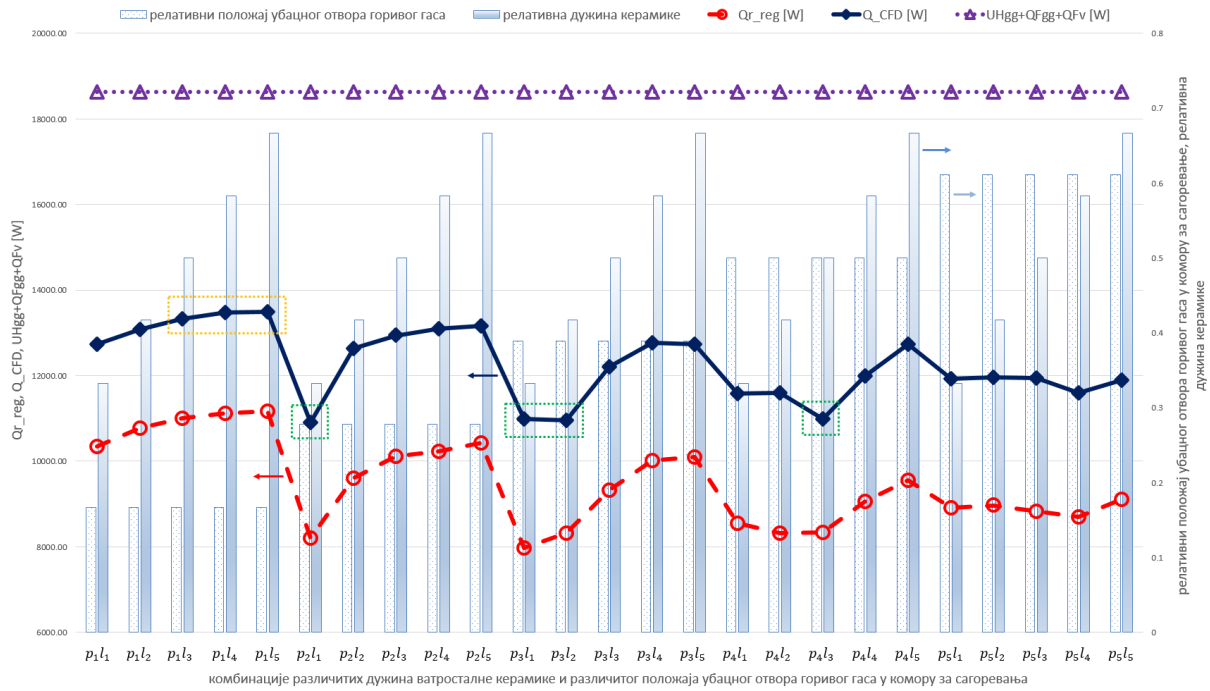


Слика 4.10 | Приказ CFD модела коморе за сагоревање укључујући и детаље о моделу и граничним условима.

#### 4.2.1.1. РЕЗУЛТАТИ CFD СИМУЛАЦИЈА

На Слици 4.11 приказани су резултати нумеричких симулација. Симулације су испуниле постављени критеријум конвергенције ( $< 1 \times 10^{-4}$ ) у просеку мало пре 13000-те итерације за временски период од отприлике 30 минута. На Слици 4.11, тамноплавом линијом приказане су вредности укупног трансфера топлоте са димног гаса на котловску воду добијене CFD симулацијама, док је љубичастом испрекиданом тачкастом линијом приказана укупна енергија унешена у ложиште. Ове вредности се могу читати са леве ординате. На основу резултата симулација може се закључити да најповољнији утицај на трансфер топлоте остварују варијанте у којима се положај убацног отвора горивог гаса налази на супротној страни од улаза котловске воде, а код којих се користи ватростална керамика минималне дужине приближно  $\frac{1}{2}$  дужине ложишта (варијанте  $p_1l_3$ ,  $p_1l_4$  и  $p_1l_5$ , уоквирене златном бојом). Ово се може објаснити дужом ватросталном керамиком, што директно утиче на дужу путању, односно дуже задржавање димних гасова у ложишту. Вредности укупне количине топлоте, која се преноси са димног гаса на воду, се минимално разликују за ове три варијанте, и крећу се у опсегу од 13329.91 до 13498.44 W.

Најнеповољније варијанте се такође могу видети са Сlike 4.11 (уоквирене зеленом бојом) и означене су са  $p_2l_1$ ,  $p_3l_1$ ,  $p_3l_2$  и  $p_4l_3$ . То значи да се трансфер топлоте смањује како се положај улаза горивог гаса у комору за сагоревање приближава улазу котловске воде. Као и у претходном случају, и њихове вредности укупне количине топлоте се минимално разликују, и крећу се у опсегу од 10912.09 до 10990.35 W. То значи да је разлика између најповољније и најнеповољније варијанте 2.5 kW.



Слика 4.11 | Резултати CFD симулација.

На Слици 4.11, црвеном испрекиданом линијом означене су количине топлоте које се зрачењем преносе са димног гаса на котловску воду. Ове вредности су такође добијене уз помоћ CFD симулација, и могу се очитати са леве ординате. Применом регресионе анализе у програму Microsoft Excel [125], добијена је математичка једначина која описује количину топлоте која се преноси зрачењем у W са димног гаса на котловску воду, и гласи:

$$\begin{aligned}
 Q_{r\_reg} = & c_0 + c_1 \cdot p_r + c_2 \cdot l_r + c_3 \cdot \left(\frac{p_r}{l_r}\right)^2 + c_4 \cdot \left(\frac{\Delta T_g}{\Delta T_{vode}}\right)^2 + c_5 \\
 & \cdot (\Delta T_g - \Delta T_{vode})^2 + c_6 \cdot \left(\frac{T_{gs}}{T_{vode_s}}\right)^2 + c_7 \cdot \left(\frac{p_r}{l_r}\right)^3 + c_8 \cdot \left(\frac{\Delta T_g}{\Delta T_{vode}}\right)^3 \\
 & + c_9 \cdot \left(\frac{T_{gs}}{T_{vode_s}}\right)^3 + c_{10} \cdot \left(\frac{p_r}{l_r}\right)^4 + c_{11} \cdot \left(\frac{\Delta T_g}{\Delta T_{vode}}\right)^4 + c_{12} \cdot \left(\frac{T_{gs}}{T_{vode_s}}\right)^4
 \end{aligned} \quad (4.39)$$

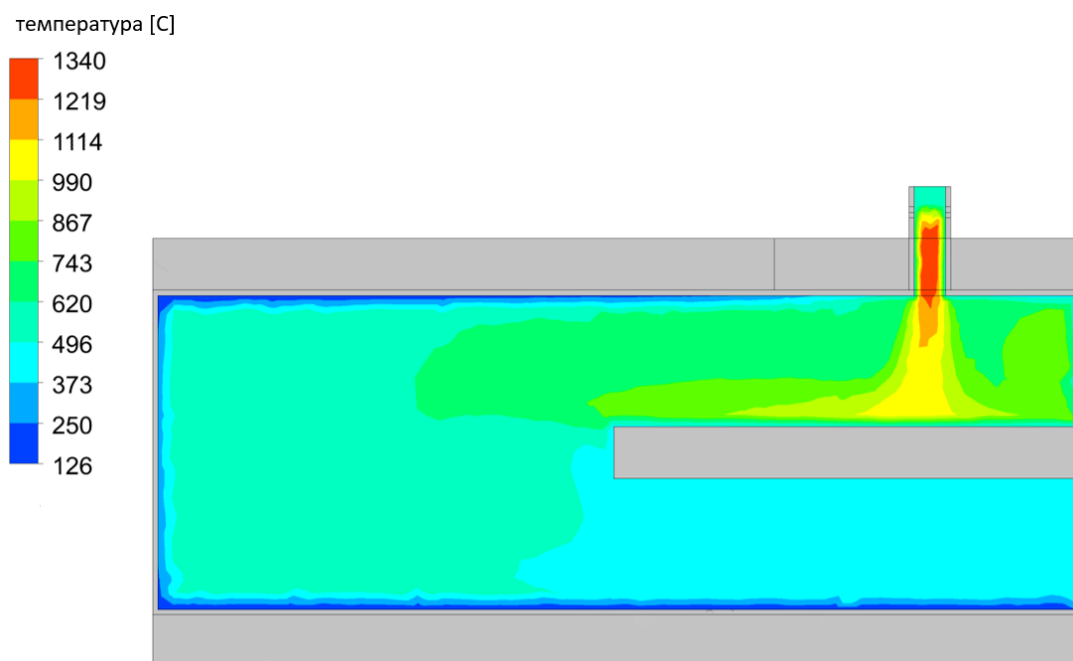
при чему су  $c_i$  константе приказане у Табели 4.11,  $p_r = p_i/L$  представља релативни положај убацног отвора горивог гаса,  $l_r = l_i/L$  представља релативну дужину ватросталне керамике, док је  $L = 900 \text{ mm}$  дужина коморе за сагоревање,

$\Delta T_g$  представља температурску разлику између температуре горивог гаса на улазу у комору за сагоревање и температуре димног гаса на излазу из коморе за сагоревање,  $\Delta T_{vode}$  представља температурску разлику воде на улазу и излазу,  $T_{gs}$  представља средњу температуру гаса а  $T_{vodes}$  средњу температуру воде. На основу константи приказаних у Табели 4.11, чланови  $p_r$ ,  $\left(\frac{\Delta T_g}{\Delta T_{vode}}\right)^2$ ,  $(\Delta T_g - \Delta T_{vode})^2$ ,  $\left(\frac{p_r}{l_r}\right)^3$ ,  $\left(\frac{T_{gs}}{T_{vodes}}\right)^3$  и  $\left(\frac{\Delta T_g}{\Delta T_{vode}}\right)^4$  из једначине 4.39 поспешују зрачење, док остали чланови имају супротан ефекат.

Табела 4.11 | Константе коришћене у једначини 4.39.

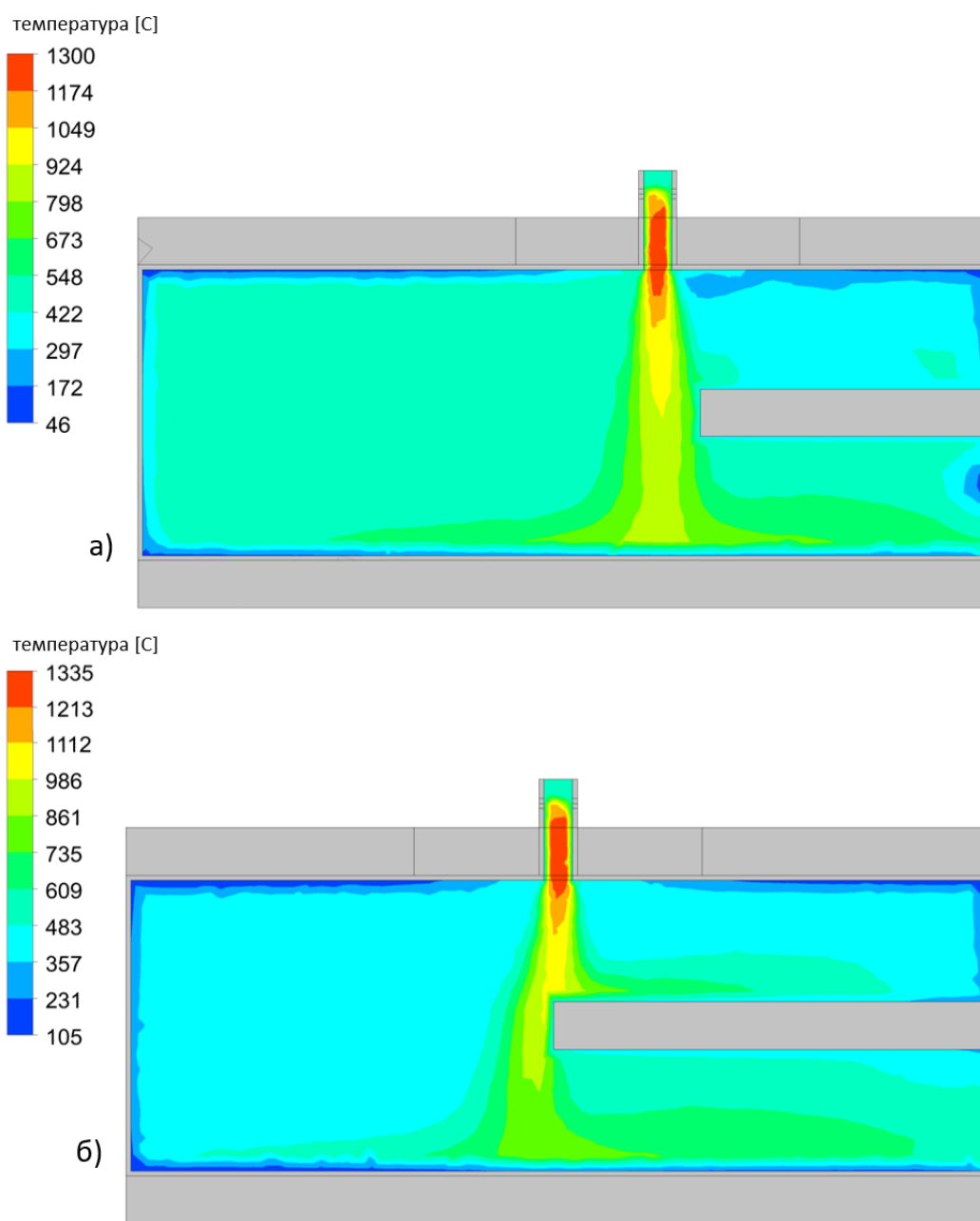
$c_0$	$c_1$	$c_2$	$c_3$	$c_4$	$c_5$	$c_6$
322834.99	3644.1	-399.67	-8198.92	15.55	0.215	-267997.93
$c_7$	$c_8$	$c_9$	$c_{10}$	$c_{11}$	$c_{12}$	
8131.51	-26.1	133772.72	-2197.23	3.465	-18662.94	

Као оптимална усвојена је варијанта  $p_1l_3$  из два разлога. Први се односи на претходно поменути минималну разлику укупног трансфера топлоте са димног гаса на котловску воду, док се други односи на дужину ватросталне керамике и могућности уштеде материјала приликом избора наведене варијанте. На Слици 4.12 приказани су резултати нумеричке симулације оптималне варијанте. Приоритет је дат температурском пољу димног гаса.



Слика 4.12 | Резултати CFD симулације оптималне варијанте  $p_1l_3$ .

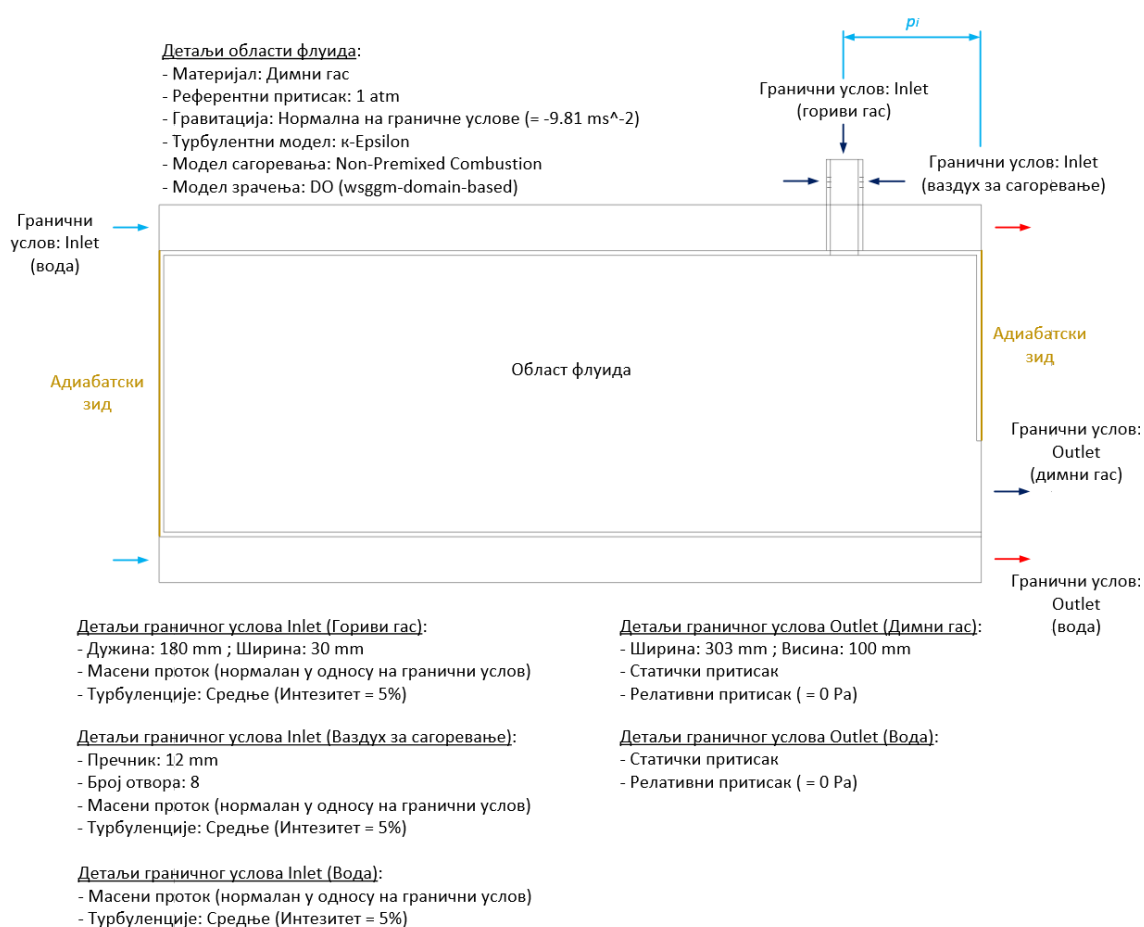
Температуре димног гаса на излазу из коморе за сагоревање кретале су се у опсегу од 425.26 до 549.42 °C. Симулације су показале да дужа путања, односно дуже задржавање димних гасова најповољније утиче на трансфер топлоте у ложишту. Циљ ватросталне керамике је да раздвоји улаз гаса од излаза, а са аспекта трансфера топлоте је боље да буде позиционирана на излазној страни јер фаворизује конвекцију и зрачи са врелог на хладнији део. Такође, симулације су показале да се температура воде повећава у просеку од 9.79 до 20.21 °C приликом размене топлоте унутар коморе за сагоревање. На Слици 4.13 приказане су неке од варијанти које неповољно утичу на трансфер топлоте. Код варијанте  $p_4l_3$  јасно се уочавају хладније зоне које су последица даљег положаја убацног отвора горивог гаса. За све остале варијанте, резултати CFD симулација дати су у Прилогу 1.



Слика 4.13 | Резултати CFD симулација. а) варијанта  $p_3l_1$  и б) варијанта  $p_4l_3$ .

## 4.2.2. АНАЛИЗА УТИЦАЈА ПОЛОЖАЈА УБАЦНОГ ОТВОРА ГОРИВОГ ГАСА НА ТРАНСФЕР ТОПЛОТЕ СА ДИМНОГ ГАСА НА КОТЛОВСКУ ВОДУ БЕЗ УПОТРЕБЕ ВАТРОСТАЛНЕ КЕРАМИКЕ

У поглављу 4.2.2 анализиран је утицај различитих положаја убацног отвора горивог гаса на трансфер топлоте, без употребе ватросталне керамике. Анализирано је укупно 5 комбинација које обухватају пет различитих положаја убацног отвора горивог гаса, као што је приказано у Табели 4.10. На Слици 4.14 приказан је CFD модел коморе за сагоревање, укључујући и детаље о моделу и граничним условима.

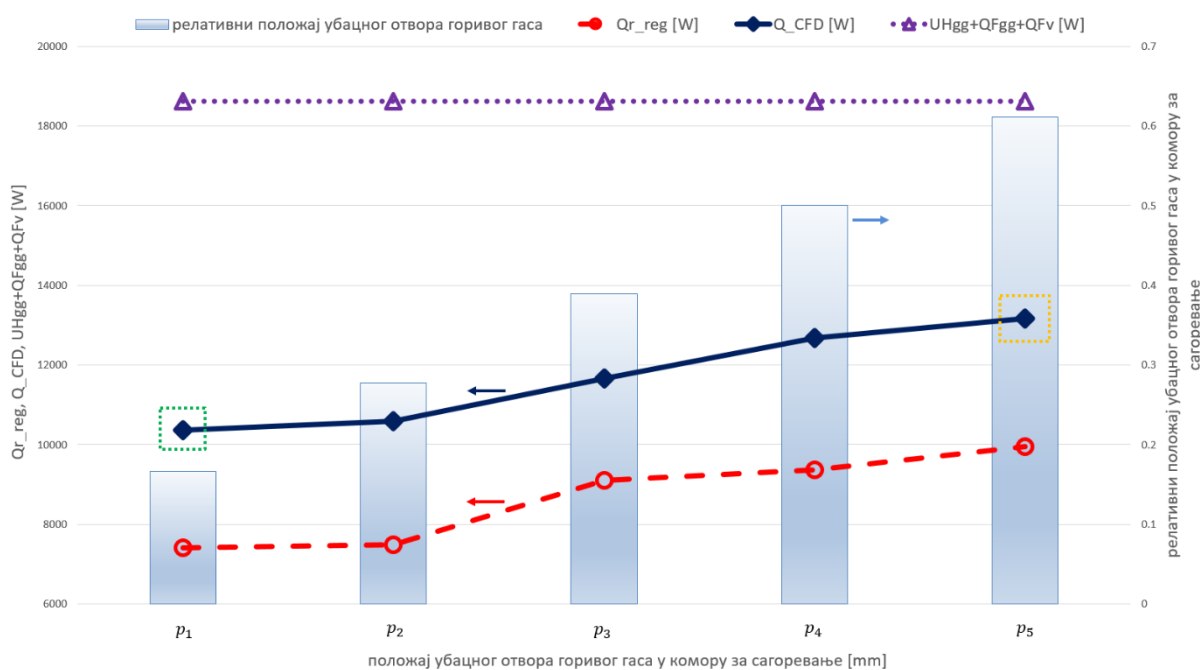


Слика 4.14 | Приказ CFD модела коморе за сагоревање укључујући и детаље о моделу и граничним условима.

### 4.2.2.1. РЕЗУЛТАТИ CFD СИМУЛАЦИЈА

На Слици 4.15 приказани су резултати нумеричких симулација. Симулације су испуниле постављени критеријум конвергенције ( $< 1 \times 10^{-4}$ ) у просеку мало пре 18750-те итерације за временски период од отприлике 45 минута. На Слици 4.15, тамноплавом линијом приказане су вредности укупног трансфера топлоте са

димног гаса на котловску воду добијене CFD симулацијама, док је љубичастом испрекиданом тачкастом линијом приказана укупна енергија унешена у ложиште. Ове вредности се могу прочитати са леве ординате. На основу резултата симулација, супротно почетним очекивањима, утврђено је да најповољнији утицај на трансфер топлоте остварује варијанта  $p_5$  (уоквирена златном бојом), код које се положај убацног отвора горивог гаса налази најближе улазу котловске воде. Ово се може објаснити поређењем температурских поља најповољније  $p_5$  и најнеповољније  $p_1$  варијанте (уоквирена зеленом бојом), приказане на Сликама 4.16 и 4.17. Кључна разлика лежи у динамици мешања гаса и расподели температуре у ложишту. Код најповољније варијанте  $p_5$ , врели гас одмах доспева у хладнију зону у близини улаза котловске воде, где доминира директан контакт врелог гаса са хладним површинама. На тај начин се остварује највећи трансфер топлоте са димног гаса на котловску воду и износи  $13176.43 \text{ W}$ . За разлику од ње, код најнеповољније варијанте  $p_1$  гас загрева зону далеко од улаза котловске воде. То значи да, до момента када врели гас стигне до хладније зоне, он се већ делимично охладио, услед чега је температурна разлика мања. Као последица тога, укупан трансфер топлоте са димног гаса на котловску воду износи  $10365.49 \text{ W}$ . Разлика између најповољније и најнеповољније варијанте износи  $2.8 \text{ kW}$ . Дакле, у одсуству ватросталне керамике изостаје ефекат дужег задржавања димних гасова, па је ефикаснија она варијанта у којој је улаз горивог гаса позициониран најближе улазу котловске воде.



Слика 4.15 | Резултати CFD симулација.

На Слици 4.15, црвеном испрекиданом линијом приказане су количине топлоте које се зрачењем преносе са димног гаса на котловску воду. Ове вредности су такође добијене уз помоћ CFD симулација, и могу се прочитати са леве ординате. Применом регресионе анализе у програму Microsoft Excel [125], добијена је

математичка једначина која описује количину топлоте која се преноси зрачењем у  $W$  са димног гаса на котловску воду, и гласи:

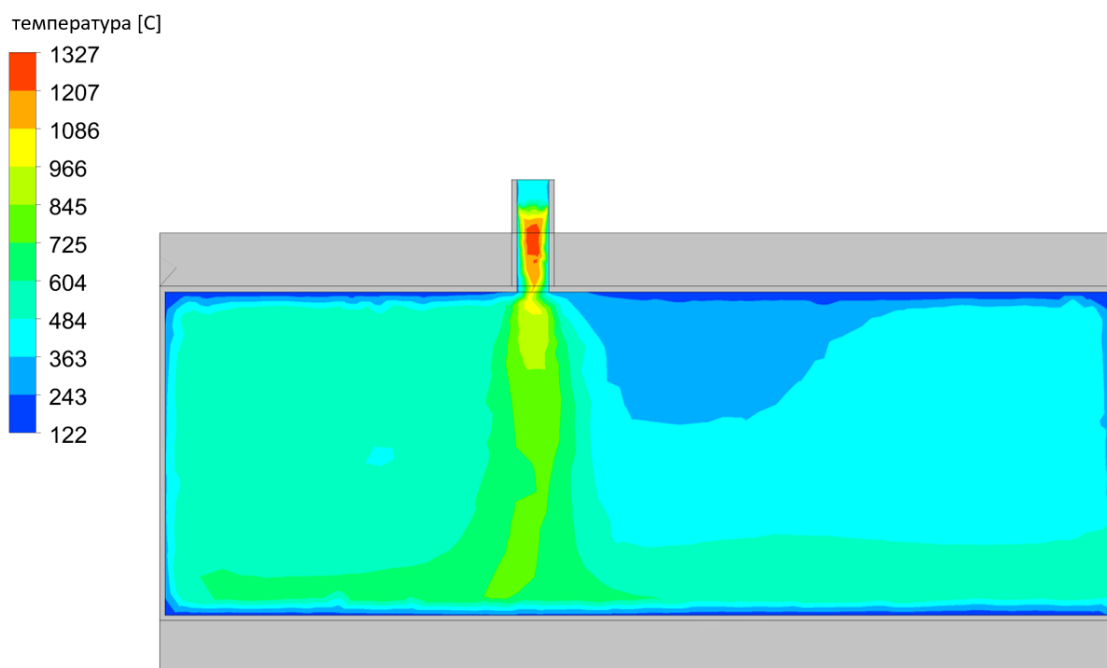
$$Q_{r\_reg} = c_0 + c_1 \cdot p_r + c_2 \cdot \Delta T_g + c_3 \cdot \Delta T_{vode} \quad (4.40)$$

при чему су  $c_i$  константе приказане у Табели 4.12. На основу константи приказаних у Табели 4.12, чланови  $p_r$  и  $\Delta T_g$  из једначине 4.40 поспешују зрачење, док преостали члан  $\Delta T_{vode}$  има супротан ефекат.

Табела 4.12 | Константе коришћене у једначини 4.40.

$c_0$	$c_1$	$c_2$	$c_3$
5288.05	15740.59	45.94	-318.98

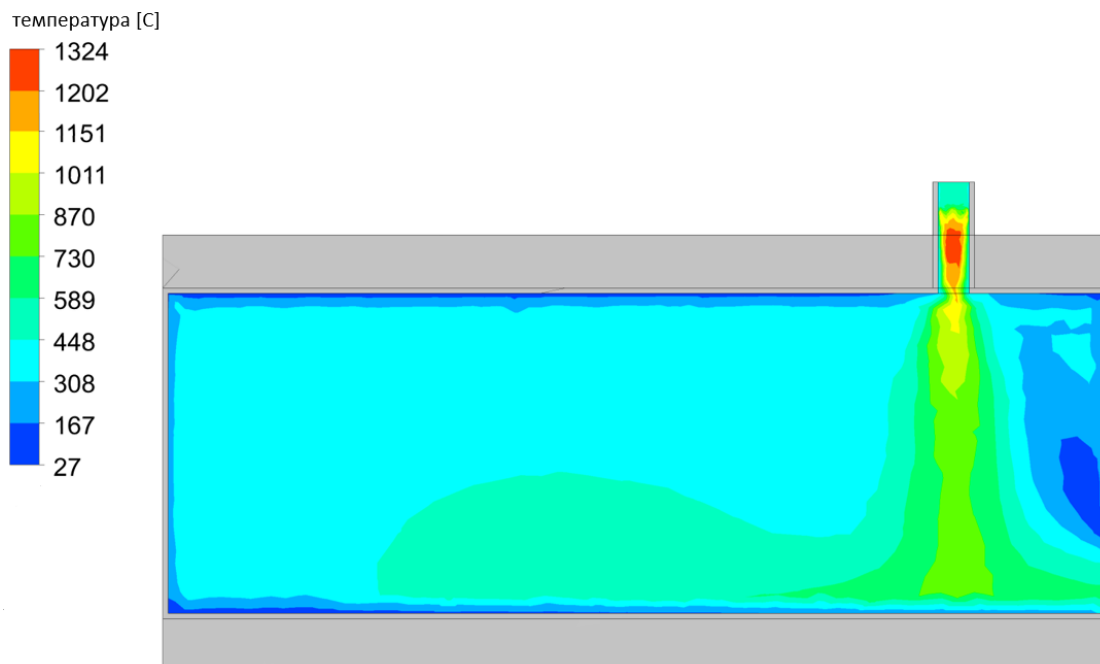
На Слици 4.16 приказани су резултати нумеричке симулације најповољније варијанте  $p_5$ . Приоритет је дат температурском пољу димног гаса. Код најповољније варијанте, убацни отвор горивог гаса позициониран је најдаље од излаза гаса из коморе за сагоревање, како би се обезбедило довољно времена за трансфер топлоте са гаса на котловску воду.



Слика 4.16 | Резултати CFD симулације најповољније варијанте  $p_5$ .

Температуре димног гаса на излазу из коморе за сагоревање кретале су се у опсегу од 432.5 до 498.19 °C. Симулације су показале да се температура воде повећава у просеку од 10.84 до 16.13 °C приликом размене топлоте са димног гаса унутар коморе за сагоревање. На Слици 4.17 приказани су резултати нумеричке

симулације најнеповољније варијанте  $p_1$ . За све остале варијанте, резултати CFD симулација дати су у Прилогу 2.



Слика 4.17 | Резултати CFD симулације најнеповољније варијанте  $p_1$ .

#### 4.2.3. АНАЛИЗА УТИЦАЈА УГЛА ПОД КОЈИМ ЈЕ ПОСТАВЉЕНА ВАТРОСТАЛНА КЕРАМИКА НА ТРАНСФЕР ТОПЛОТЕ СА ДИМНОГ ГАСА НА КОТЛОВСКУ ВОДУ

У поглављу 4.2.3 анализиран је утицај угла под којим је постављена ватростална керамика, као и дужина ватросталне керамике на побољшање трансфера топлоте са димног гаса на котловску воду. За положај убацног отвора горивог гаса  $p_4$  (видети Табелу 4.10) анализирано је укупно 18 комбинација које обухватају 7 различитих углова под којим је постављена ватростална керамика у односу на подужну осу ложишта и три различите дужине ватросталне керамике, као што је приказано у Табели 4.13.

Табела 4.13 | Углови под којим је постављена ватростална керамика у односу на подужну осу ложишта и дужине ватросталне керамике.

Угао под којим је постављена ватростална керамика ( $\alpha_i$ )	Дужина ватросталне керамике ( $l_i$ )
$\alpha_1 = 0^\circ$	$l_1 = 250 \text{ mm}$
$\alpha_2 = 5^\circ$	$l_2 = 375 \text{ mm}$
$\alpha_3 = 10^\circ$	$l_3 = 500 \text{ mm}$

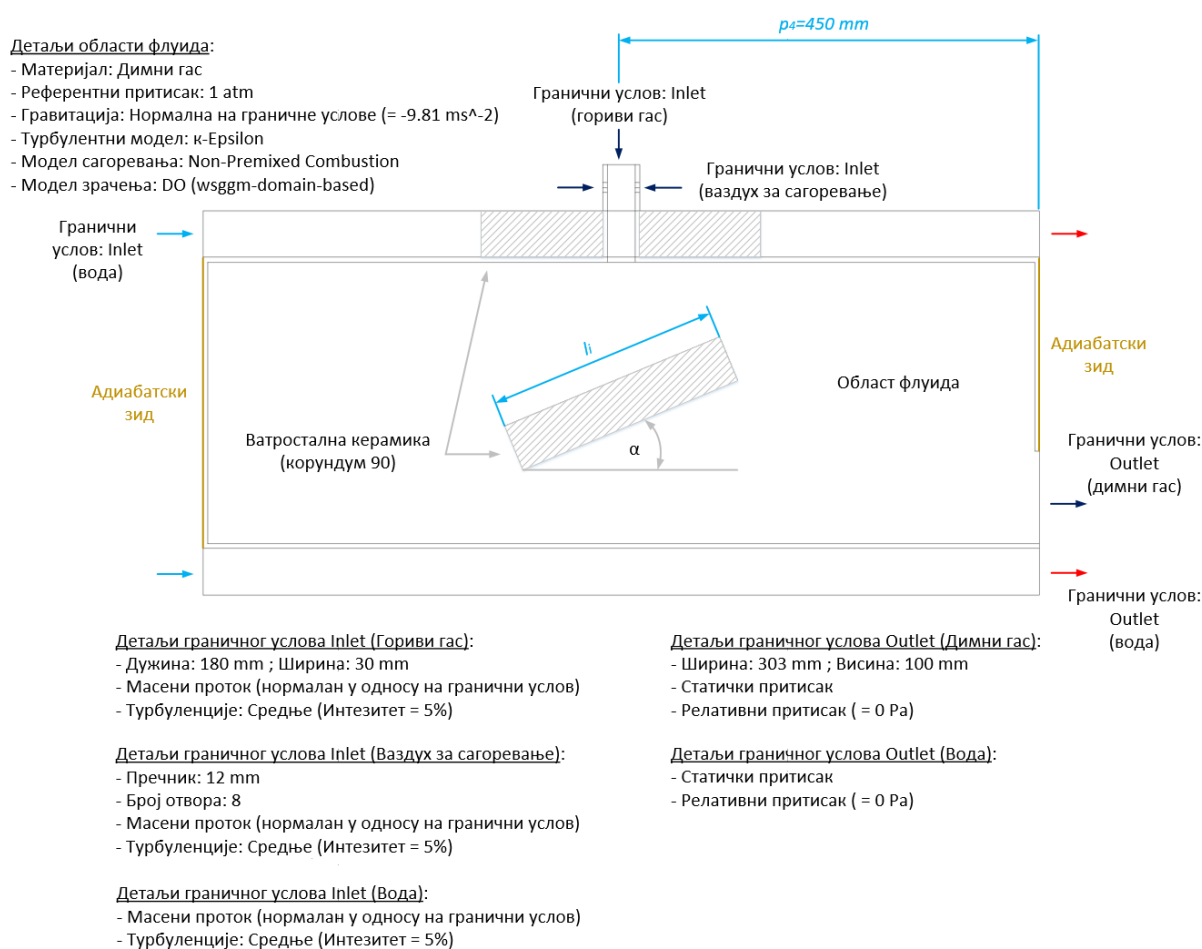
$$\alpha_4 = 15^\circ$$

$$\alpha_5 = 22.5^\circ$$

$$\alpha_6 = 30^\circ$$

$$\alpha_7 = 45^\circ$$

На Слици 4.18 приказан је CFD модел коморе за сагоревање, укључујући и детаље о моделу и граничним условима.

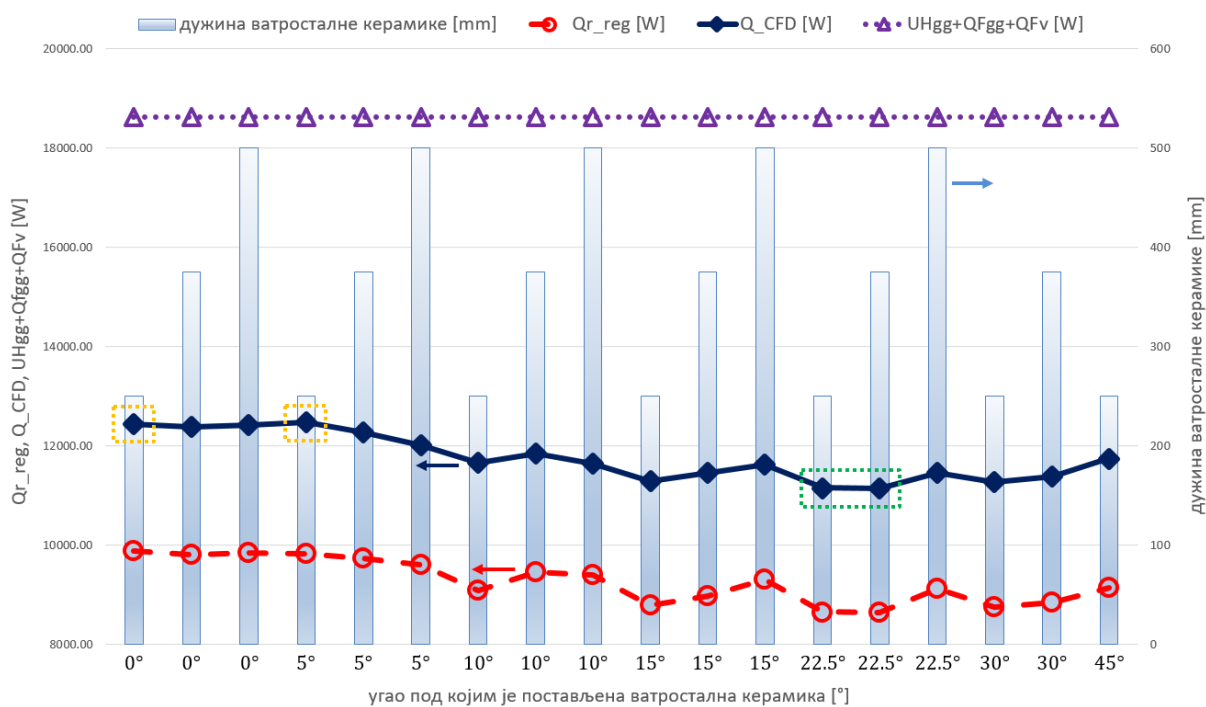


Слика 4.18 | Приказ CFD модела коморе за сагоревање укључујући и детаље о моделу и граничним условима.

#### 4.2.3.1. РЕЗУЛТАТИ CFD СИМУЛАЦИЈА

На Слици 4.19 приказани су резултати нумеричких симулација. Симулације су испуниле постављени критеријум конвергенције ( $< 1 \times 10^{-4}$ ) у просеку мало пре 14800-те итерације за временски период од 35 минута. На Слици 4.19, тамноплавом линијом приказане су вредности укупног трансфера топлоте са

димног гаса на котловску воду добијене CFD симулацијама, док је љубичастом испрекиданом тачкастом линијом приказана укупна енергија унешена у ложиште. Ове вредности се могу прочитати са леве ординате. На основу резултата симулација као најповољније, са аспекта трансфера топлоте, истакле су се две варијанте ( $\alpha_1 l_1$  и  $\alpha_2 l_1$ , уоквирене златном бојом). Вредности укупне количине топлоте, која се преноси са димног гаса на воду, се минимално разликују за ове две варијанте, и крећу се у опсегу од 12445.51 до 12477.33 W. Код гасификационих котлова гориви гас може да садржи велике количине тера. Зарад издвајања честица које струја горивог гаса носи са собом из зоне гасификације, керамика се често поставља под углом у односу на подужну осу ложишта. Због тога се као оптимална варијанта усваја  $\alpha_2 l_1$ , код које угао под којим је постављена ватростална керамика износи  $5^\circ$  а дужина ватросталне керамике износи 250 mm. Најнеповољније варијанте се такође могу видети са Слике 4.19 (уоквирене зеленом бојом) и означене су са  $\alpha_5 l_1$  и  $\alpha_5 l_2$ . Као и у претходном случају, и њихове вредности укупне количине топлоте се минимално разликују, и крећу се у опсегу од 11148.66 до 11155.03 W. То значи да је разлика између најповољније и најнеповољније варијанте 1.33 kW.



Слика 4.19 | Резултати CFD симулација.

На Слици 4.19, црвеном испрекиданом линијом приказане су количине топлоте које се зрачењем преносе са димног гаса на котловску воду. Ове вредности су такође добијене уз помоћ CFD симулација, и могу се прочитати са леве ординате. Применом регресионе анализе у програму Microsoft Excel [125], добијена је математичка једначина која описује количину топлоте која се преноси зрачењем у W са димног гаса на котловску воду, и гласи:

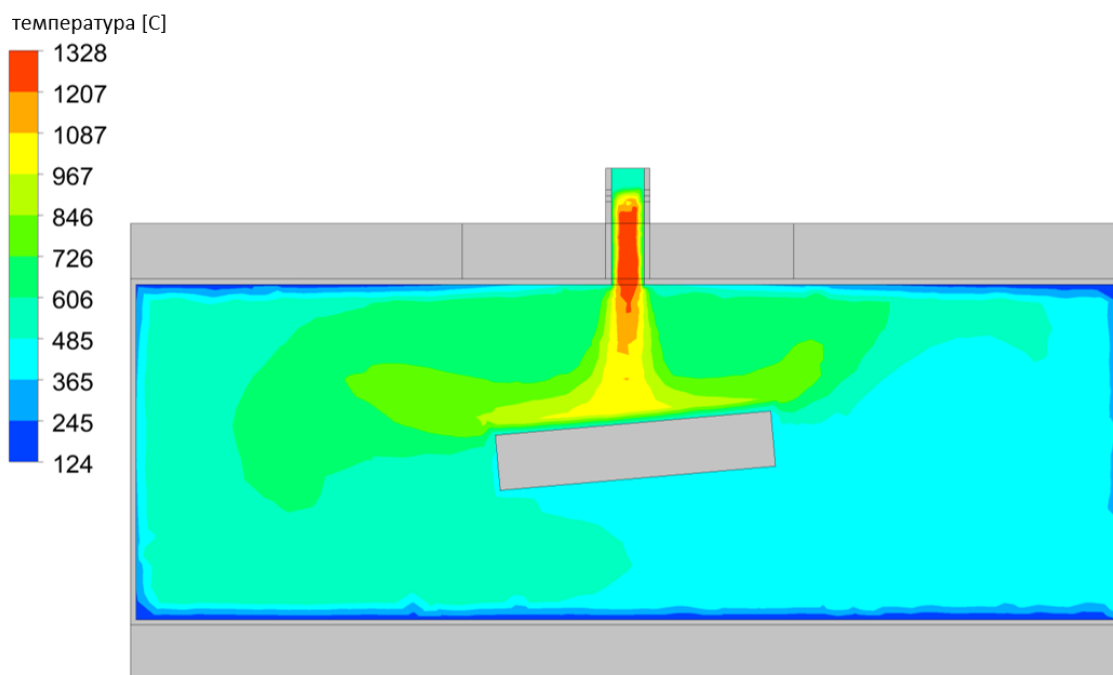
$$Q_{r\_reg} = c_0 + c_1 \cdot l + c_2 \cdot \alpha + c_3 \cdot \Delta T_g + c_4 \cdot \Delta T_{vode} + c_5 \cdot T_{gs} + c_6 \cdot T_{vode_s} + c_7 \cdot \left(\frac{\Delta T_g}{\Delta T_{vode}}\right)^4 + c_8 \cdot \left(\frac{T_{gs}}{T_{vode_s}}\right)^4 \quad (4.41)$$

при чему  $l$  представља дужину ватросталне керамике,  $\alpha$  представља угао под којим је постављена ватростална керамика у односу на подужну осу ложишта, а  $c_i$  представљају константе приказане у Табели 4.14. На основу константи приказаних у Табели 4.14, чланови  $l$ ,  $\alpha$ ,  $\Delta T_{vode}$ ,  $T_{gs}$  и  $\left(\frac{\Delta T_g}{\Delta T_{vode}}\right)^4$  из једначине 4.41 поспешују зрачење, док остали чланови имају супротан ефекат.

Табела 4.14 | Константе коришћене у једначини 4.41.

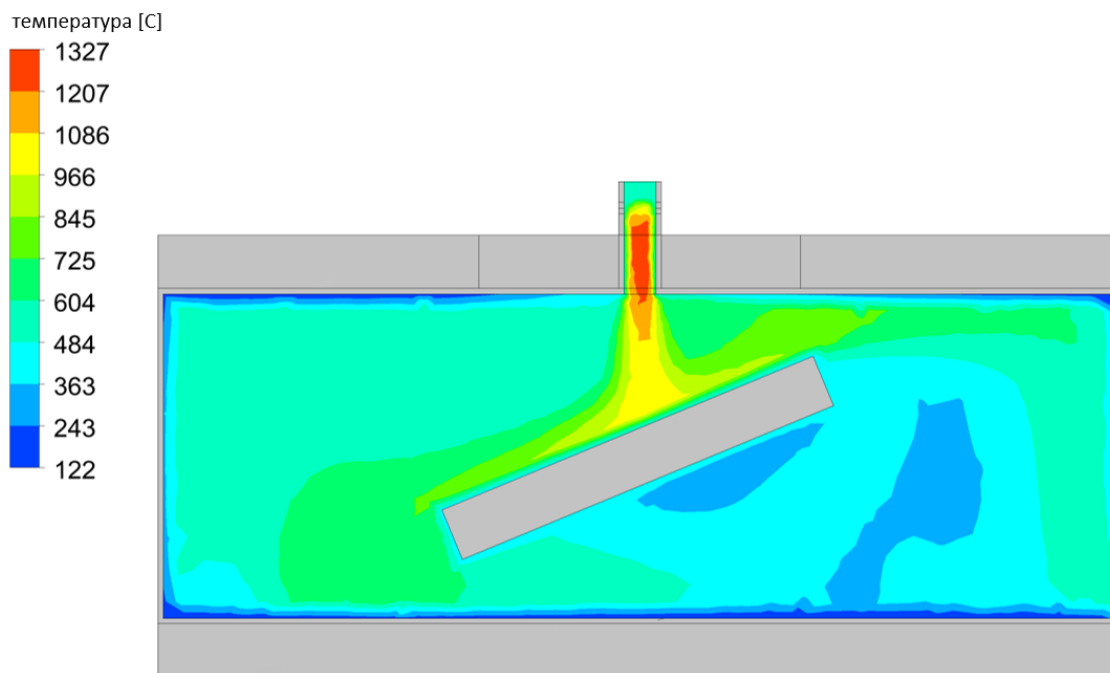
$c_0$	$c_1$	$c_2$	$c_3$	$c_4$	$c_5$	$c_6$	$c_7$	$c_8$
36030.4	1.2385	1.2573	-10.387	429.695	44.855	-197.342	0.457	-144.388

На Слици 4.20 приказани су резултати нумеричке симулације оптималне варијанте  $\alpha_2 l_1$ . Приоритет је дат температурском пољу димног гаса. Угао од  $5^\circ$  у суштини не фаворизује конвекцију, већ зрачење. У овом случају повољно је што је керамика нагнута ка вратима, јер се на тај начин честице и пепео нагомилавају управо у њеној близини.



Слика 4.20 | Резултати CFD симулације оптималне варијанте  $\alpha_2 l_1$ .

Температуре димног гаса на излазу из коморе за сагоревање кретале су се у опсегу од 386.41 до 445.6 °C. Симулације су показале да се температура воде повећава у просеку од 16.08 до 17.55 °C приликом размене топлоте са димног гаса унутар коморе за сагоревање. На Слици 4.21 приказани су резултати нумеричке симулације најнеповољније варијанте  $\alpha_5 l_2$ . Може се приметити да је температурско поље неповољније јер се јављају хладне зоне испод ватросталне керамике. Такође, струја удесно „бежи кратком везом“ и не задржава се довољно дуго да би се остварила размена топлоте. За све остале варијанте, резултати CFD симулација дати су у Прилогу 3.



Слика 4.21 | Резултати CFD симулације најнеповољније варијанте  $\alpha_5 l_2$ .

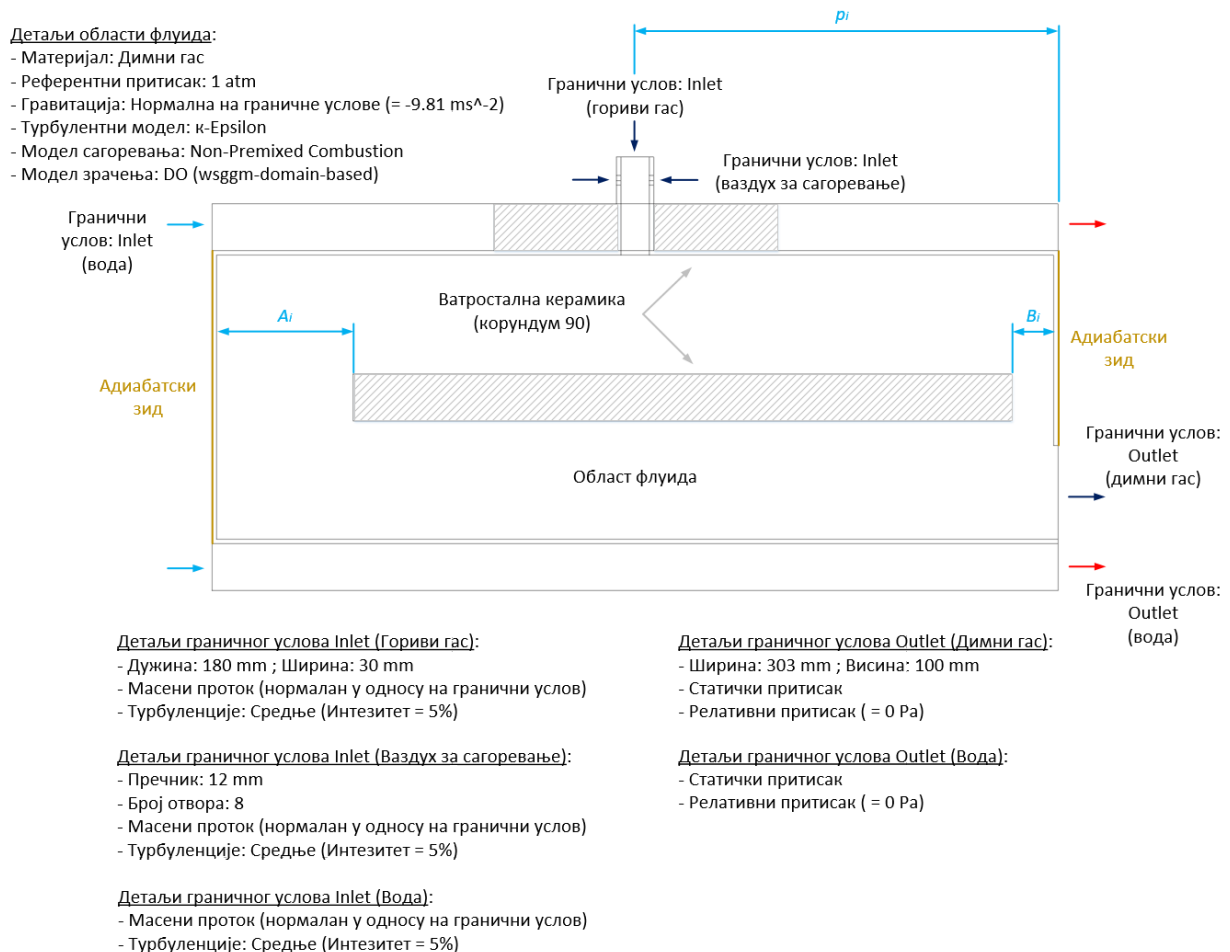
#### 4.2.4. АНАЛИЗА УТИЦАЈА РАСТОЈАЊА ВАТРОСТАЛНЕ КЕРАМИКЕ ОД ЗИДОВА КОМОРЕ ЗА САГОРЕВАЊЕ И АНАЛИЗА ПОЛОЖАЈА УБАЦНОГ ОТВОРА ГОРИВОГ ГАСА НА ТРАНСФЕР ТОПЛОТЕ СА ДИМНОГ ГАСА НА КОТЛОВСКУ ВОДУ

У поглављу 4.2.4 анализиран је утицај растојања ватросталне керамике од зидова коморе за сагоревање, као и положај убацног отвора горивог гаса на трансфер топлоте са димног гаса на котловску воду. Анализирано је укупно 6 комбинација које обухватају по два различита растојања ватросталне керамике са обе стране коморе за сагоревање и три различита положаја убацног отвора горивог гаса, као што је приказано у Табели 4.15. Комбинације су означене у облику  $p_i A_i B_i$ . Положај убацног отвора горивог гаса варира у распону од 300 до 600 mm са кораком од 150 mm, растојање ватросталне керамике од леве стране коморе за сагоревање варира од 150 до 200 mm, док се од десне стране коморе за сагоревање креће у распону од 50 до 100 mm.

**Табела 4.15** | Растојања ватросталне керамике од зидова коморе за сагоревање и положаји убацног отвора горивог гаса у комору за сагоревање.

Положај убацног отвора горивог гаса ( $p_i$ )	Растојање ватросталне керамике од леве стране коморе за сагоревање ( $A_i$ )	Растојање ватросталне керамике од десне стране коморе за сагоревање ( $B_i$ )
$p_1 = 300 \text{ mm}$	$A_1 = 150 \text{ mm}$	$B_1 = 50 \text{ mm}$
$p_2 = 450 \text{ mm}$	$A_2 = 200 \text{ mm}$	$B_2 = 100 \text{ mm}$
$p_3 = 600 \text{ mm}$		

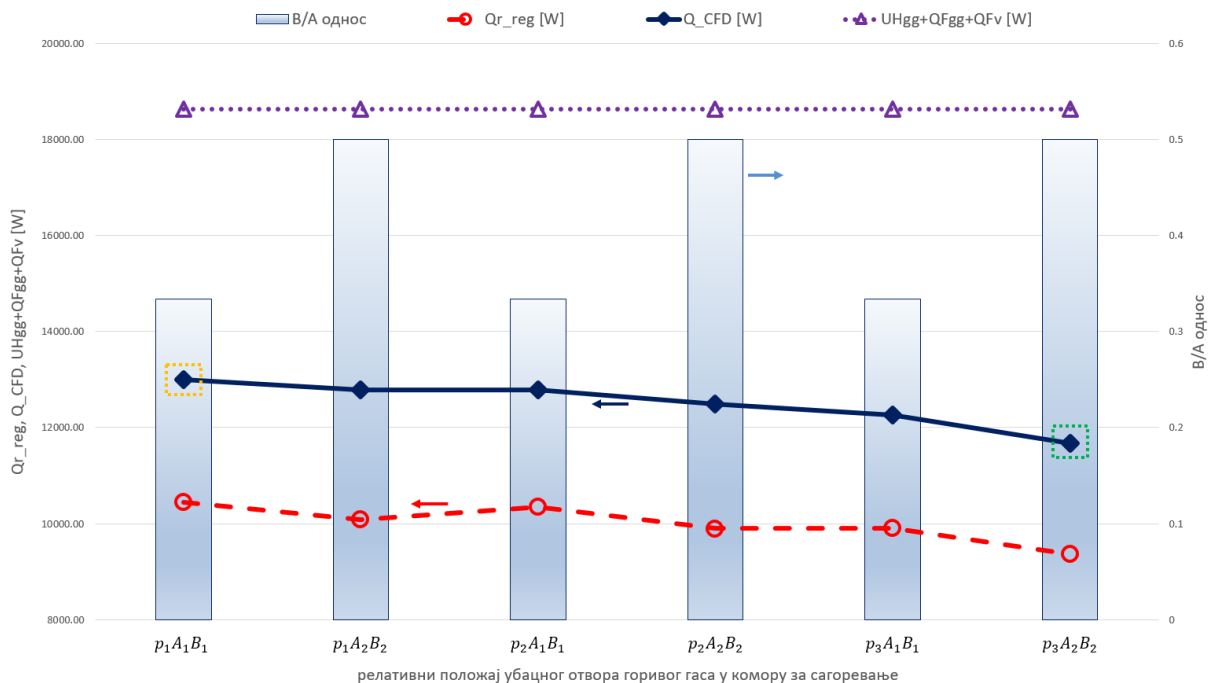
На Слици 4.22 приказан је CFD модел коморе за сагоревање, укључујући и детаље о моделу и граничним условима.



**Слика 4.22** | Приказ CFD модела коморе за сагоревање укључујући и детаље о моделу и граничним условима.

#### 4.2.4.1. РЕЗУЛТАТИ CFD СИМУЛАЦИЈА

На Слици 4.23 приказани су резултати нумеричких симулација. Симулације су испуниле постављени критеријум конвергенције ( $< 1 \times 10^{-4}$ ) у просеку мало пре 12900-те итерације за временски период од отприлике 30 минута. На Слици 4.23, тамноплавом линијом приказане су вредности укупног трансфера топлоте са димног гаса на котловску воду добијене CFD симулацијама, док је љубичастом испрекиданом тачкастом линијом приказана укупна енергија унешена у ложиште. Ове вредности се могу прочитати са леве ординате. На основу резултата симулација као најповољнија, са аспекта трансфера топлоте, истакла се варијанта означена са  $p_1A_1B_1$  (уоквирена златном бојом). Поменута варијанта остварује највећи трансфер топлоте са димног гаса на котловску воду и износи  $13176.43 \text{ W}$ . Њу карактерише положај убацног отвора горивог гаса који се налази на супротној страни од уласка котловске воде, као и мања растојања ватросталне керамике од зидова коморе за сагоревање. Такође, са Слике 4.23 може се видети и најнеповољнија варијанта ( $p_3A_2B_2$ , уоквирена зеленом бојом) која остварује најмањи трансфер топлоте са димног гаса на котловску воду који износи  $11670.7 \text{ W}$ . Ову варијанту карактеришу нешто већа растојања ватросталне керамике од зидова коморе за сагоревање, а то значи да је дужина ватросталне керамике нешто краћа у односу на најповољнију варијанту (разлика  $100 \text{ mm}$ ), као и положај убацног отвора горивог гаса који се налази најближе улазу котловске воде. Поређењем вредности најповољније и најнеповољније варијанте, долазимо до закључка да је разлика  $1.33 \text{ kW}$ .



Слика 4.23 | Резултати CFD симулација.

На Слици 4.23, црвеном испрекиданом линијом приказане су количине топлоте које се зрачењем преносе са димног гаса на котловску воду. Ове вредности су

такође добијене уз помоћ CFD симулација, и могу се очитати са леве ординате. Применом регресионе анализе у програму Microsoft Excel [125], добијена је математичка једначина која описује количину топлоте која се преноси зрачењем у  $W$  са димног гаса на котловску воду, и гласи:

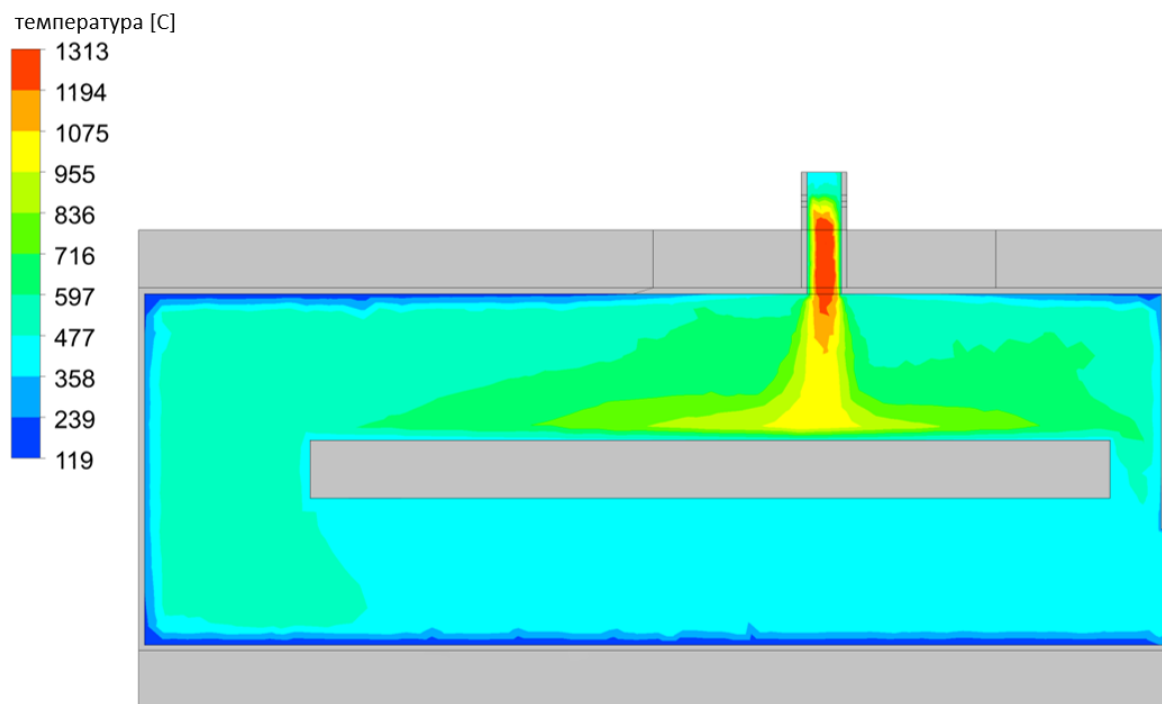
$$Q_{r\_reg} = c_0 + c_1 \cdot \frac{B}{A} + c_2 \cdot p_r + c_3 \cdot \Delta T_g + c_4 \cdot \Delta T_{vode} \quad (4.42)$$

при чему  $B/A$  представља однос растојања ватросталне керамике од десне и леве стране коморе за сагоревање. Константе  $c_i$  коришћене у једначини 4.42 приказане су у Табели 4.16. На основу константи приказаних у Табели 4.16, чланови  $\Delta T_g$  и  $\Delta T_{vode}$  из једначине 4.41 поспешују зрачење, док остали чланови имају супротан ефекат.

Табела 4.16 | Константе коришћене у једначини 4.42.

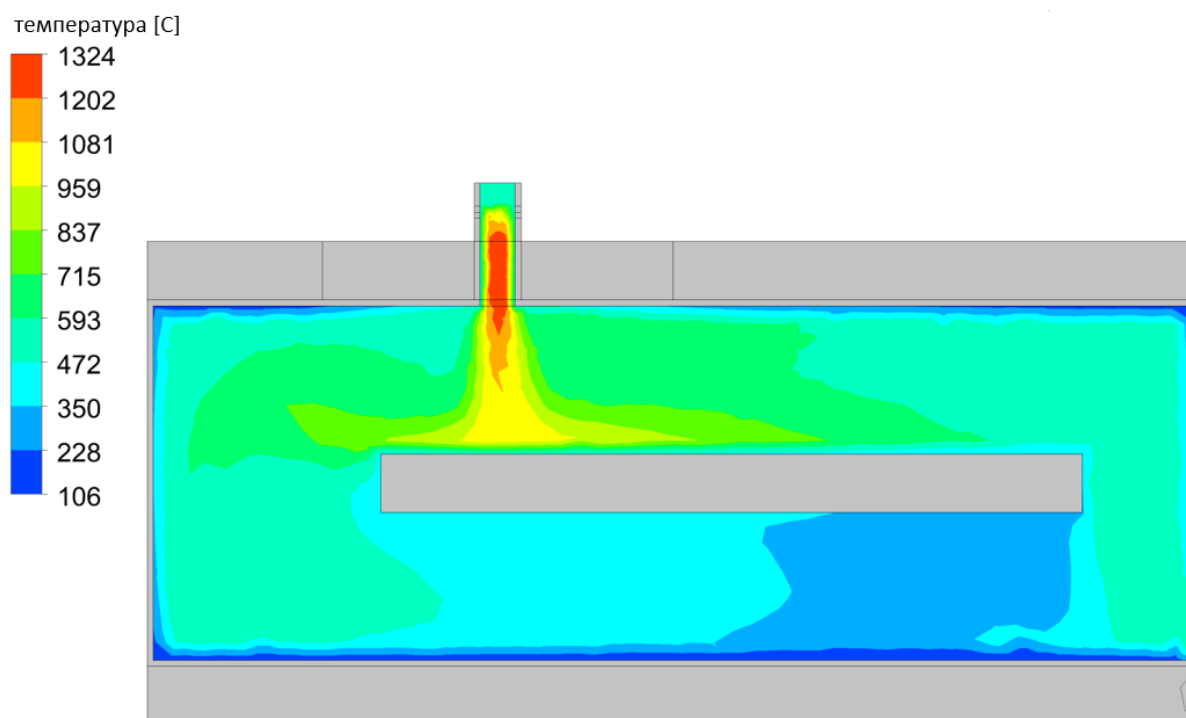
$c_0$	$c_1$	$c_2$	$c_3$	$c_4$
10756.88	-2426.87	-2308.37	2.491	74.31

На Слици 4.24 приказани су резултати нумеричке симулације најповољније варијанте  $p_1A_1B_1$ . Приоритет је дат температурском пољу димног гаса. Варијанта  $p_1A_1B_1$  омогућава дуже задржавање димног гаса у комори за сагоревање, и у комбинацији са асиметричним размаком ватросталне керамике ( $A_1B_1$ ) омогућава најефикаснији трансфер топлоте са димног гаса на котловску воду.



Слика 4.24 | Резултати CFD симулације најповољније варијанте  $p_1A_1B_1$ .

Асиметрични размак ватросталне керамике код варијанте  $p_1A_1B_1$  омогућава равномернију температурску расподелу. Температуре димног гаса на излазу из коморе за сагоревање кретале су се у опсегу од 382.18 до 450.03 °C. Симулације су показале да се температура воде повећава у просеку од 14.96 до 18.22 °C приликом размене топлоте са димног гаса унутар коморе за сагоревање. На Слици 4.25 приказани су резултати нумеричке симулације најнеповољније варијанте  $p_3A_2B_2$ . Може се приметити да је температурско поље неповољније јер се јавља хладна зона испод ватросталне керамике. Проблем настаје јер струја која се креће улево одлично одаје топлоту, док струја удесно „бежи кратком везом“ и не задржава се довољно дуго да би се остварила размена топлоте. За све остале варијанте, резултати CFD симулација дати су у Прилогу 4.



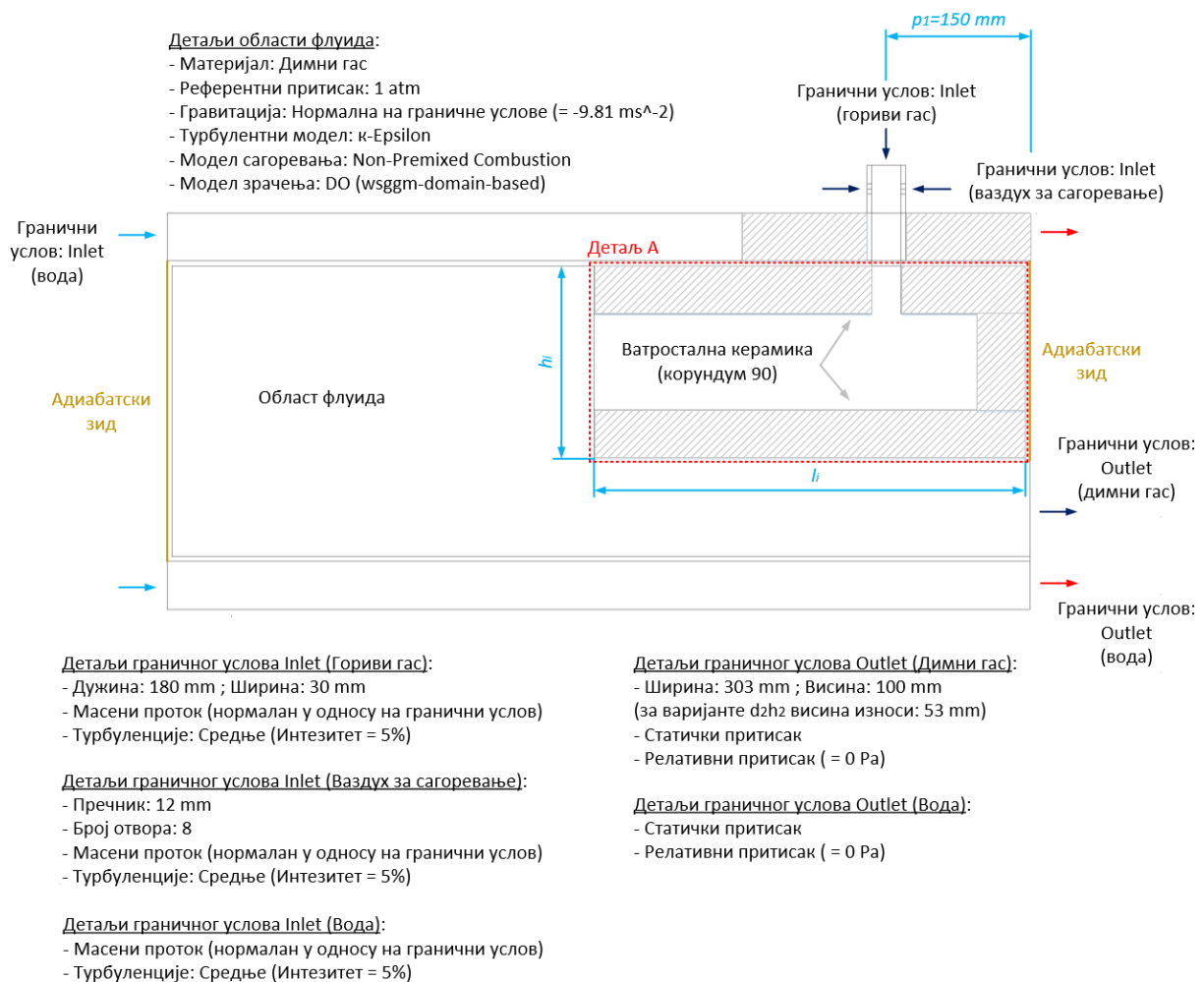
Слика 4.25 | Резултати CFD симулације најнеповољније варијанте  $p_3A_2B_2$ .

#### 4.2.5. АНАЛИЗА УТИЦАЈА ВАТРОСТАЛНЕ КЕРАМИКЕ У ОБЛИКУ „КУТИЈЕ“ НА ТРАНСФЕР ТОПЛОТЕ СА ДИМНОГ ГАСА НА КОТЛОВСКУ ВОДУ

У поглављу 4.2.5 анализиран је утицај ватросталне керамике у облику „кутије“ на трансфер топлоте са димног гаса на котловску воду. За положај убацног отвора горивог гаса  $p_1$  (видети Табелу 4.10) анализирано је укупно 24 комбинација. За две различите дебљине ватросталне керамике, анализирани су по две различите висине, две различите ширине и три различите дужине ватросталне керамике, као што је приказано у Табели 4.17. Комбинације су означене у облику  $d_i h_i t_i l_i$ . На Слици 4.26 приказан је CFD модел коморе за сагоревање, укључујући и детаље о моделу и граничним условима.

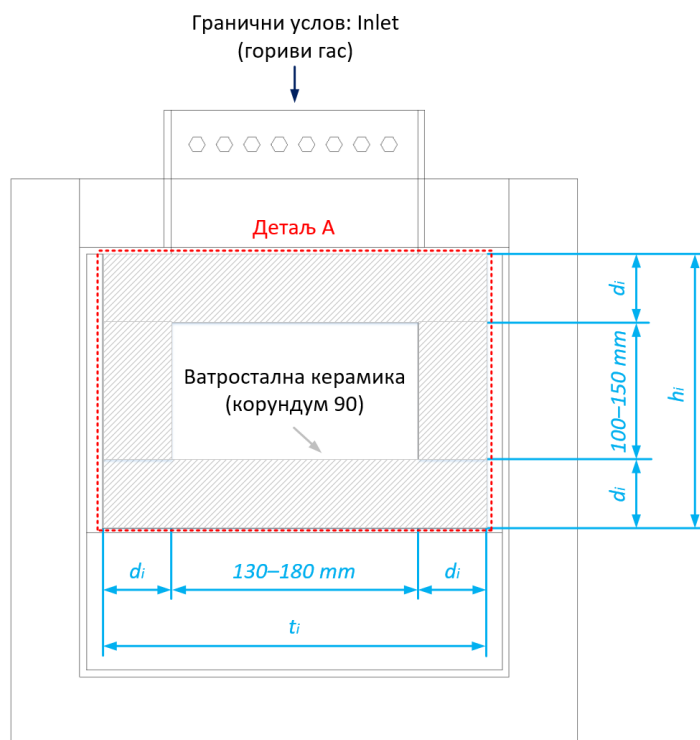
**Табела 4.17** | Различите дебљине, висине, ширине и дужине ватросталне керамике коришћене у нумеричким симулацијама.

Дебљина ватросталне керамике ( $d_i$ )	Висина ватросталне керамике ( $h_i$ )	Ширина ватросталне керамике ( $t_i$ )	Дужина ватросталне керамике ( $l_i$ )
$d_1 = 25 \text{ mm}$	$h_1 = 150 \text{ mm}$	$t_1 = 180 \text{ mm}$	$l_1 = 300 \text{ mm}$
	$h_2 = 200 \text{ mm}$	$t_2 = 230 \text{ mm}$	$l_2 = 450 \text{ mm}$
			$l_3 = 600 \text{ mm}$
$d_2 = 50 \text{ mm}$	$h_1 = 200 \text{ mm}$	$t_1 = 230 \text{ mm}$	$l_1 = 300 \text{ mm}$
	$h_2 = 250 \text{ mm}$	$t_2 = 280 \text{ mm}$	$l_2 = 450 \text{ mm}$
			$l_3 = 600 \text{ mm}$



**Слика 4.26** | Приказ CFD модела коморе за сагоревање укључујући и детаље о моделу и граничним условима.

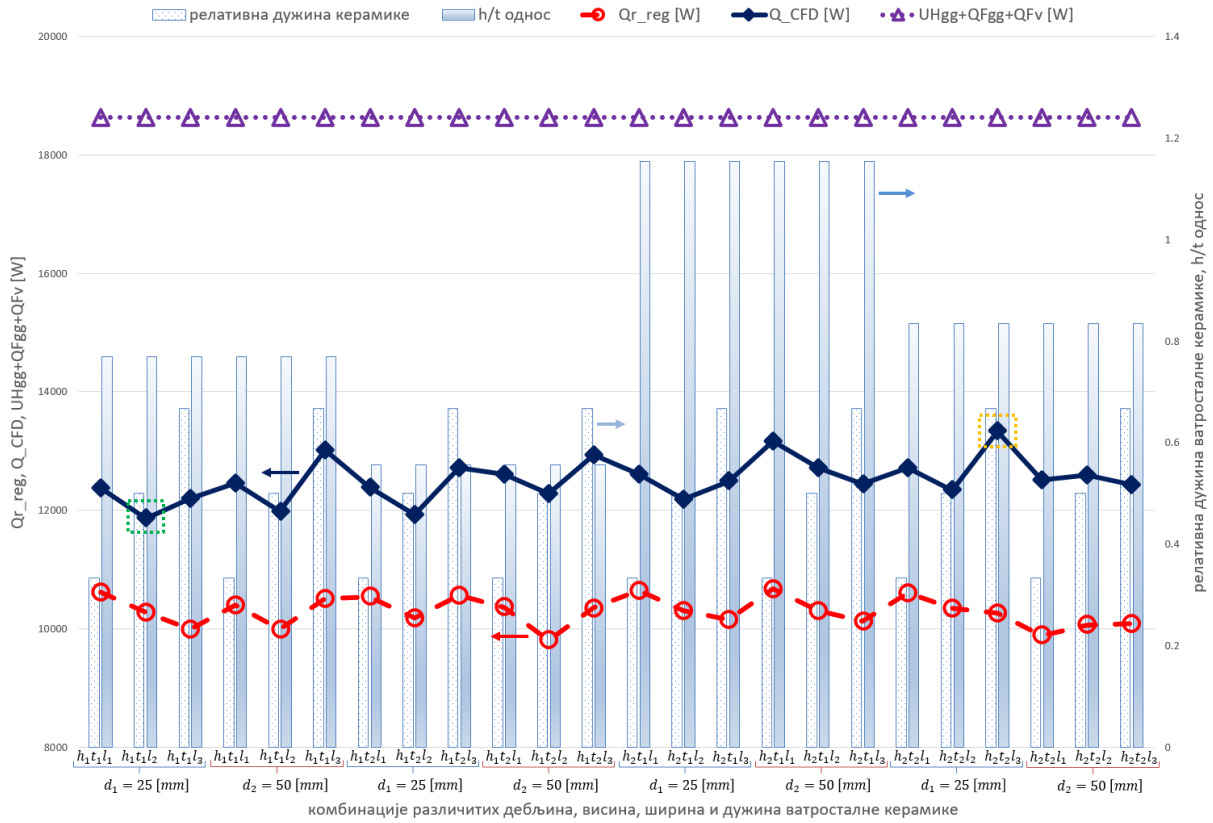
Ради јаснијег приказа, детаљ А са претходне слике приказан је на Слици 4.27.



Слика 4.27 | Попречни пресек CFD модела коморе за сагоревање.

#### 4.2.5.1. РЕЗУЛТАТИ CFD СИМУЛАЦИЈА

На Слици 4.28 приказани су резултати нумеричких симулација. Симулације су испуниле постављени критеријум конвергенције ( $< 1 \times 10^{-4}$ ) у просеку мало пре 18100-те итерације за временски период од отприлике 45 минута. На Слици 4.28, тамноплавом линијом приказане су вредности укупног трансфера топлоте са димног гаса на котловску воду добијене CFD симулацијама, док је љубичастом испрекиданом тачкастом линијом приказана укупна енергија унешена у ложиште. Ове вредности се могу прочитати са леве ординате. На основу резултата симулација може се закључити да најповољнији утицај на трансфер топлоте остварује варијанта означена са  $d_1 h_2 t_2 l_3$  (уоквирена златном бојом). Поменути варијанта остварује највећи трансфер топлоте са димног гаса на котловску воду и износи  $13337.56\text{ W}$ . Њу карактерише мања дебелина, већа висина и ширина, као и највећа дужина ватросталне керамике. Такође, са Слике 4.28 може се видети и најнеповољнија варијанта ( $d_1 h_1 t_1 l_2$ , уоквирена зеленом бојом) која остварује најмањи трансфер топлоте са димног гаса на котловску воду који износи  $11864.18\text{ W}$ . Ову варијанту карактерише мања дебелина, мања висина и ширина, као и дужина ватросталне керамике која износи приближно  $\frac{1}{2}$  дужине ложишта. Поређењем вредности најповољније и најнеповољније варијанте, долазимо до закључка да је разлика  $1.47\text{ kW}$ .



Слика 4.28 | Резултати CFD симулација.

На Слици 4.28, црвеном испрекиданом линијом приказане су количине топлоте које се зрачењем преносе са димног гаса на котловску воду. Ове вредности су такође добијене уз помоћ CFD симулација, и могу се очитати са леве ординате. Применом регресионе анализе у програму Microsoft Excel [125], добијена је математичка једначина која описује количину топлоте која се преноси зрачењем у  $W$  са димног гаса на котловску воду, и гласи:

$$\begin{aligned}
 Q_{r_{reg}} = & c_0 + c_1 \cdot l_r + c_2 \cdot \frac{h}{t} + c_3 \cdot \Delta T_g + c_4 \cdot \Delta T_{vode} + c_5 \cdot \left( \frac{\Delta T_g}{\Delta T_{vode}} \right)^2 + c_6 \\
 & \cdot (\Delta T_g - \Delta T_{vode})^2 + c_7 \cdot \left( \frac{T_{gs}}{T_{vode_s}} \right)^2 + c_8 \cdot (T_{gs} - T_{vode_s})^2 + c_9 \\
 & \cdot \left( \frac{\Delta T_g}{\Delta T_{vode}} \right)^3 + c_{10} \cdot \left( \frac{T_{gs}}{T_{vode_s}} \right)^3 + c_{11} \cdot (T_{gs} - T_{vode_s})^3 + c_{12} \\
 & \cdot \left( \frac{\Delta T_g}{\Delta T_{vode}} \right)^4 + c_{13} \cdot \left( \frac{T_{gs}}{T_{vode_s}} \right)^4
 \end{aligned} \tag{4.43}$$

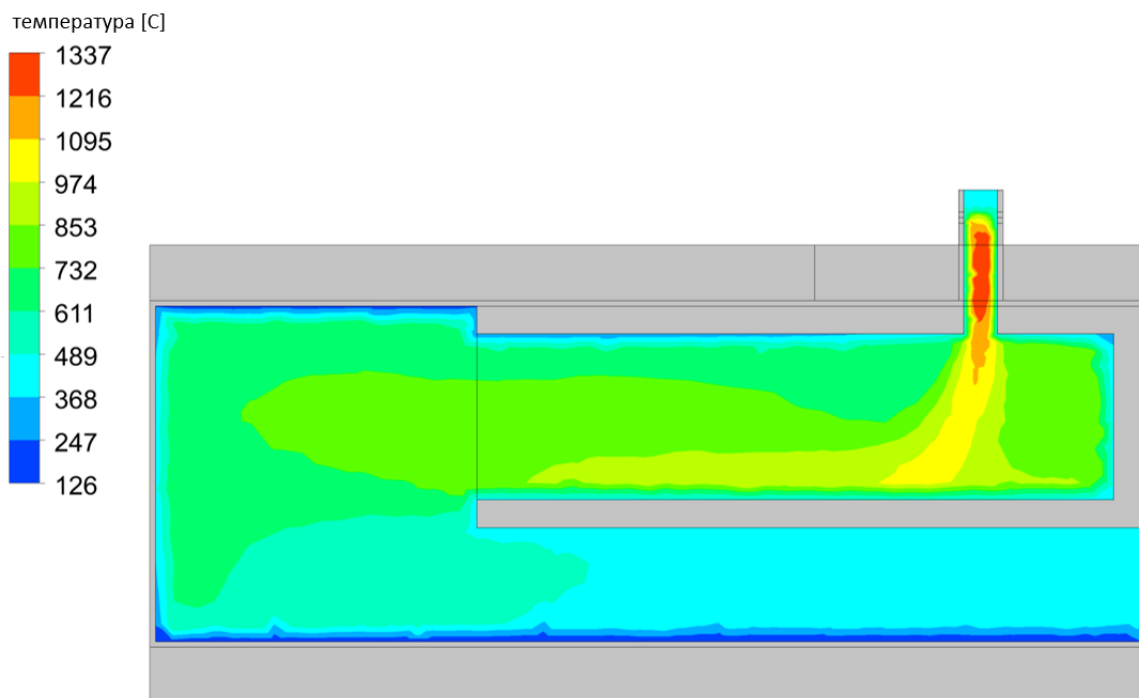
при чему  $h/t$  представља однос висине и ширине ватросталне керамике. Константе  $c_i$  коришћене у једначини 4.43 приказане су у Табели 4.18. На основу константи приказаних у Табели 4.18, чланови  $\frac{h}{t}$ ,  $\Delta T_g$ ,  $\Delta T_{vode}$ ,  $\left( \frac{\Delta T_g}{\Delta T_{vode}} \right)^2$ ,  $\left( \frac{T_{gs}}{T_{vode_s}} \right)^2$ ,

$\left(\frac{\Delta T_g}{\Delta T_{vode}}\right)^3$ ,  $(T_{gs} - T_{vode_s})^3$  и  $\left(\frac{T_{gs}}{T_{vode_s}}\right)^4$  из једначине 4.43 поспешују зрачење, док остали чланови имају супротан ефекат.

Табела 4.18 | Константе коришћене у једначини 4.43.

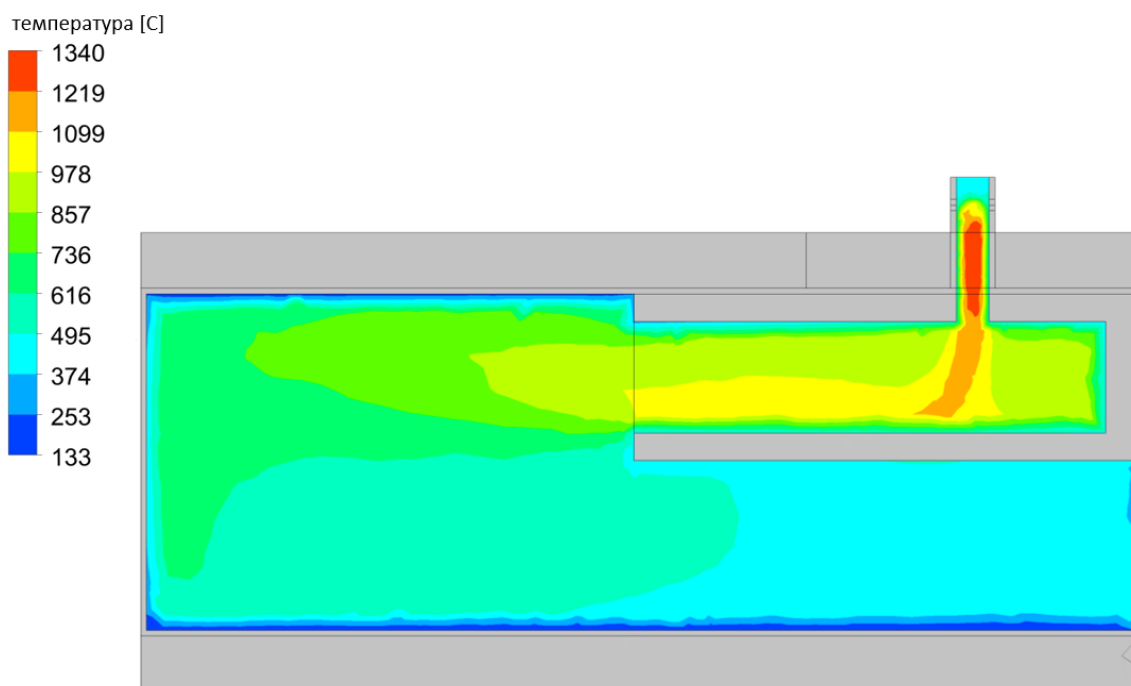
$c_0$	$c_1$	$c_2$	$c_3$	$c_4$	$c_5$	$c_6$
-1433898	-800.687	239.075	8.065	353.769	12.1798	-0.094
$c_7$	$c_8$	$c_9$	$c_{10}$	$c_{11}$	$c_{12}$	$c_{13}$
1481990	-12.183	3.104	-625992.6	0.02399	-0.2084	71577.172

На Слици 4.29 приказани су резултати нумеричке симулације најповољније варијанте  $d_1 h_2 t_2 l_3$ . Приоритет је дат температурском пољу димног гаса. Због веће дужине ватросталне керамике, варијанта  $d_1 h_2 t_2 l_3$  омогућава дуже задржавање димног гаса у комори за сагоревање, а у комбинацији са већом висином и ширином ватросталне керамике постиже се најефикаснији трансфер топлоте са димног гаса на котловску воду. Уочено је да се најефикаснији трансфер топлоте остварује услед зрачења од керамике, као и од малог простора који се ствара између керамике у облику „кутије“ и коморе за сагоревање, што повећава брзину гаса, а тиме и конвекцију. Циљ ватросталне керамике јесте да повећа брзину гаса на оном месту где најхладнији гас излази из ложишта, јер на тај начин доприноси трансферу топлоте.



Слика 4.29 | Резултати CFD симулације најповољније варијанте  $d_1 h_2 t_2 l_3$ .

На основу резултата симулација, варијанта  $d_2h_2t_2l_3$  (дупло већа дебљина ватросталне керамике) остварује нешто нижи трансфер топлоте са димног гаса на котловску воду (12427.23 W) у односу на најповољнију варијанту  $d_1h_2t_2l_3$ . Температуре димног гаса на излазу из коморе за сагоревање кретале су се у опсегу од 301.43 до 503.11 °C. Симулације су показале да се температура воде повећава у просеку од 14.7 до 16.86 °C приликом размене топлоте са димног гаса унутар коморе за сагоревање. На Слици 4.30 приказани су резултати нумеричке симулације најнеповољније варијанте  $d_1h_1t_1l_2$ . Мање димензије ватросталне керамике у облику „кутије“ доводе до краћег задржавање димног гаса у комори за сагоревање, што за последицу има мањи трансфер топлоте са димног гаса на воду. За све остале варијанте, резултати CFD симулација дати су у Прилогу 5.



Слика 4.30 | Резултати CFD симулације најнеповољније варијанте  $d_1h_1t_1l_2$ .

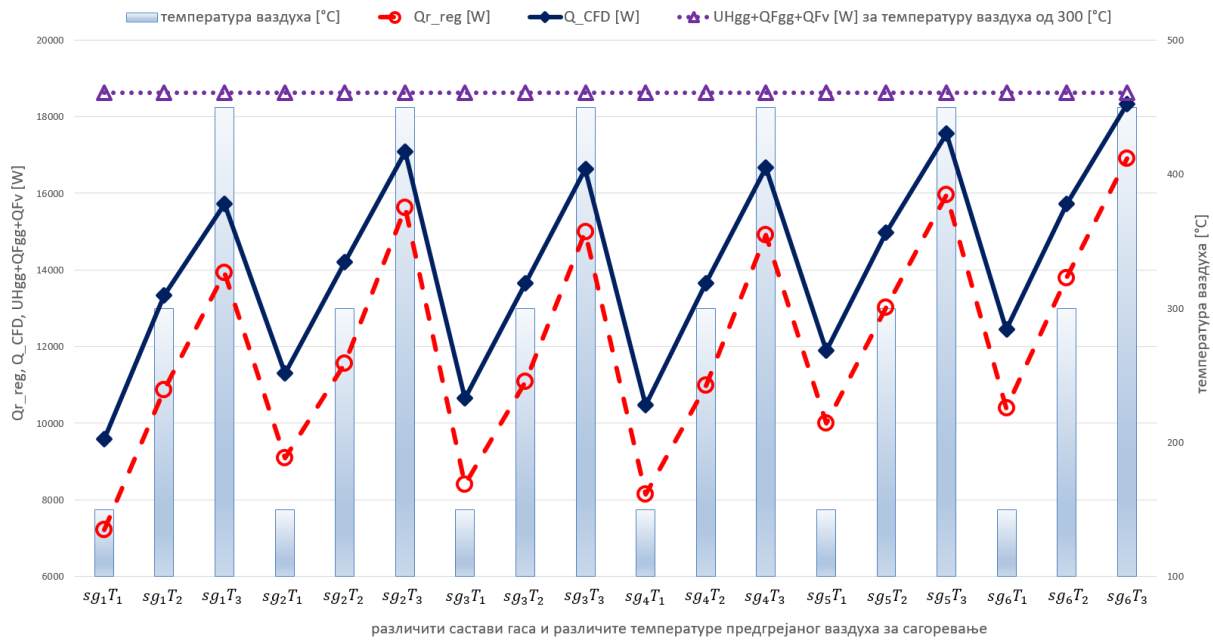
#### 4.2.6. АНАЛИЗА УТИЦАЈА САСТАВА ГАСА И ПРЕДГРЕЈАНОГ ВАЗДУХА НА ТРАНСФЕР ТОПЛОТЕ СА ДИМНОГ ГАСА НА КОТЛОВСКУ ВОДУ ЗА ОПТИМАЛНУ ВАРИЈАНТУ $p_1l_3$

У поглављу 4.2.6 анализиран је утицај састава гаса и предгрејаног ваздуха за сагоревање на трансфер топлоте са димног гаса на котловску воду за оптималну варијанту  $p_1l_3$  из поглавља 4.2.1. Анализирано је укупно 18 комбинација, за шест различитих састава горивих гасова и три различите температуре предгрејаног ваздуха за сагоревање. Састави горивих гасова узети су из Табеле 4.3, температуре горивих гасова из Табеле 3.5, а температуре предгрејаног ваздуха су претпостављене и износе  $T_1 = 150$  °C,  $T_2 = 300$  °C и  $T_3 = 450$  °C. Комбинације су означене у облику  $sg_iT_i$ , при чему  $sg_i$  означава састав горивог гаса. CFD модел

коморе за сагоревање, укључујући и детаље о моделу и граничним условима је исти као у поглављу 4.2.1.

#### 4.2.6.1. РЕЗУЛТАТИ CFD СИМУЛАЦИЈА

На Слици 4.31 приказани су резултати нумеричких симулација. Симулације су испуниле постављени критеријум конвергенције ( $< 1 \times 10^{-4}$ ) између 10727 и 15400-те итерације за временски период од отприлике 25 до 35 минута. На Слици 4.31, тамношлавом линијом приказане су вредности укупног трансфера топлоте са димног гаса на котловску воду добијене CFD симулацијама, док је љубичастом испрекиданом тачкастом линијом приказана укупна енергија унешена у ложиште. Ове вредности се могу читати са леве ординате. На основу резултата симулација може се закључити да предгревање ваздуха повољно утиче на трансфер топлоте у ложишту. Повећањем температуре ваздуха за сагоревање са 150 на 300 °C, као и са 300 на 450 °C, укупан трансфер топлоте са димног гаса на котловску воду се повећава у просеку за 26.43%. Варијанте  $sg_5T_2$  и  $sg_6T_2$ , које одговарају саставу гаса при CBP-SRS и CBP-PV из Табеле 3.5, остварују знатно већи трансфер топлоте са димног гаса на котловску воду при температури предгрејаног ваздуха од 300 °C у односу на остале варијанте са саставима гаса приказаним у колонама 1-4 из Табеле 4.3. То се може објаснити значајно већим уделом угљен-моноксида и водоника у горивом гасу. Ако се изузму састави горивих гасова на оптималним тачкама гасификације, као најповољније варијанте у зависности од температуре предгрејаног ваздуха истичу се оне чији је састав гаса дат у колони 2 из Табеле 4.3, и означене су са  $sg_2T_1$ ,  $sg_2T_2$  и  $sg_2T_3$ . Укупан трансфер топлоте са димног гаса на котловску воду за ове варијанте редом износи 11308.71 W, 14200.5 W и 17087.8 W. То се може објаснити највишом температуром горивог гаса (618 °C, Табеле 3.5) у односу на остале вредности из колона 1,3 и 4, и нешто већим садржајем тера. Поређењем вредности најповољнијих и најнеповољнијих варијанти за различите температуре предгрејаног ваздуха, утврђено је да се разлика креће у опсегу од 0.87 до 1.72 kW. Као најнеповољније варијанте издвојиле су  $sg_1T_1$ ,  $sg_1T_2$  и  $sg_1T_3$ . Ове варијанте одговарају саставу гаса приказаном у колони 1 из Табеле 4.3. Са аспекта трансфера топлоте, ове варијанте су се показале као најнеповољније због нешто ниже температуре горивог гаса (497 °C, Табела 3.5) и знатно мањег удела угљен-моноксида, метана и водоника у горивом гасу.



Слика 4.31 | Резултати CFD симулација.

На Слици 4.31, црвеном испрекиданом линијом приказане су количине топлоте које се зрачењем преносе са димног гаса на котловску воду. Ове вредности су такође добијене уз помоћ CFD симулација, и могу се очитати са леве ординате. Применом регресионе анализе у програму Microsoft Excel [125], добијена је математичка једначина која описује количину топлоте која се преноси зрачењем у  $W$  са димног гаса на котловску воду, и гласи:

$$Q_{r\_reg} = c_0 + c_1 \cdot r_{CO} + c_2 \cdot r_{CH_4} + c_3 \cdot r_{H_2} + c_4 \cdot r_{C_7H_{16}} + c_5 \cdot T_{vazduha} + c_6 \cdot \sqrt{\frac{\Delta T_g}{\Delta T_{vode}}} + c_7 \cdot \left(\frac{\Delta T_g}{\Delta T_{vode}}\right)^3 + c_8 \cdot \left(\frac{T_{gs}}{T_{vode_s}}\right)^3 + c_9 \cdot \left(\frac{T_{gs}}{T_{vode_s}}\right)^4 \quad (4.44)$$

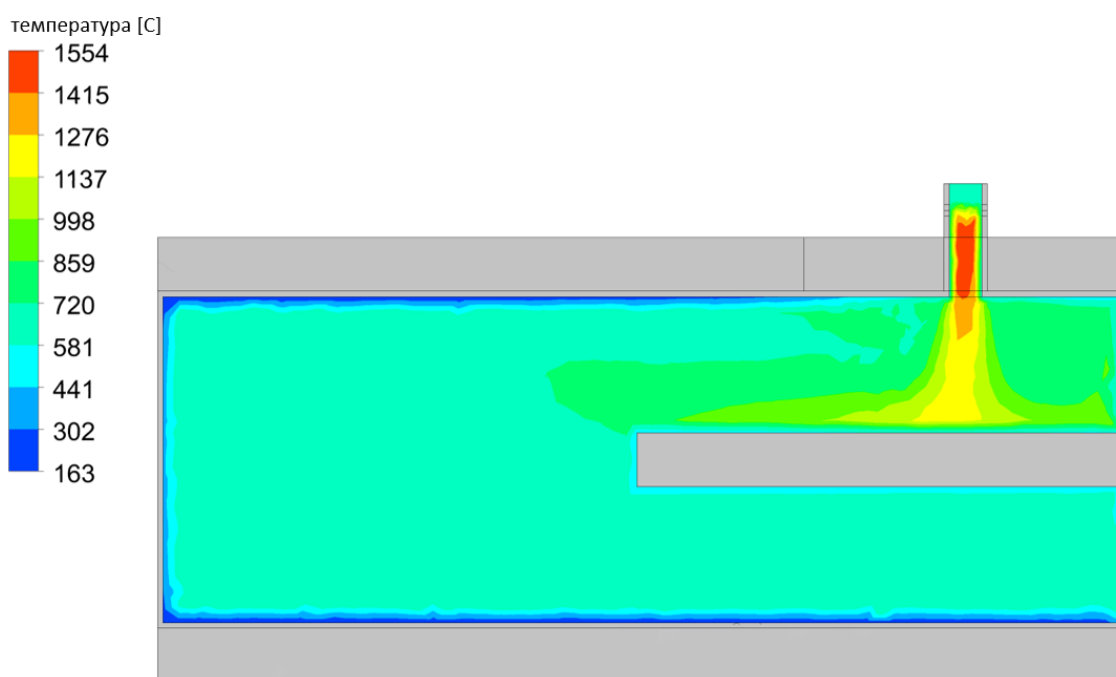
при чему  $r_i$  представљају запреминске уделе горивих компонената у горивом гасу, а  $T_{vazduha}$  представља температуру предгрејаног ваздуха. Константе  $c_i$  коришћене у једначини 4.44 приказане су у Табели 4.19. На основу константи приказаних у Табели 4.19, чланови  $T_{vazduha}$ ,  $\sqrt{\frac{\Delta T_g}{\Delta T_{vode}}}$ ,  $\left(\frac{T_{gs}}{T_{vode_s}}\right)^3$  и  $\left(\frac{T_{gs}}{T_{vode_s}}\right)^4$  из једначине 4.44 поспешују зрачење, док остали чланови имају супротан ефекат.

Табела 4.19 | Константе коришћене у једначини 4.44.

$c_0$	$c_1$	$c_2$	$c_3$	$c_4$
2807.435	-1429.229	-11627.498	-1036.993	-37724.378
$c_5$	$c_6$	$c_7$	$c_8$	$c_9$

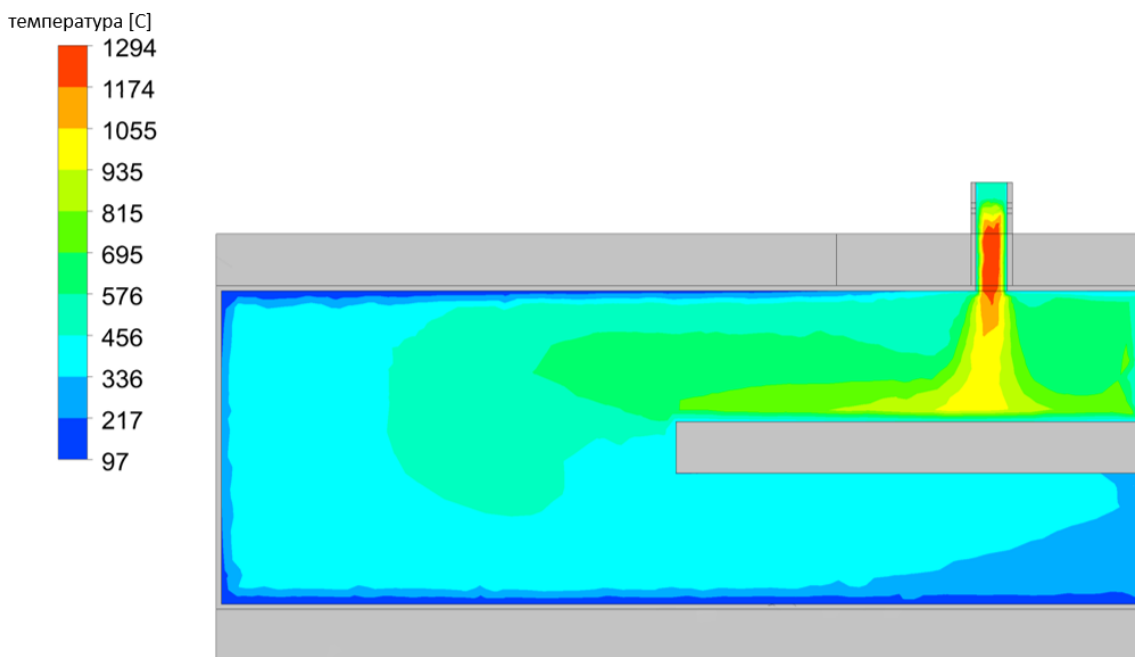
5.369	256.673	-0.13297	64.02	91.163
-------	---------	----------	-------	--------

На Слици 4.32 приказани су резултати нумеричке симулације најповољније варијанте  $sg_2T_3$ , за температуру предгрејаног ваздуха од 450 °C. Њу карактерише већа брзина (конвекција) димног гаса на излазу из коморе за сагоревање у односу на најнеповољнију варијанту. Приоритет је дат температурском пољу димног гаса. Поменути варијанта остварује највећи трансфер топлоте са димног гаса на котловску воду и износи 17087.8 W.



Слика 4.32 | Резултати CFD симулације најповољније варијанте  $sg_2T_3$ , за температуру предгрејаног ваздуха од 450 °C.

Идеално би било да се предгрева ваздух и за гасификацију и за сагоревање, а да гасификација буде што ближе оптималној. Такође, идеално би било да гас буде са што већом топлотном моћи, јер се у том случају у ложишту размењује већа количина топлоте. Температуре димног гаса на излазу из коморе за сагоревање кретале су се у опсегу од 287.65 до 769.92 °C. Симулације су показале да се температура воде повећава у просеку од 11.52 до 28.09 °C приликом размене топлоте са димног гаса унутар коморе за сагоревање. На Слици 4.33 приказани су резултати нумеричке симулације најнеповољније варијанте  $sg_1T_1$ . Ова варијанта остварује најмањи трансфер топлоте са димног гаса на котловску воду и износи 9592.9 W. Њу карактерише нижа температура горивог гаса на улазу коморе за сагоревање, као и најнижа температура ваздуха за сагоревање (150 °C). За све остале варијанте, резултати CFD симулација дати су у Прилогу 6.



Слика 4.33 | Резултати CFD симулације најнеповољније варијанте  $sg_1T_1$ , за температуру предгрејаног ваздуха од  $150\text{ }^\circ\text{C}$ .

Енергетски биланс за оптималну варијанту  $p_1l_3$  са температуром предгрејаног ваздуха од  $300\text{ }^\circ\text{C}$  гласи:

$$U_{H_{gg}} + Q_{F_{gg}} + Q_{F_v} = Q_{dg-vodu} + Q_{F_{dg}} \quad (4.45)$$

при чему је  $U_{H_{gg}}$  хемијска енергија горивог гаса,  $Q_{F_{gg}}$  физичка топлота у горивом гасу,  $Q_{F_v}$  физичка топлота у ваздуху,  $Q_{dg-vodu}$  трансфер топлоте са димног гаса на котловску воду и  $Q_{F_{dg}}$  физичка топлота у димном гасу. Укупна енергија унешена у ложиште износи  $18.63\text{ kW}$ . Добијена је сабирањем вредности из једначина 4.27, 4.30 и 4.34, и приказана је на Слици 4.31 љубичастом испрекиданом тачкастом линијом.

Температура димног гаса на излазу из коморе за сагоревање износи  $T_{dg_{izlaz}} = 468.56\text{ }^\circ\text{C}$  и добијена је на основу резултата CFD нумеричке симулације. На исти начин као у поглављу 4.1.4 одређена је енталпија димног гаса која износи  $h_{dg} = 645.6\text{ kJ/m}_N^3$  и физичка топлота у димном гасу која износи  $Q_{F_{dg}} = 5.15\text{ kW}$ . Ако изузмемо температуру димног гаса на излазу из коморе за сагоревање, једина разлика се огледа у средњим специфичним топлотним капацитетима који у овом случају износе  $(\bar{c}_p)_{CO_2} = 1.949$ ,  $(\bar{c}_p)_{H_2O} = 1.599$ ,  $(\bar{c}_p)_{N_2} = 1.342$  и  $(\bar{c}_p)_{O_2} = 1.398$  у  $\text{kJ/m}^3\text{K}$ .









На основу познатих вредности из једначине 4.45 добија се да трансфер топлоте са димног гаса на котловску воду износи  $Q_{dg-vodu} = 13.48\text{ kW}$ . Поређењем ове вредности са вредношћу добијеном из CFD симулације која износи  $13.33\text{ kW}$ , утврђено је одступање од приближно  $1.13\%$ , што указује на задовољавајући степен подударарања између аналитичког и нумеричког резултата.

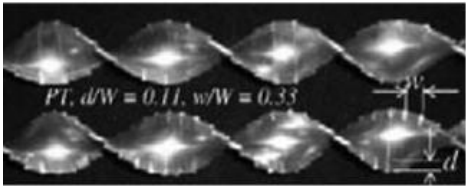
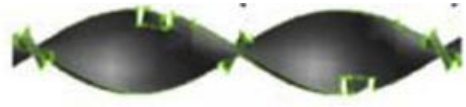
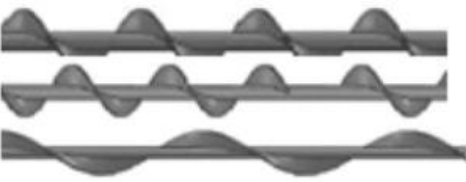
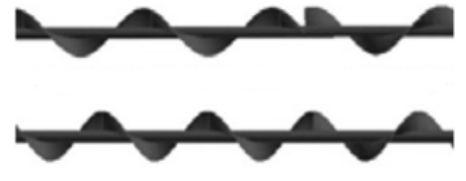
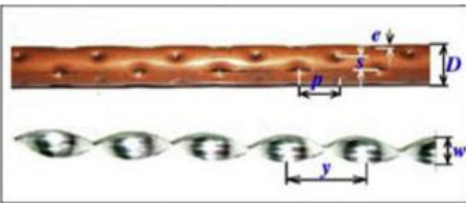




## 5 КОРИШЋЕЊЕ ТУРБУЛАТОРА У КОТЛОВИМА НА БИОМАСУ

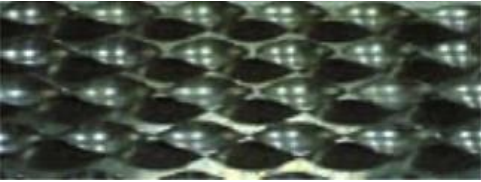


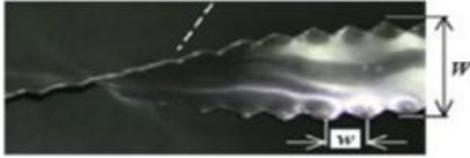
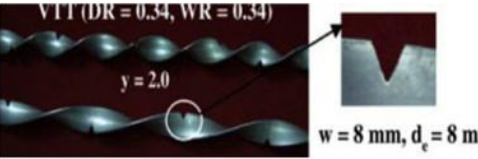



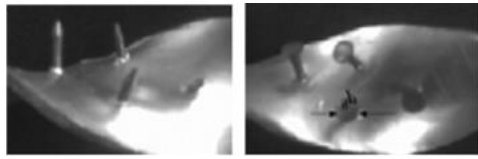
Најопштије посматрано, поред керамичких додатака описаних у претходном поглављу, предмет докторске дисертације обухвата и примену турбулатора у конвективним деловима гасификационих котлова на дрва. Турбулатори, који се најчешће користе у цилиндричним деловима котлова, имају двоструку улогу: унапређење трансфера топлоте са димног гаса на котловску воду уз минималан пад притиска и чишћење унутрашњих површина цеви. Побољшање трансфера топлоте праћено је повећањем пада притиска димног гаса. Пошто је код предметних котлова струјање димног гаса најчешће принудно, повећање пада притиска огледа се кроз додатни напор вентилатора и тиме већу потрошњу електричне енергије. С обзиром на то да котлови на биомасу имају велике емисије прашкастих материја, турбулатори имају и додатну, терцијалну функцију. Она се огледа у чишћењу површина за размену топлоте конвективних делова котлова од наслага честица. У пракси је неопходно постићи оптималан баланс између три функције турбулатора, што се остварује прилагођавањем њиховог облика и геометрије.

У поглављу 5 дат је преглед различитих конструкција турбулатора. У наставку дисертације, акценат је дат на коришћењу турбулатора у облику жице и њихових модела објављених 2023. године у референци [126]. Да би се побољшао трансфер топлоте у размењивачима у облику цеви, користе се: активне, пасивне и сложене методе [127]. У котловима на биомасу малих термичких снага, већина уређаја за побољшање трансфера топлоте припада пасивним методама јер им није потребна додатна енергија. И поред чињенице да постоји велики број пасивних метода за побољшање перформанси трансфера топлоте, наредних девет су најпопуларнији и користе се у различитим аспектима [127]: обрађене површине, храпаве површине, проширене површине, наизменично распоређени уградни елементи, елементи за вртложење тока, цеви са уметнутом жицом (односно завојницом тј. опругом), елементи за површинску напетост, адитиви за флуиде и адитиви за гасове. На основу [128], не постоји засебна пасивна метода на бази турбулатора, већ се разликују три пасивне методе: наизменично распоређени уградни елементи, елементи за вртложење тока и цеви са уметнутом жицом. Дакле, све три методе се базирају на елементима који се уграђују у цеви ради побољшања трансфера топлоте. У Табелама 5.1-5.5 приказане су различите конструкције турбулатора у облику: спиралних трака, жица, вртложних генератора, вртложних конусних прстенова и ребара.


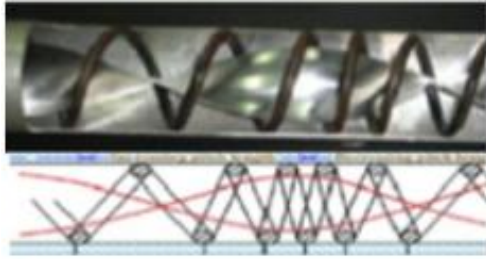
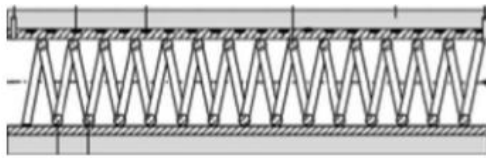



Табела 5.1 | Конструкције турбулатора у облику спиралних трака [127].

Редни број	Конструкција	Назив	Референца
1		Типичан турбулатор у облику спиралне траке.	[129]
2		Турбулатори у облику спиралне траке са различитим односима увијања.	[130]
3		Турбулатори у облику спиралне траке са левим и десним увијањем, са шипком и одстојником.	[131,132]
4		Турбулатори у облику спиралне траке са левим и десним увијањем, без шипке и одстојника.	[133]
5		Турбулатори у облику дупле спиралне траке.	[134]
6		Турбулатори у облику спиралне траке са левим и десним увијањем и са променљивим простором.	[135]
7		„Делта-крило“ турбулатори у облику спиралне траке.	[136]
8		Турбулатори у облику спиралне траке са трапезоидним резом.	[137]


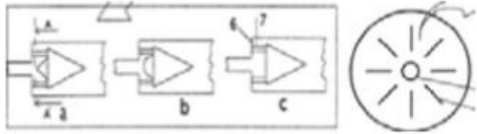

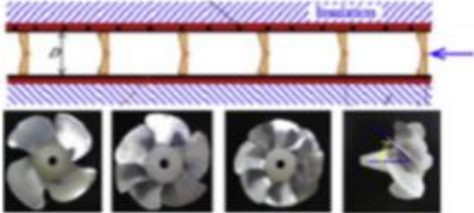
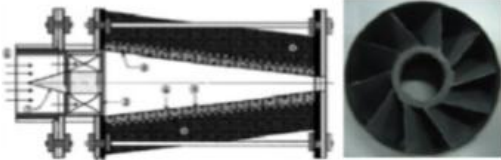
9		Турбулатори у облику спиралне траке са периферним резом.	[138]
10		„Назубљени“ турбулатори у облику спиралне траке.	[139]
11		Турбулатори у облику спиралних вијчаних трака са различитим одстојницима.	[140]
12		Турбулатори у облику спиралних вијчаних трака са левим и десним увијањем.	[141]
13		Удубљена цев са турбулаторима у облику спиралне траке.	[142]
14		Турбулатори у облику спиралних трака различитих ширина.	[143]
15		Турбулатори у облику спиралне траке кратке дужине.	[144]
16		Турбулатори у облику спиралне траке са периферним резом и алтернативном осовином.	[145]
17		Турбулатори у облику спиралне траке са алтернативном осовином.	[135]

18		Вишеструко увијени турбулатори.	[146]
19		Турбулатори у облику спиралне траке са централним крилом.	[147]
20		Турбулатори у облику спиралних трака са алтернативним осовинама и са троугластим, правоугаоним и трапезоидним крилима.	[148]
21		„Назубљени“ турбулатори у облику спиралне траке са различитим односима дубине „назубљења“.	[149]
22		Турбулатори у облику спиралне траке са „V“ резом.	[150]
23		„Лептир“ уметци.	[139]
24		Турбулатори у облику спиралних трака са различитим дужинама одстојника.	[151]
25		Турбулатори у облику спиралних трака са „косим зубима“.	[139]
26		Турбулатори у облику спиралних трака које се састоје од жичаних ексера.	[152]

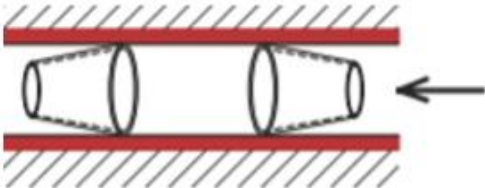
Табела 5.2 | Конструкције турбулатора у облику жице [127].

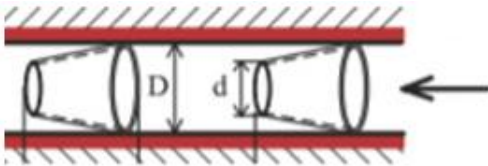
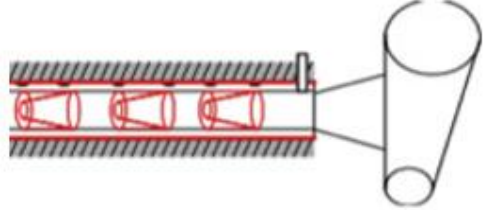
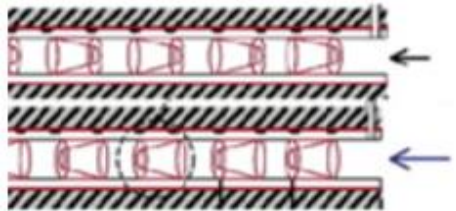
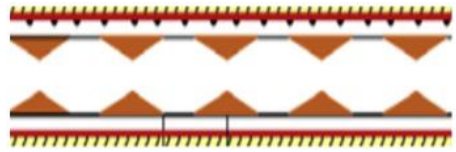
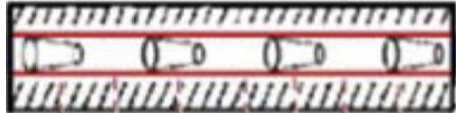
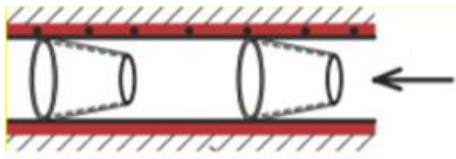
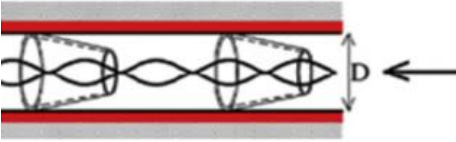

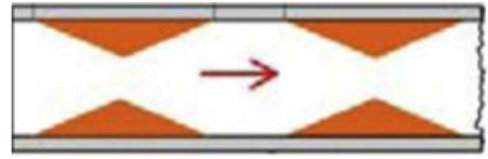
Редни број	Конструкција	Назив	Референца
1		Турбулатори у облику намотаних квадратних жица.	[153]
2		Неуниформисан турбулатор у облику жице у комбинацији са спиралном траком.	[154]
3		Турбулатори у облику жице.	[155]
4		Турбулатори у облику жице у комбинацији са спиралном траком.	[156]
5		Турбулатор у облику жице троугластог пресека.	[157]
6		Турбулатор у облику жице уметнут у цев.	[158]

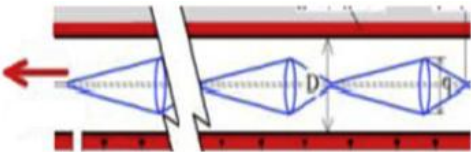
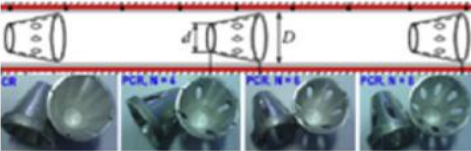
Табела 5.3 | Конструкције вртложних генератора [127].

Редни број	Конструкција	Назив	Референца
1		Конични ињектор.	[159]
2		Вртложни генератори са радијалним воденим лопатицама.	[160]
3		Пропелерски вртложни генератор.	[161]
4		Пропелерски вртложни генератори.	[162]
5		Типичан вртложни генератор.	[163]

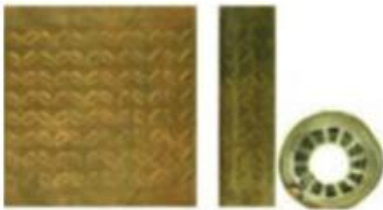

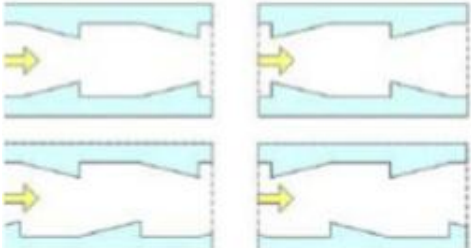


Табела 5.4 | Конструкције вртложних конусних прстенова [127].


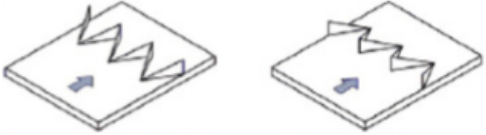
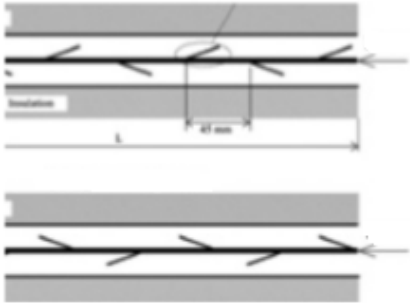
Редни број	Конструкција	Назив	Референца
1		Конвергентни дивергентни конусни прстен.	[164]

2		Конвергентни конусни прстен.	[164]
3		Турбулатор у облику конусних млазница у комбинацији са пужем.	[165]
4		Турбулатор у облику конусних млазница.	[166]
5		Турбулатор са „V“ млазницом.	[167]
6		Конусни прстенови у цеви.	[168]
7		Дивергентни конусни прстен.	[164]
8		Турбулатор у облику конусног прстена у комбинацији са спиралном траком.	[169]
9		Турбулатор у облику конусних млазница.	[170]
10		Турбулатор са „V“ млазницом.	[171]

11		Турбулатор у облику дијаманта.	[172]
12		Перфорирани конусни прстенови.	[173]

Табела 5.5 | Конструкције турбулатора у облику ребара [127].

Редни број	Конструкција	Назив	Референца
1		Нагнута ребра.	[174]
2		Спирална ребра.	[175]
3		Комбинована клинаста ребра са вртложним крилима.	[176]
4		Троугласта ребра.	[177]
5		Дискретна двоструко-нагнута ребра.	[178]

6		Комбинована ребра са правоугаоним крилима.	[179]
7		Комбинована ребра са „делта“ крилима.	[180]
8		Турбулатори у облику савијених ребара.	[181]

Као што се види из претходних табела, постоји велики број различитих конструкција турбулатора. Међутим, број применљивих типова турбулатора у котловима на биомасу значајно се смањује ако је истовремено потребно побољшати трансфер топлоте и чистити површине за размену топлоте у зони конвекције (тј. унутрашње површине цеви). Турбулатори у облику жице испуњавају оба захтева, и једни су од најчешће коришћених и најједноставнијих типова турбулатора. Лаки су за израду, економични. На Слици 5.1а се види да корак турбулатора ( $p$ ), као и пречник жице ( $e$ ) и цеви ( $d$ ) дефинишу њену геометрију. Код котлова на биомасу малих термичких снага где доминира конвекција, брзине димних гасова су типично у прелазном режиму струјања. С тим у вези, важне карактеристике турбулатора у облику жице наведене су у наставку:

- Њихов најбољи учинак је у прелазном режиму, где повећање трансфера топлоте директно зависи од Прандтловог броја [182].
- Прелазак на турбулентно струјање се одвија постепено при ниским Рејнолдсовим бројевима ( $Re < 700$ ) [183], стога
- Турбулатори у облику жице имају предвидљиво понашање унутар прелазног режима јер показују континуиране криве фактора трења и Нуселтовог броја [182].

У радовима [182,184,185] представљени су експериментални и нумерички истраживачки радови других аутора, као и модификације у конструкцији турбулатора у облику жице. Ови радови и промене у конструкцији се могу поделити на:

- Истраживање са традиционалном геометријом која покушава да пронађе емпиријске једначине за Нуселтов број и оптималну геометрију за дате услове рада [182,186-188].

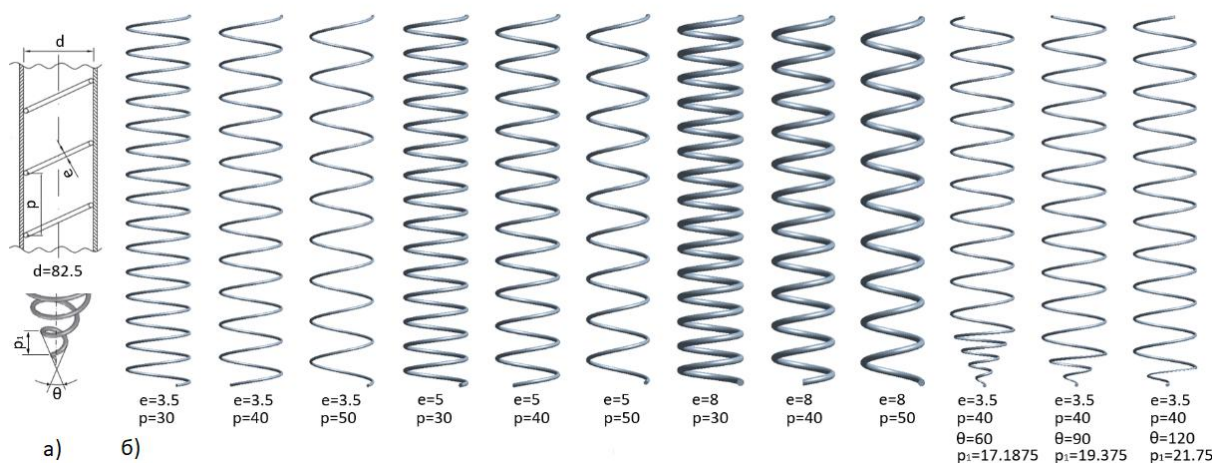
- Модификације у геометрији жице [153,157].
- Комбинована имплементација са другим турбулаторима [127,189], са модификованим улазом [166].
- Са променљивим кораком и пречником жице турбулатора [184,190].

Будућност припада турбулаторима у облику жице различитих облика и димензија, затим оптимизованој геометрији која се мења по дужини, и имплементацији у комбинацији са нанофлуидима. Жице се користе за производњу друге врсте турбулатора под називом: турбулатор са конусном опругом. Њихов утицај на побољшање трансфера топлоте истражен је у радовима [191,192]. Конвергентни, конвергентно-дивергентни и дивергентни случајеви су испитивани за Рејнолдсове бројеве у опсегу од 4627 до 34000. Додавање конусног дела на слободном крају турбулатора (Слика 5.1б) је релативно једноставно за производњу.

У вези са претходним, циљ је био пронаћи оптималну брзину димних гасова за температуре у опсегу од 150-300 °C у цевима са турбулаторима у облику жице, и истражити утицај додавања конусног дела на слободном крају на побољшање трансфера топлоте.

За разлику од претходно цитираних радова, у докторској дисертацији је поред конвекције рађено и зрачење. Конкретно, у испитиваном температурном опсегу, зрачење није занемарљиво, посебно када је  $Re < 10000$ .

На Слици 5.1а приказани су геометријски параметри типичног турбулатора у облику жице при чему  $p$  и  $\theta$  представљају корак у конусном делу турбулатора и угао конусног врха турбулатора, док су на Слици 5.1б приказане испитиване конструкције.



Слика 5.1 | а) Геометријски параметри типичног турбулатора у облику жице, б) испитиване конструкције турбулатора (Слика преузета из реф. [126]).

Турбулатори у облику жице су испитивани за: бездимензионални корак  $p/d$  у опсегу од 0.36-0.61, бездимензионални пречник жице  $e/d$  у опсегу од 0.04-0.1, и за однос корака и пречника жице  $p/e$  у опсегу од 3.75-14.3. Турбулатори у облику жице са додатим конусним делом на слободном крају испитивани су за углове

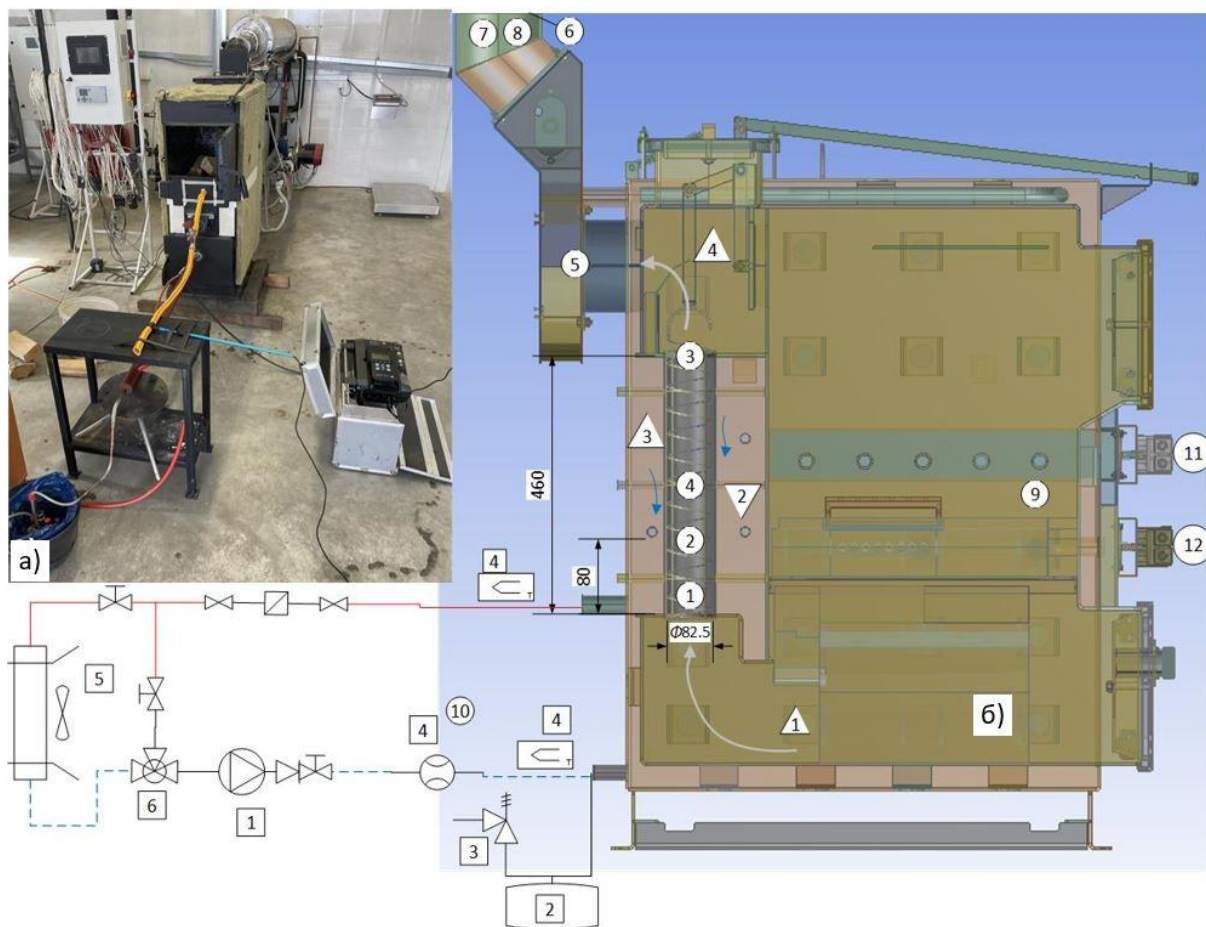
од 60°, 90° и 120°, за пречник жице од 3.5 *mm* и за корак у конусном делу турбулатора од 17-22 *mm*. Испитивања су урађена помоћу CFD модела. За валидацију модела извршена су експериментална испитивања на гасификационом котлу на дрва. За процену трансфера топлоте зрачењем и валидацију трансфера топлоте у празној цеви, коришћен је постојећи хелијски модел [193].

## 5.1. ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ИСПИТИВАЊА ГАСИФИКАЦИОНОГ КОТЛА НА ДРВА ТЕРМИЧКЕ СНАГЕ 18kW

У овом поглављу представљено је експериментално испитивање гасификационог котла на дрва термичке снаге 18 *kW*, и објављено је у референци [126]. На Слици 5.2 приказан је гасификациони котао на дрва (номиналне снаге 18 *kW*), који је тестиран како би се испитале перформансе турбулатора у облику жице и валидирани нумерички модели. Испитивања поменутог котла изведена су у лабораторији компаније „Радијатор Инжењеринг“ у Краљеву. Након проласка кроз гасификациону комору и комору за сагоревање, димни гас улази у конвективни део котла, тј. у размењивач топлоте у облику цеви који се састоји од три идентичне паралелне цеви унутрашњег пречника 82.5 *mm*. Да би се спречило накупљање честица и побољшао трансфер топлоте, турбулатори у облику жице пречника 5 *mm* и са кораком од 40 *mm* уметнути су у цеви. При сваком отварању великих врата резервоара активира се механизам за отресање. Котао ради са приближно константном топлотном снагом и садржајем кисеоника у димном гасу. Међутим, на самом почетку рада и приликом допуњавања горива или када у котлу остане мало горива, тј. кад је висина слоја горива нижа од нивоа на ком се убацује примарни ваздух, тада ни топлотна снага ни емисије нису константне. Примарни и секундарни ваздух, као и брзина вентилатора (позиције 5,11 и 12 на Слици 5.2б) се аутоматски контролишу. Количина примарног и секундарног ваздуха се контролише како би се постигла та подешена излазна температура и ниво кисеоника у димном гасу. Током испитивања, подешена излазна температура димних гасова је била 150 °C а количина кисеоника 7% запреминског удела. Ово су стандардни услови рада за овај комерцијално доступни котао.

На Слици 5.2 и у Табели 5.6 приказани су експериментални детаљи. Као гориво коришћене су суве и неколико година старе букове цепанице. Њихова елементарна и техничка анализа узета је из базе података [102], јер потичу из исте шуме и често су коришћене у лабораторији за тестирање. Пре испитивања, измерен је садржај влаге у дрвету и био је у границама од 5.5-6.8% (влажна основа, позиција 9 у Табели 5.6). Након што је котао ушао у стабилан рад, истовремено су мерене количине: запреминског протока димног гаса, температуре, и састава (позиције од 5-8 на Слици 5.2б и у Табели 5.6), запремински проток воде и њене температуре у карактеристичним тачкама (10), запремински протоци примарног (11) и секундарног (12) ваздуха за сагоревање, температуре димног

гаса на улазу (1), излазу (3) и на растојању 80 *mm* од улаза (2) цеви са турбулаторима у облику жице.



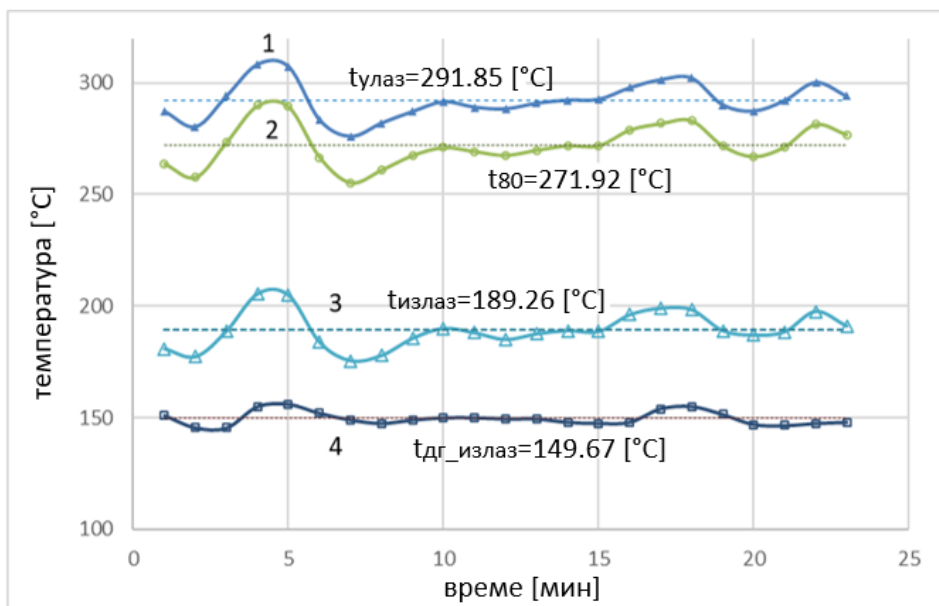
Слика 5.2 | а) Фотографија снимљена током мерења, б) експериментална поставка; у троугловима: 1 – зона сагоревања, 2 – проток воде, 3 – турбулатор у облику жице, 4 – механизам за отресање; у квадратима: 1 – пумпа за воду, 2 – експанзиона посуда, 3 – сигурносни вентил, 4 – флуксметар, 5 – систем ваздушног хлађења, 6 – мешни вентил; Заокружени бројеви симболизују мерне тачке, које су приказане у Табели 5.6 (Слика преузета из реф. [126]).

Табела 5.6 | Мерне тачке (на Слици 5.2), мерене величине, уређаји и грешке [126].

Мерна тачка	Мерена величина	Уређај	Грешка (апсолутна или релативна)
			$\pm 0.4 \text{ } ^\circ\text{C}$ (-100-200 $^\circ\text{C}$ )
1, 2, 3	Температура димног гаса	Testo 350 xl Тип К ТС	$\pm 1 \text{ } ^\circ\text{C}$ (200.1-1370 $^\circ\text{C}$ ), резулција 0.1 $^\circ\text{C}$
4	Запремински проток	Testo 350 xl Combi S	0.1 <i>m/s</i> (0-40 <i>m/s</i> ) $\pm 16\%$
5	Температура	Сензори котла	$\pm 1 \text{ } ^\circ\text{C}$

	Садржај $O_2$		$\pm 0.1$ зап%
6	Запремински проток	Testo 350 xl	0.1 m/s (0-40 m/s)
		Combi S	$\pm 7\%$
7	Састав димног гаса	Testo 350 xl и Horiba ENDA 5000	$O_2 \pm 0.8\%$ , $CO \pm 10$ ppm, $NO_x \pm 5\%$ , $SO_2 \pm 10$ ppm (максималне грешке у мерном опсегу)
8	Емисије честица	Zambelli ZB1	$\pm 10\%$
9	Састав горива и топлотна моћ, потрошња, садржај влаге	Извештај о мерењу са истом тежином горива	№ 10368 [102]
		Testo 616	- - $\pm 0.1\%$
10	Испоручена топлота		$\pm (0.15 + 2/\Delta t)\%$ калкулатор
	Проток воде	Multical 303 - Kamstrup	$\pm (1 + 0.01V/V_N)\%$ проток
11, 12	Запремински проток – примарни ваздух за сагоревање	JDC Electronic SA	$\pm 2\%$
		Крилни анемометар Testo 410a	$\pm (0.2m/s + 2\% \text{ of } m/s)$
13	Разлика притиска	Testo 521-1	$\pm 0.2\%$

На Слици 5.3 приказано је мерење у трајању од 23 минута, при чему свака тачка представља просечну минутну вредност, добијену као просек од шест узорака. Температуре димног гаса опадају према излазу из котла. Ово је типична сесија, иако је било сесија са мањим температурним варијацијама, које зависе од: количине и карактеристика горива у резервоару, ефекта премошћавања у гасификационој комори, и од осцилација температуре воде. Због тих варијација, коришћене су просечне вредности температура за валидацију CFD модела.



Слика 5.3 | Промене температура и њихове просечне вредности; 1 – на улазу у цев, 2 – на дистанци од 80 *mm* од улаза, 3 – на излазу из цеви, 4 – на излазу из котла (Слика преузета из реф. [126]).

Мерени су састав и проток димних гасова како би се израчунао трансфер топлоте у испитиваној цеви. Састав гаса је непрекидно праћен, док је ниво кисеоника додатно контролисан ламбда сондом, која је део управљачког система. У Табели 5.7 приказан је просечан састав димног гаса током температурног мерења приказаних на Слици 5.3. У поређењу са температурним променама, састав димног гаса мање варира током стабилног рада котла.

Табела 5.7 | Просечан састав димног гаса одређен током температурног мерења приказан на Слици 5.2; с – у сувом и в – влажном димном гасу [126].

Гас	Просечна вредност	Јединица	Грешка (апсолутна или релативна)
$CO$	143-с	<i>ppm</i>	$\pm 7 ppm$
$NO_x$	109-с	<i>ppm</i>	$\pm 5.5 ppm$
$CO_2$	12.474-в	%	$\pm 0.2\%$
$H_2O$	9.832-в	%	израчунато (ваздух + гориво)
$N_2$	71.322-в	%	израчунато (ваздух + гориво)
$N_2$	6.361-в	%	$\pm 0.8\%$
$SO_2$	0.004-в	%	$\pm 5 ppm$

Укупан проток димних гасова мерен је на десет мерних места и био је удаљен шест хидрауличких пречника од најближег „поремећаја“ протока. Мерна несигурност је била 7%. У поређењу са тим, мерна несигурност од 16% за запремински проток кроз испитивану цев била је приметно већа. Проток је мерен у средини испитиване цеви на четири мерна места. Ипак, мале брзине димног гаса и симетрични образац струјања од коморе за сагоревање до цеви и до заједничке излазне зоне (Слика 5.2б) фаворизују једнаку дистрибуцију протока кроз три паралелне цеви. Ову чињеницу додатно поткрепљују: измерене фракције протока кроз испитивану цев која је била у опсегу од 32.8-33.9% укупног протока и CFD симулација котла. Претходно наведене чињенице додатно потврђују поверљивост измереног протока кроз испитивану цев. Како је мерен проток, позиција 4 на Слици 5.2б пре и после мерења температура (1-3), током каснијих мерења, контролисани су укупни проток (6) и протоци примарног (11) и секундарног ваздуха (12). Узимајући у обзир све ове чињенице, могу се претпоставити сличне несигурности код мерења укупног протока и протока кроз испитивану цев.

Конструкција котла (Слика 5.2б) и измерени проток воде омогућавају прорачун брзине воде око испитиване цеви. Температура воде је повећана за мање од 1 °C приликом размене топлоте са димног гаса унутар цеви. Разлог за то је био велики проток воде који је варирао од 1.41-2.23 m<sup>3</sup>/h. За најчешће коришћени проток од 1.84 m<sup>3</sup>/h, укупан пораст температуре у котлу износио је 8.7 °C.

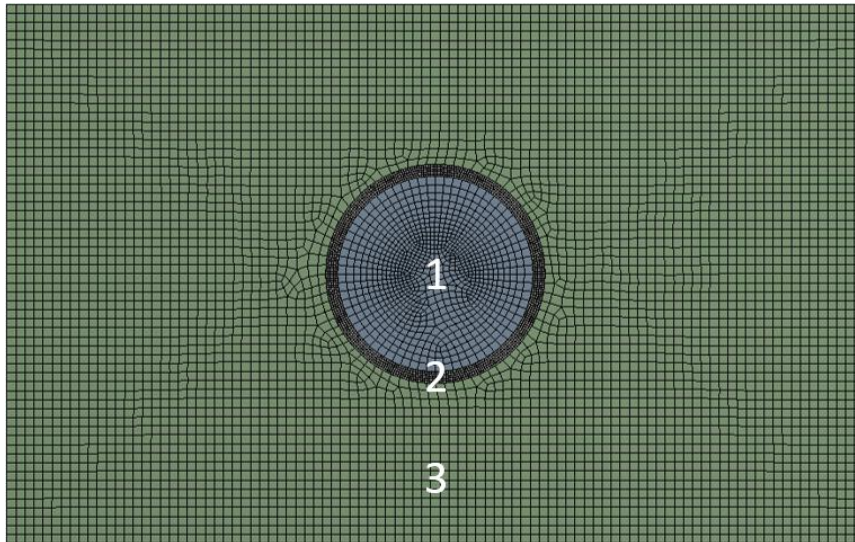
С обзиром на мале брзине димних гасова, које су се кретале у опсегу од 0.95-1.2 m/s, и кратку дужину цеви од 460 mm, разлика у притисцима између улазног и излазног попречног пресека (мерне тачке 1 и 3) је била веома мала. Сходно томе, подаци из литературе [182,194] коришћени су за валидацију пада притиска израчунатог уз помоћ CFD модела.

## 5.2. CFD МОДЕЛ ЗА ИСПИТИВАЊЕ ТУРБУЛАТОРА

У овом поглављу представљен је CFD модел за испитивање турбулатора, и објављен је у референци [126]. Комерцијално доступни софтверски пакет Ansys 18.1 [88] и његов интегрисани модул Fluent [113] коришћени су за нумеричке симулације струјања димног гаса кроз димоводну цев као и супротносмерног струјања котловске воде око димоводне цеви, на основу дефинисане геометрије, затим формиране мреже и граничних услова. При изради модела струјања коришћена је енергетска једначина, затим, усвојени су најједноставнији и најчешће коришћени  $k - \epsilon$  модел турбуленције, као и P1 модел зрачења. Симулације су испуниле постављени критеријум конвергенције ( $< 1 \times 10^{-4}$ ) пре 600-те итерације за временски период од отприлике 4 сата па до 5 сати и 45 минута, у зависности од симулације. Укупан број нумеричких симулације је 110. Симулације су урађене на Fujitsu Celsius 730n радној станици са Intel 8-језгарним E5-1620v2 @3.70 GHz процесором и 32 GB RAM меморије. Током рада симулација било је ангажовано просечно 28 GB RAM меморије и 75% капацитета процесора.

Резултати симулација потврђени су поређењем са резултатима експерименталног испитивања.

На Слици 5.4 приказана је 2D фина мрежа модела као и области које су коришћене за нумеричке симулације.



Слика 5.4 | 2D фина мрежа модела и области које су коришћене за нумеричке симулације; 1 – област димног гаса, 2 – димоводна цев, 3 – област котловске воде (Слика преузета из реф. [126]).

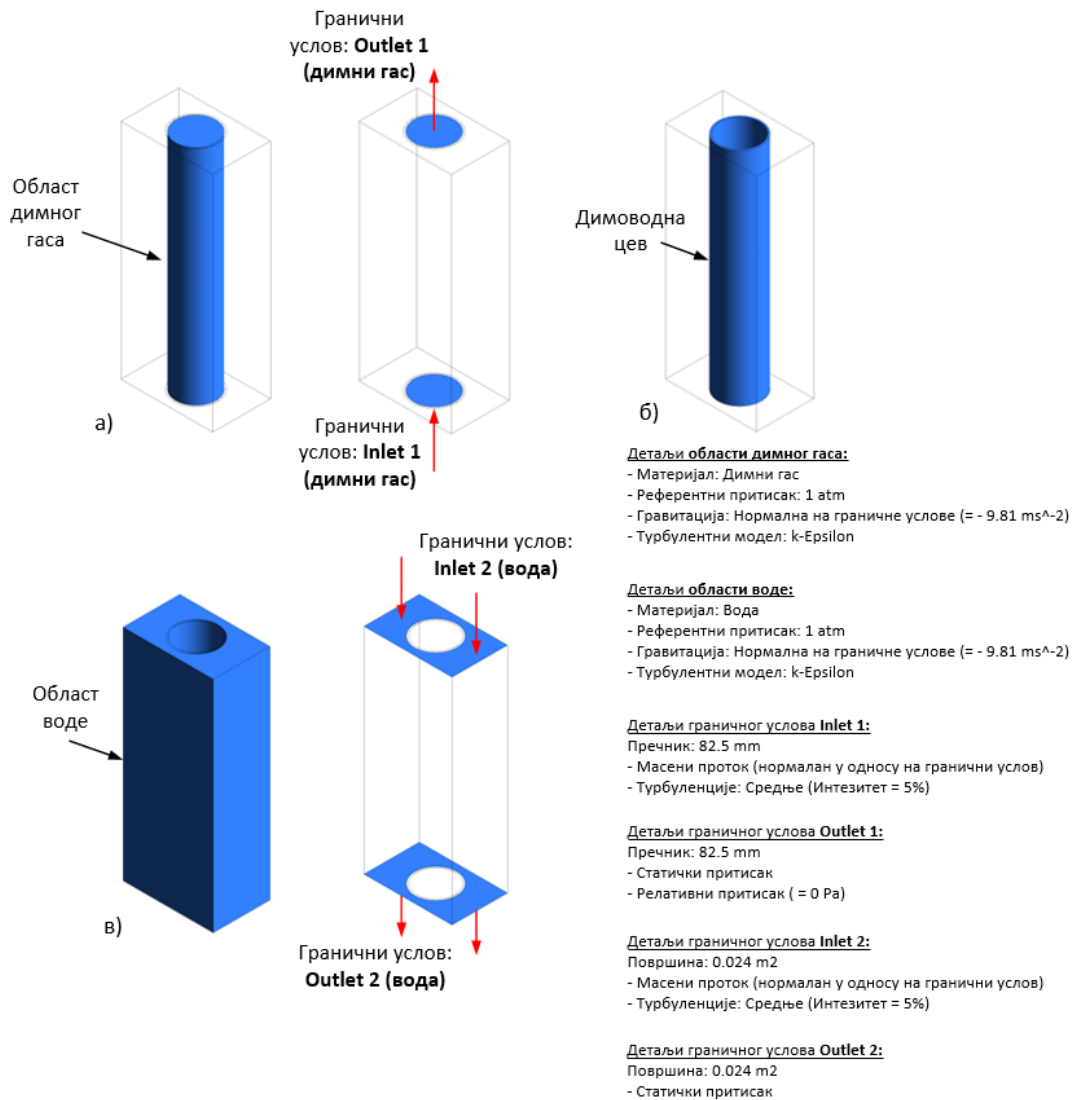
На самом почетку формирана је груба мрежа. Међутим, да би се добили прецизнији резултати, у наставку симулација коришћена је фина мрежа чији су детаљи приказани у Табели 5.8. Мрежа се, у зависности од симулације, састоји од 2657157 до 9888211 елемената и, од 1469611 до 4130496 чворова. Квалитет мреже је добар, с обзиром да се максимална искривљеност ћелија од 0.224 и минимални ортогонални квалитет од 0.779 налазе у прихватљивим границама (0.94 максимум и 0.1 минимум) за глатку нумеричку конвергенцију [18].

Табела 5.8 | Подаци о мрежи [126].

Испитиване конструкције	Број елемената	Број чворова	Квалитет елемената	Однос дужине и висине ћелије	Искривљ. ћелија	Ортогонални квалитет
DN80 – празна цев	3199973	3578776	0.958	1.212	0.065	0.989
DN80 – $e=3.5\text{mm}$ , $p=40\text{mm}$	7589669	1839126	0.844	1.813	0.222	0.781

DN80 - $e=5\text{mm}$ , $p=40\text{mm}$	6923421	1732361	0.844	1.812	0.222	0.781
DN80 - $e=8\text{mm}$ , $p=40\text{mm}$	6678958	1710928	0.845	1.813	0.222	0.782
DN80 - $e=3.5\text{mm}$ , $p=40\text{mm}$ , $\theta=60^\circ$	8426814	1976509	0.843	1.817	0.224	0.779
DN80 - $e=3.5\text{mm}$ , $p=40\text{mm}$ , $\theta=90^\circ$	8462312	1988508	0.843	1.817	0.223	0.779
DN80 - $e=3.5\text{mm}$ , $p=40\text{mm}$ , $\theta=120^\circ$	8953769	2078071	0.843	1.818	0.224	0.779

На Слици 5.5 приказани су гранични услови области флуида. Улаз у димоводну цев представља димни гас са границом типа „inlet 1“, при чему је проток димног гаса дефинисан као масени проток димног гаса равномерно расподељен по попречном пресеку. Излаз димног гаса из димоводне цеви дефинисан је границом типа „outlet 1“, при чему је граница одређена избором опције „static pressure“ и дефинисањем релативног притиска од  $0 Pa$ . Котловска вода се у односу на димни гас креће супротносмерно. Дефинисана је границом типа „inlet 2“, при чему је проток воде дефинисан као масени проток воде равномерно расподељен по попречном пресеку. Излаз котловске воде дефинисан је границом типа „outlet 2“, при чему је граница одређена избором опције „static pressure“ и дефинисањем релативног притиска од  $0 Pa$ . Дакле, у свим симулацијама, за гранични услов за улаз узет је масени проток, док је за гранични услов за излаз узет притисак. За све врсте флуида, ово је најстабилнији и најчешће коришћени пар граничних услова [195] дефинисаних: масеним протоком, температуром флуида на улазу и релативним притиском од  $0 Pa$  на излазу. За област воде, односно за њене спољне зидове коришћен је адијабатски гранични услов.



Слика 5.5 | Изометријски приказ CFD модела укључујући и детаље о моделу и граничним условима; а) област димног гаса, б) димоводна цев, в – област воде.

### 5.3. МЕТОДА ЋЕЛИЈСКОГ МОДЕЛИРАЊА

У поглављу 5.3 представљена је метода ћелијског моделирања, која је објављена у референци [126].

Модел је састављен од коначних ћелија, чија је величина ограничена опсегом валидности примењених модела трансфера топлоте конвекцијом. Слика 5.6 приказује тај принцип. Свака ћелија модела има три једначине енергетског биланса:

- Трансфер топлоте конвекцијом и зрачењем са димног гаса на унутрашњу површину цеви:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{dg} \cdot c_{p_{dg}} \cdot (T_{dgu} - T_{dgi}) = \dot{Q}_{kon} + \dot{Q}_{zrac_{i-i}} + \dot{Q}_{zrac_{i-(i-1)}} + \dot{Q}_{zrac_{i-(i+1)}} \quad (5.1)$$

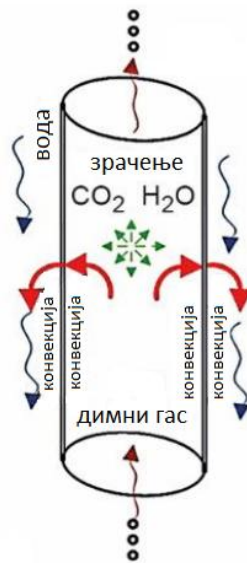
- Та топлота се кондукцијом даље преноси на спољашњу површину цеви:

$$\dot{Q} = \frac{T_{cevi_u} - T_{cevi_s}}{\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{celik}} \cdot \ln \frac{d_s}{d}} \quad (5.2)$$

- Где се конвекцијом преноси на воду:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{kon_v} \quad (5.3)$$

При чему је  $\dot{Q}$  укупни трансфер топлоте и  $\dot{Q}_{kon}$  трансфер топлоте конвекцијом са димног гаса на зид цеви. Да би се одредила ова величина, коефицијент прелаза топлоте се одређује на основу три једначине представљене у референци [194]. Користе се у зависности од врсте струјања: за ламинарно, једначина коју је развио Мартин, за турбулентно, једначина коју су предложили Гниелински и др. [194], и за прелазни режим, интерполациона једначина коју је такође предложио Гниелински.



Слика 5.6 | Принцип хелијског моделирања (Слика преузета из реф. [126]).

Трансфер топлоте зрачењем,  $\dot{Q}_{zrac_{i-i'}}$  између димног гаса и цеви је израчунат аналитичком методом за одређивање емисивности и апсорптивности  $H_2O$ ,  $CO_2$  и њихових мешавина представљених у [196]. Последња два члана на десној страни једначине (5.1) који представљају трансфер топлоте зрачењем између суседних хелија су занемарени. Трансфер топлоте конвекцијом  $\dot{Q}_{kon_v}$  од спољног зида цеви ка котловској води одређен је на основу познате геометрије, и на основу коефицијента прелаза топлоте за цилиндар у стању мировања при уздужном струјању представљеном у [197]. Основна термодинамичка својства зависна од температуре су узета из [198,199]. Модел је валидиран у [193], осим за трансфер топлоте конвекцијом од спољног зида цеви ка води.

## 5.4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА ВАЛИДАЦИЈА CFD МОДЕЛА ТУРБУЛАТОРА

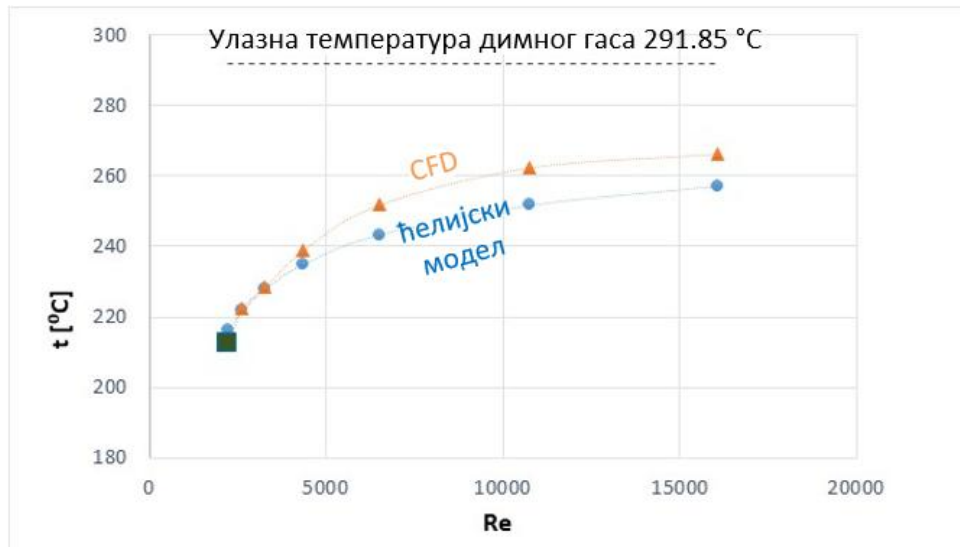
У поглављу 5.4 представљена је експериментална валидација CFD модела турбулатора, која је објављена у референци [126].

Резултати CFD симулација су упоређени са експерименталним испитивањима. У Табели 5.9 је приказано то поређење за две сесије мерења. У свим поређењима, за гранични услов за CFD модел узете су улазне вредности димног гаса добијене приликом мерења. За прво поређење у Табели 5.9, Табела 5.7 приказује састав димног гаса док Слика 5.3 приказује измерене температуре. Из Табеле 5.9 се види да приказана поређења приказују добро поклапање. У осталим мерењима, максималне разлике између просечне измерене температуре димних гасова и топлотног флукса са CFD вредностима су биле 4.2°C и 3.6%. Вредности фактора трења и Нуселтовог броја су додатно упоређени са експерименталним резултатима из литературе, што је касније и приказано у резултатима.

**Табела 5.9** | Поређење измерених и CFD вредности за испитивану цев ( $d=82.5\text{mm}$ ,  $e=5\text{mm}$ ,  $p=40\text{mm}$ , ГУ - гранични услов) [126].

	Измерена вредност	Мерна несигурност	CFD сим.	Измерена вредност	Мерна несигурност	CFD сим.
Термичка снага котла [kW]	17.42	±0.39%	-	18.11	±0.38%	-
Масени проток [kg/s]	0.003766	±7%	ГУ за CFD модел	0.003917	±7%	ГУ за CFD модел
Улазна температура [°C]	291.8	±1°C	ГУ за CFD модел	297.8	±1°C	ГУ за CFD модел
Излазна температура [°C]	189.26	±0.4°C	188.02	193.6	±0.4°C	192.22
Топлотни флуks [W]	424	±6.98%	429	449	±6.98%	454

За празну цев, разлика између фактора трења добијених преко CFD модела и Конакове једначине [194] се разликују у опсегу од 2.1-8.3%. На Слици 5.7 приказано је поређење ћелијског и CFD модела за празну цев истих димензија као испитивана цев. Слика 5.7 приказује добро поклапање. Разлика је у великим Рејнолдсовим бројевима који нису коришћени у испитиваној конструкцији.



Слика 5.7 | Поређење излазних температура димног гаса предвиђене ћелијским и CFD моделом за празну цев истих димензија као испитивана цев (Слика преузета из реф. [126]).

## 5.5. ПРОЦЕНА УЧИНКА

У поглављу 5.5 представљена је процена учинка, која је објављена у референци [126].

Најчешћи критеријум за процену термохидрауличних перформанси техника побољшања јесте укупни однос побољшања. Дефинише се као однос побољшања трансфера топлоте и фактора трења [127]. Критеријум за процену учинка (PEC) [184] представља однос који се користи за поређење различитих техника пасивног побољшања при истој снази и одређује се на основу формуле:

$$PEC = \frac{N_u}{N_{u_p}} \cdot \left(\frac{f}{f_p}\right)^{-\frac{1}{3}} \quad (5.4)$$

При чему парови  $N_u$  и  $f$  представљају Нуселтов број и фактор трења за цев са турбулаторима у облику жице, а  $N_{u_p}$  и  $f_p$  представљају Нуселтов број и фактор трења за празну цев. Фанингов фактор трења одређује се преко формуле:

$$f = \frac{\rho \cdot \pi^2 \cdot d^5 \cdot \Delta p}{32 \cdot l \cdot \dot{m}_{dg}^2} \quad (5.5)$$

При чему  $\dot{m}_{dg}$  представља масени проток димног гаса,  $\rho$  – густина на средњој температури и  $\Delta p$  – пад притиска у цеви. Турбулатори у облику жице побољшавају трансфер топлоте конвекцијом, и у испитиваном температурском опсегу, делују као додатна оребрена површина за зрачење смеше гаса. Да би се избегао утицај трансфера топлоте зрачењем, Нуселтов број се одређује преко формуле:

$$N_u = \frac{(\dot{Q} - \dot{Q}_{zrac}) \cdot d}{\lambda \cdot A \cdot \Delta T_m} \quad (5.6)$$

При чему  $\dot{Q}$  представља укупни трансфер топлоте,  $\dot{Q}_{zrac}$  - трансфер топлоте зрачењем,  $d = 0.0825 \text{ m}$  - унутрашњи пречник цеви,  $\lambda$  - топлотна проводљивост димног гаса,  $A = 0.119 \text{ m}^2$  - површина цеви, и  $T_m$  - средња логаритамска температурска разлика, која се одређује преко формуле:

$$\Delta T_m = \frac{T_{dg_u} - T_{dg_i}}{\ln \left( \frac{T_{dg_u} - T_{cevi_u}}{T_{dg_i} - T_{cevi_u}} \right)} \quad (5.7)$$

При чему  $T_{dg_u}$  и  $T_{dg_i}$  представљају улазне и излазне температуре димног гаса, а  $T_{cevi_u}$  - просечну температуру унутрашње површине цеви.

У испитиваном случају, постоји трансфер топлоте зрачењем са димног гаса на зид цеви. Стога, једначина 5.4 је мало измењена како би се урачунао укупан трансфер топлоте за ограничену дужину цеви. Нуселтов број се мења са укупним трансфером топлоте, док се у имениоцу једначине 5.6, Фанингов фактор трења мења са укупним падом притиска, тј.:

$$PEC_2 = \frac{Q}{Q_p} \cdot \left( \frac{\Delta p}{\Delta p_p} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (5.8)$$

При чему парови  $Q$  и  $\Delta p$  представљају укупни трансфер топлоте и фактор трења за цев са турбулаторима у облику жице, а  $Q_p$  и  $\Delta p_p$  представљају укупни трансфер топлоте и фактор трења за празну цев.

Како димоводне цеви гасификационог котла на биомасу треба да буду опремљене турбулаторима, који истовремено побољшавају трансфер топлоте и спречавају прљање, основа за поређење треба да буде постојећа конструкција. Да би постојећу конструкцију упоредили са другим турбулаторима у облику жице, користи се коефицијент учинка (COP) [185]:

$$COP = \frac{\Delta \dot{Q}}{\left( \frac{\dot{m}_{dg}}{\rho} \right) \cdot \Delta p} \quad (5.9)$$

Коефицијент учинка (COP) показује величину повећања трансфера топлоте,  $\Delta \dot{Q}$  у односу на повећање снаге пумпања,  $\dot{m}_{dg} \cdot \Delta p / \rho$ , [185]. Додатно, може се применити без тих разлика ( $\Delta \dot{Q}$ ,  $\Delta p$ ), за процену учинка сваког турбулатора у облику жице у датим условима. У том случају, уместо разлике у падовима притисака између две конструкције, потребно је користити укупан пад притиска за сваку конструкцију. Овај коефицијент је означен са  $COP_2$ , и за разлику од COP,

у имениоцу постоји електрична снага потребна за превазилажење пада притиска у цеви:

$$COP_2 = \frac{\dot{Q}}{\left(\frac{\dot{m}_{dg}}{\rho} \cdot \Delta p\right) / \eta_p \cdot \eta_{el}} \quad (5.10)$$

Ово је апсолутни индикатор који представља однос између укупног трансфера топлоте и електричне енергије потребне за превазилажење пада притиска у цеви, под претпоставком да је добијена од истог горива као пренета топлота. Испитивани котао и сличне конструкције увек имају електрични вентилатор за принудну циркулацију димних гасова. С обзиром да се ради о котлу мале термичке снаге, ефикасност малог вентилатора се претпоставља да је  $\eta_p = 0.4$  [200]. Просечна електрична ефикасност за производњу електричне енергије из биомасе се узима да је  $\eta_{el} = 0.25$  [201].

## 5.6. РЕЗУЛТАТИ CFD СИМУЛАЦИЈА

У поглављу 5.6 представљени су резултати симулација, који су објављени у референци [126].

Све анализе су извршене за цев која је иста као испитивана (дакле, пречника  $d=82.5 \text{ mm}$  и дужине  $l=460 \text{ mm}$ ), са истом улазном температуром димног гаса од  $291.8 \text{ }^\circ\text{C}$ , чији је састав дат у Табели 5.7. Анализиран је утицај турбулатора у облику жице са и без конусног дела на слободном крају турбулатора на релативно малој дужини од  $460 \text{ mm}$ . За правилно чишћење површине испитиване цеви, коришћени су кораци турбулатора у облику жице у опсегу од  $30 \text{ mm}$  до  $50 \text{ mm}$  и, пречници жице у опсегу од  $3.5 \text{ mm}$  до  $8 \text{ mm}$ . Симулације користе дискретне Рејнолдсове бројеве који су приказани са одговарајућим масеним протоцима димног гаса у Табели 5.10. У истој табели приказани су резултати температура и брзина димних гасова на излазу из димоводних цеви, као и падови притиска унутар њих.

**Табела 5.10** | Рејнолдсови бројеви са одговарајућим масеним протоцима димног гаса. Температуре и брзине димних гасова на излазу из димоводних цеви, као и падови притиска унутар њих [126].

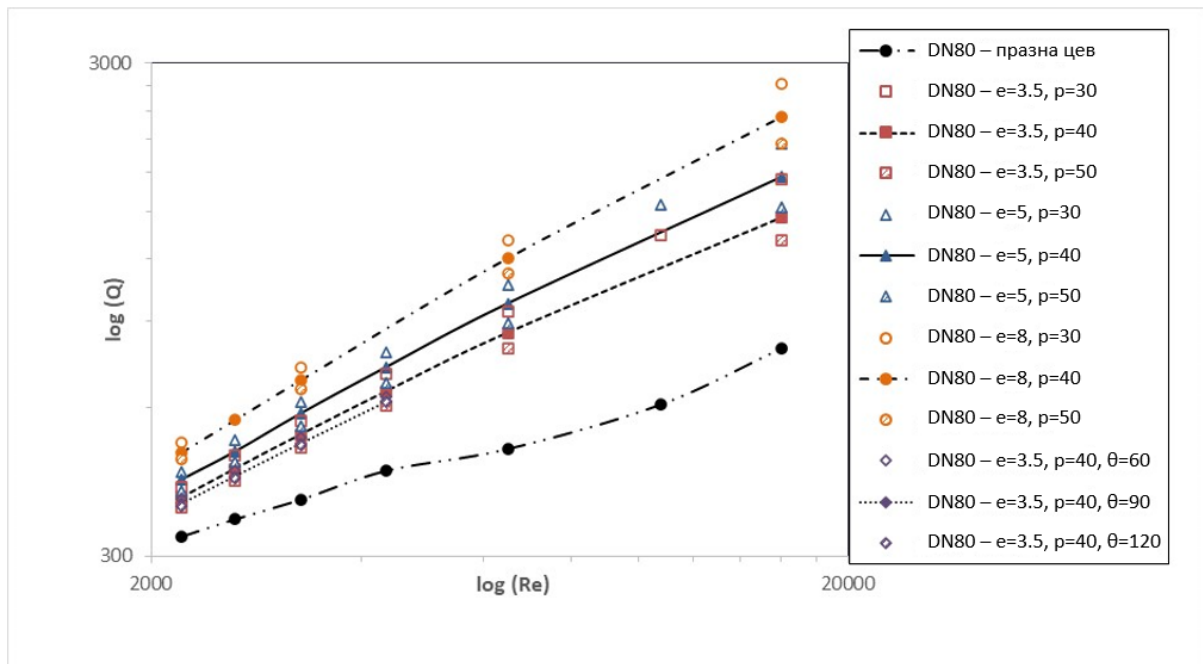
<b>Re</b>	2207	2637	3281	4353	6492	10759	16081
<b><math>\dot{m}_{dg}</math> [kg/s]</b>	0.00377	0.00452	0.00565	0.00753	0.0113	0.0188	0.0282
<b><math>T_{dgi}</math> (DN40, празна цев) [°C]</b>	233.81	237.9	241.57	245.74	250.93	256.6	260.47
<b><math>T_{dgi}</math> (DN50, празна цев) [°C]</b>	224.88	233.19	241.14	248.16	253.76	259.27	262.98

$T_{dgi}$ (DN65, пазна цев) [°C]	217.38	224.93	233.58	243.66	255.63	261.59	265.25
$T_{dgi}$ (DN80, пазна цев) [°C]	212.14	219.78	228.62	237.59	251.82	262.3	266.22
$T_{dgi}$ (DN100, пазна цев) [°C]	203.05	210.9	220.04	230.98	244.63	258.72	266.65
$T_{dgi}$ (DN80, e=3.5, p=30) [°C]	191.39	195.01	200.38	206.63	215.68	226.65	235.45
$T_{dgi}$ (DN80, e=3.5, p=40) [°C]	196.29	200.68	206.15	213.19	222.98	233.86	244.62
$T_{dgi}$ (DN80, e=3.5, p=50) [°C]	200.52	205.36	211.13	218.33	228.01	239.52	249.38
$T_{dgi}$ (DN80, e=5, p=30) [°C]	183.68	187.5	192.1	197.81	205.72	216.6	225.28
$T_{dgi}$ (DN80, e=5, p=40) [°C]	188.02	193.12	197.37	203.87	213.02	225.11	234.82
$T_{dgi}$ (DN80, e=5, p=50) [°C]	193.08	197.52	202.96	209.91	219.64	230.52	242.3
$T_{dgi}$ (DN80, e=8, p=30) [°C]	168.51	171.21	174.97	179.34	185.74	193.86	203.57
$T_{dgi}$ (DN80, e=8, p=40) [°C]	174.06	177.41	181.48	186.02	194.38	202.84	216.27
$T_{dgi}$ (DN80, e=8, p=50) [°C]	177.53	181.04	186.08	191.56	200.89	209.77	225.21
$T_{dgi}$ (DN80, e=3.5, p=40, $\theta=60$ ) [°C]	196.69	201.61	207.6	215.19			
$T_{dgi}$ (DN80, e=3.5, p=40, $\theta=90$ ) [°C]	199.11	203.87	209.69	216.96			
$T_{dgi}$ (DN80, e=3.5, p=40, $\theta=120$ ) [°C]	199.88	204.52	210.15	217.19			
$v_{dgi}$ (DN40, пазна цев) [m/s]	3.7	4.47	5.63	7.57	11.46	19.29	29.14
$v_{dgi}$ (DN50, пазна цев) [m/s]	2.28	2.78	3.52	4.75	7.2	12.12	18.3
$v_{dgi}$ (DN65, пазна цев) [m/s]	1.36	1.65	2.09	2.84	4.34	7.31	11.04
$v_{dgi}$ (DN80, пазна цев) [m/s]	0.98	1.19	1.51	2.05	3.14	5.31	8.02
$v_{dgi}$ (DN100, пазна цев) [m/s]	0.57	0.7	0.88	1.2	1.84	3.14	4.77
$v_{dgi}$ (DN80, e=3.5, p=30) [m/s]	0.97	1.18	1.49	2.01	3.06	5.18	7.86
$v_{dgi}$ (DN80, e=3.5, p=40) [m/s]	0.98	1.18	1.49	2.02	3.08	5.22	7.91

$v_{dgi}$ (DN80, $e=3.5$ , $p=50$ ) [m/s]	0.98	1.19	1.5	2.03	3.09	5.27	7.95
$v_{dgi}$ (DN80, $e=5$ , $p=30$ ) [m/s]	0.98	1.18	1.49	2.02	3.07	5.2	7.88
$v_{dgi}$ (DN80, $e=5$ , $p=40$ ) [m/s]	0.98	1.18	1.49	2.02	3.08	5.24	7.92
$v_{dgi}$ (DN80, $e=5$ , $p=50$ ) [m/s]	0.98	1.18	1.5	2.03	3.09	5.28	7.95
$v_{dgi}$ (DN80, $e=8$ , $p=30$ ) [m/s]	0.99	1.2	1.52	2.05	3.12	5.29	7.95
$v_{dgi}$ (DN80, $e=8$ , $p=40$ ) [m/s]	0.99	1.2	1.53	2.05	3.12	5.3	7.96
$v_{dgi}$ (DN80, $e=8$ , $p=50$ ) [m/s]	0.99	1.2	1.53	2.06	3.12	5.32	7.99
$v_{dgi}$ (DN80, $e=3.5$ , $p=40$ , $\theta=60$ ) [m/s]	0.98	1.18	1.5	2.02			
$v_{dgi}$ (DN80, $e=3.5$ , $p=40$ , $\theta=90$ ) [m/s]	0.98	1.19	1.5	2.03			
$v_{dgi}$ (DN80, $e=3.5$ , $p=40$ , $\theta=120$ ) [m/s]	0.98	1.19	1.51	2.03			
$\Delta p$ (DN40, пазна цев) [Pa]	1.758	2.381	3.499	5.744	11.876	30.138	60.787
$\Delta p$ (DN50, пазна цев) [Pa]	0.792	1.03	1.318	2.042	4.018	9.969	20.812
$\Delta p$ (DN65, пазна цев) [Pa]	0.305	0.386	0.513	0.734	1.261	3.079	6.232
$\Delta p$ (DN80, пазна цев) [Pa]	0.166	0.213	0.285	0.32	0.686	1.488	3.051
$\Delta p$ (DN100, пазна цев) [Pa]	0.06	0.078	0.107	0.158	0.272	0.522	0.916
$\Delta p$ (DN80, $e=3.5$ , $p=30$ ) [Pa]	0.809	1.198	1.674	2.834	5.798	14.763	30.56
$\Delta p$ (DN80, $e=3.5$ , $p=40$ ) [Pa]	0.757	1.059	1.592	2.675	5.534	13.852	28.566
$\Delta p$ (DN80, $e=3.5$ , $p=50$ ) [Pa]	0.691	0.965	1.451	2.446	5.063	12.925	26.083
$\Delta p$ (DN80, $e=5$ , $p=30$ ) [Pa]	1.126	1.561	2.328	3.914	8.164	20.597	43.437
$\Delta p$ (DN80, $e=5$ , $p=40$ ) [Pa]	1.081	1.525	2.251	3.785	7.815	18.703	41.241
$\Delta p$ (DN80, $e=5$ , $p=50$ ) [Pa]	0.991	1.384	2.076	3.491	7.236	14.228	37.546
$\Delta p$ (DN80, $e=8$ , $p=30$ ) [Pa]	1.777	2.591	3.696	6.254	13.243	42.606	77.78
$\Delta p$ (DN80, $e=8$ , $p=40$ ) [Pa]	1.761	2.434	3.651	5.931	12.827	39.216	71.636

$\Delta p$ (DN80, $e=8$ , $p=50$ ) [Pa]	1.677	2.308	3.479	5.593	12.21	35.829	65.658
$\Delta p$ (DN80, $e=3.5$ , $p=40$ , $\theta=60$ ) [Pa]	0.741	1.033	1.539	2.596			
$\Delta p$ (DN80, $e=3.5$ , $p=40$ , $\theta=90$ ) [Pa]	0.697	0.975	1.478	2.512			
$\Delta p$ (DN80, $e=3.5$ , $p=40$ , $\theta=120$ ) [Pa]	0.67	0.942	1.429	2.44			

Са Сликe 5.8 се види, да што је већи Рејнолдсов број то је већи и трансфер топлоте. За исти Рејнолдсов број и корак, може се закључити да је код највећег пречника жице највећи и трансфер топлоте са димног гаса на котловску воду. Већи пречници жице промовишу одвајање тока струјања низводно од жице, и самим тим побољшавају трансфер топлоте. То се види и на Слици 5.9.

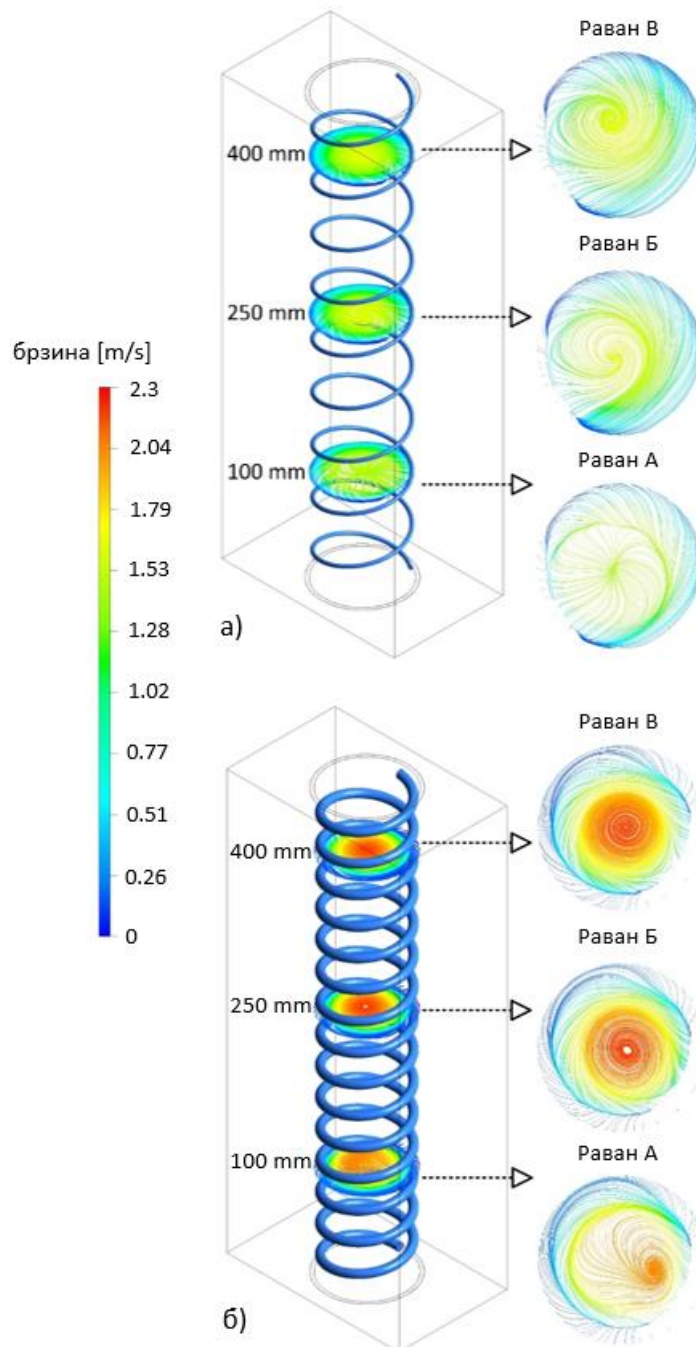


Слика 5.8 | Укупни трансфер топлоте у испитиваној цеви у зависности од врсте турбулатора у облику жице и Рејнолдсовог броја (Слика преузета из реф. [126]).

У раду [183] је наведено да постоје два ефекта које турбулатори у облику жице производе: ротација струјања језгра и одвајање тока струјања низводно од жице. Оба ефекта су видљива на Слици 5.9. Ротација струјања језгра је мање изражена због кратке дужине испитиване цеви. У испитиваном опсегу, краћи кораци такође побољшавају трансфер топлоте (видети Слику 5.8) и оба ефекта претходно наведена (видети Слику 5.9). Међутим, мали бездимензиони кораци смањују Нуселтов број, а самим тим и укупан трансфер топлоте [184]. Мали

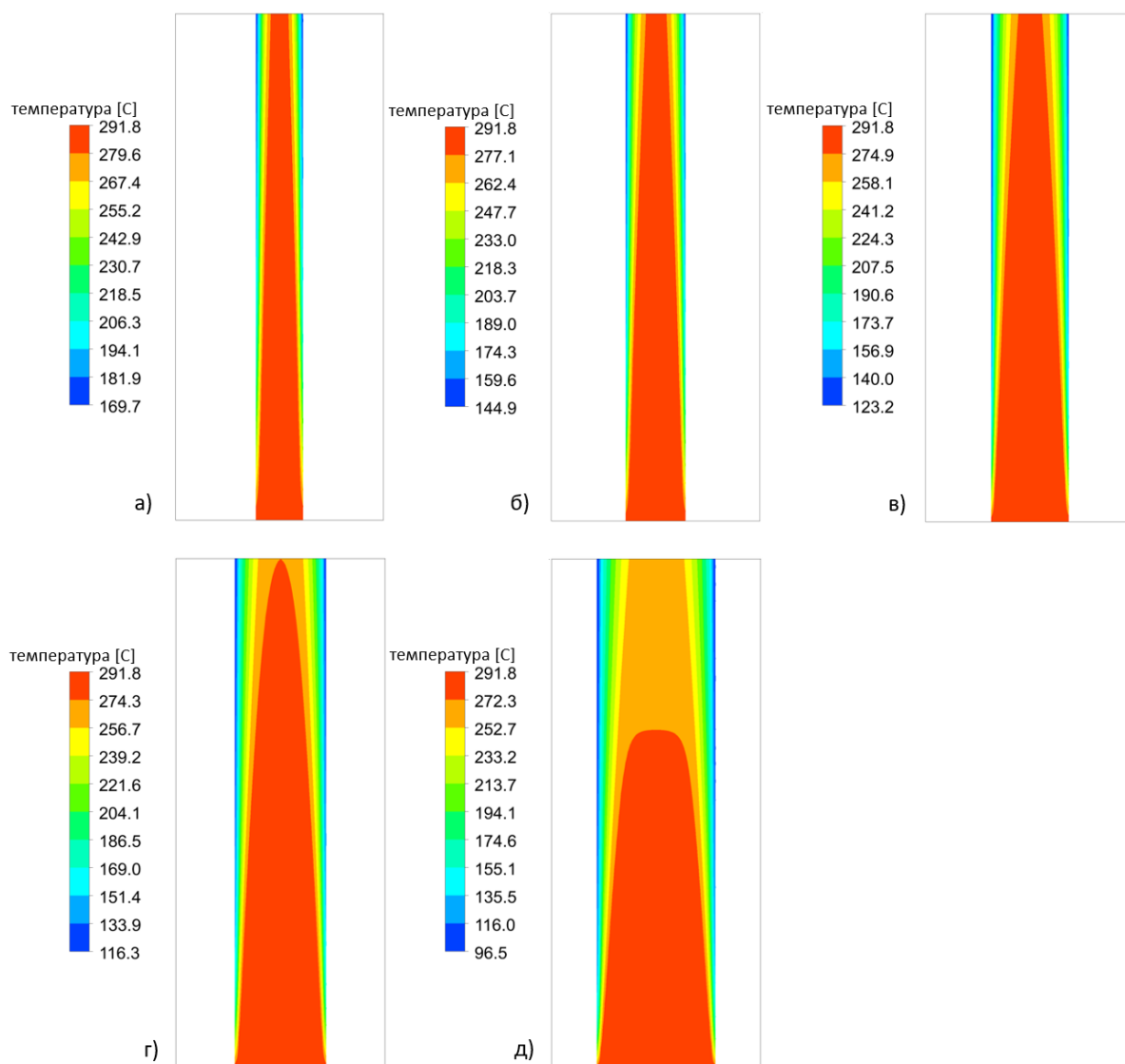
бездимензиони кораци нису испитивани јер су неподобни са аспекта спречавања површинског прљања.

Турбулатори у облику жице служе као нека врста ребара за зрачење, али на испитиваном температурском опсегу тај ефекат је занемарљив. У поређењу са укупним трансфером топлоте, зрачење је највеће при ниским Рејнолдсовим бројевима и износи 13% при  $Re=2207$  до мање од 2% при  $Re=16081$ . Зрачење има највећи утицај на укупни трансфер топлоте у празној цеви при најмањим Рејнолдсовим бројевима.



Слика 5.9 | Резултати брзинског поља CFD симулација унутар димоводне цеви називног пречника DN80 са турбулаторима у облику жице; а)  $e=3.5\text{ mm}$ ,  $p=50\text{ mm}$ , б)  $e=8\text{ mm}$ ,  $p=30\text{ mm}$  (Слика преузета из реф. [126]).

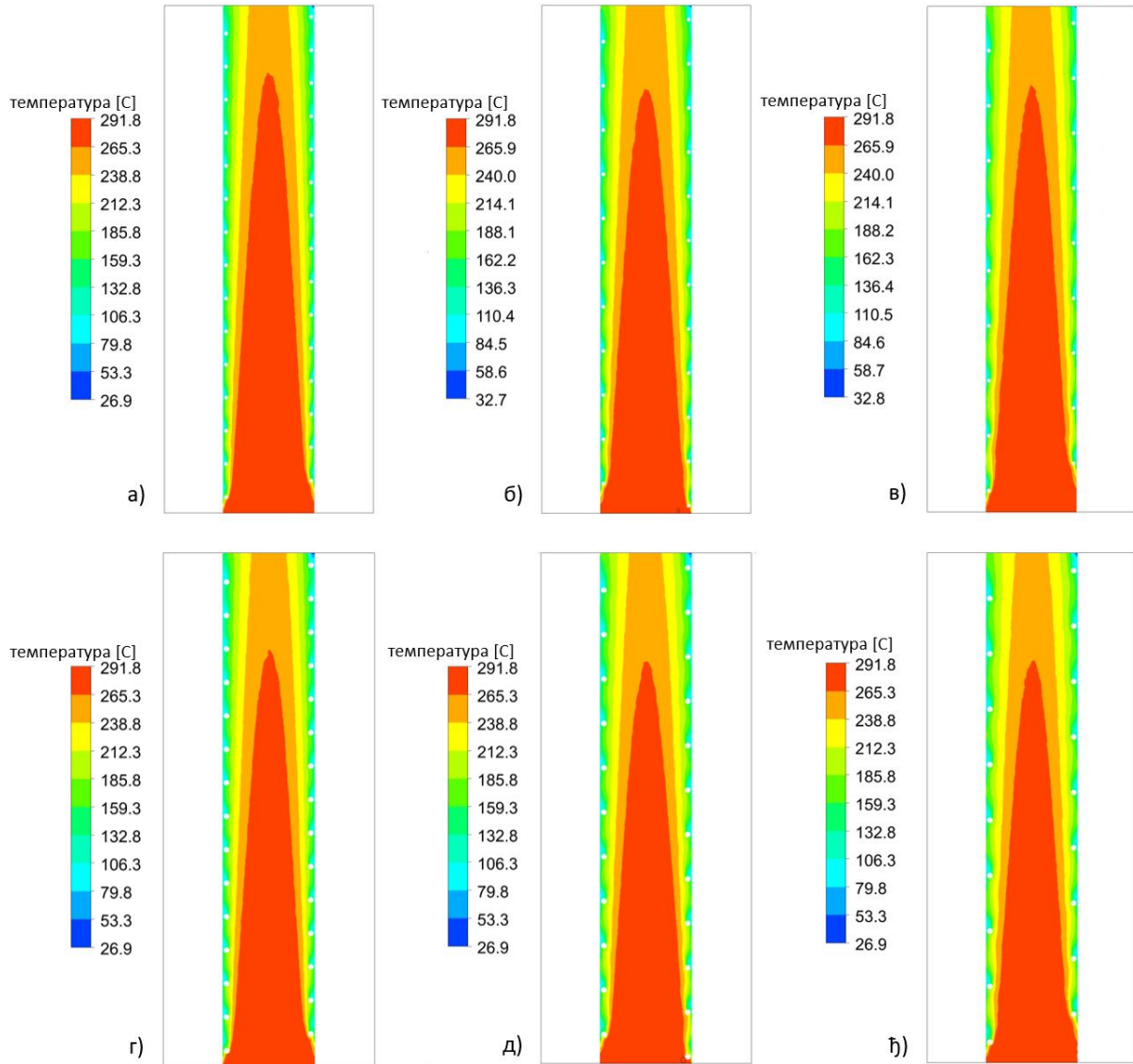
На Слици 5.10 приказани су резултати температурског поља CFD симулација унутар димоводних цеви различитих пречника без турбулатора, за одговарајући масени проток од  $0.003766 \text{ kg/s}$ . За поменути проток и према подацима из Табеле 5.10, температуре димних гасова на излазу из димоводних цеви кретале су се у опсегу од  $203.05\text{-}233.81 \text{ }^\circ\text{C}$ , брзине димних гасова од  $0.57\text{-}3.7 \text{ m/s}$ , док је пад притиска у цевима био у опсегу од  $0.06\text{-}1.758 \text{ Pa}$ . За све остале протоке, резултати температурског поља CFD симулација дати су у Прилогу 7. С обзиром да је у испитиваној конструкцији размењивач топлоте у облику цеви називног пречника DN80, у наставку су симулације рађене са турбулаторима само за поменути пречник цеви.



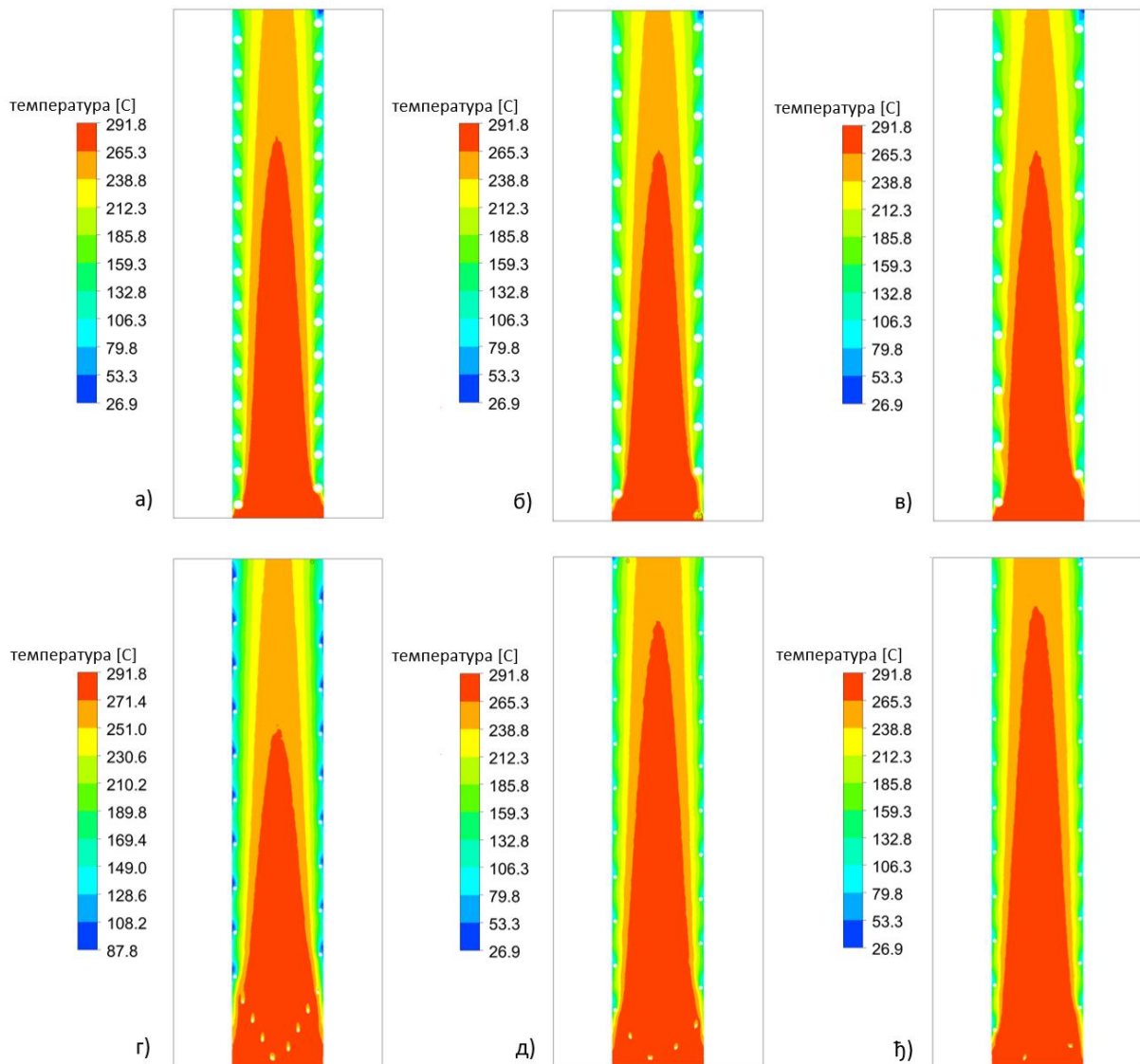
Слика 5.10 | Резултати температурског поља CFD симулација унутар димоводних цеви различитог пречника без турбулатора; а) DN40, б) DN50, в) DN65, г) DN80, д) DN100.

На Сликама 5.11 и 5.12 приказани су резултати температурског поља CFD симулација унутар димоводних цеви са турбулаторима за одговарајући масени проток од  $0.003766 \text{ kg/s}$ . За поменути проток и према подацима из Табеле 5.10,

температуре димних гасова на излазу из димоводних цеви кретале су се у опсегу од 168.51-200.52 °C, брзине димних гасова од 0.97-0.99 m/s, док је пад притиска у цевима био у опсегу од 0.67-1.777 Pa. За све остале протоке, резултати температурског поља CFD симулација дати су у Прилогу 8.

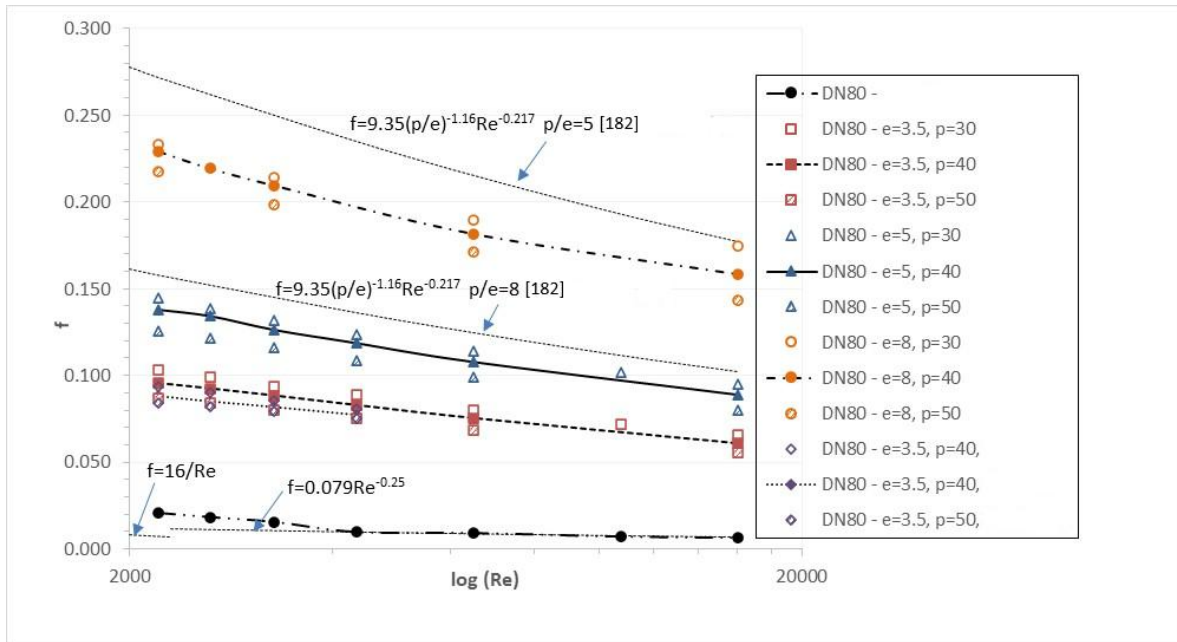


Слика 5.11 | Резултати температурског поља CFD симулација унутар димоводне цеви називног пречника DN80 са турбулаторима у облику жице; а)  $e=3.5\text{ mm}$ ,  $p=30\text{ mm}$ , б)  $e=3.5\text{ mm}$ ,  $p=40\text{ mm}$ , в)  $e=3.5\text{ mm}$ ,  $p=50\text{ mm}$ , г)  $e=5\text{ mm}$ ,  $p=30\text{ mm}$ , д)  $e=5\text{ mm}$ ,  $p=40\text{ mm}$ , б)  $e=5\text{ mm}$ ,  $p=50\text{ mm}$ .



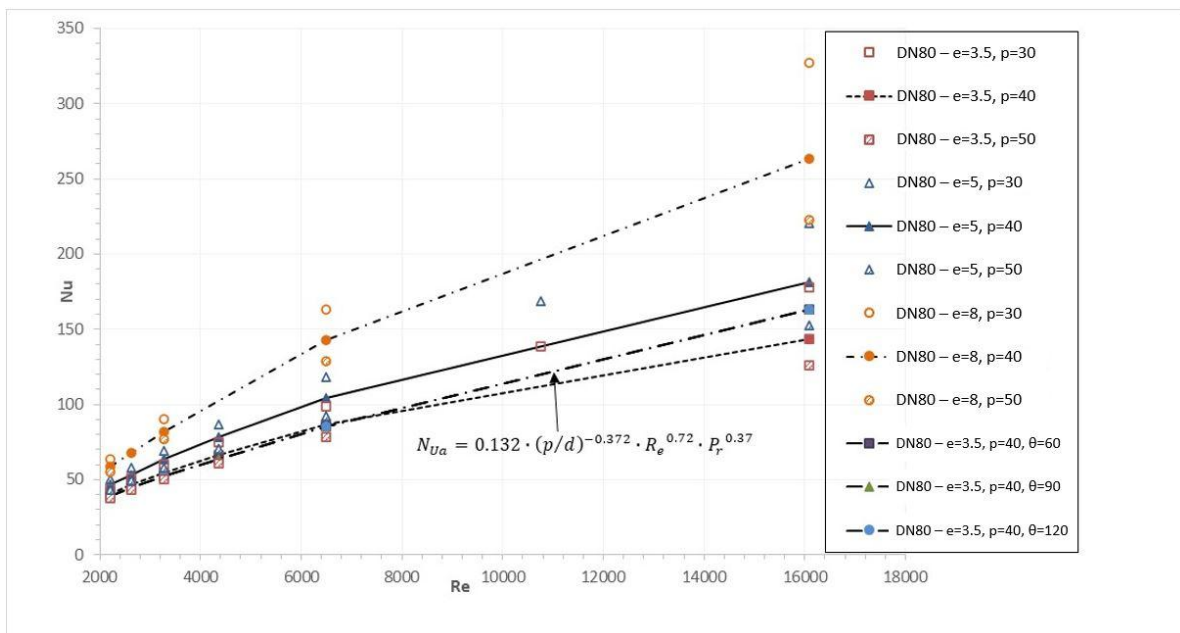
**Слика 5.12** | Резултати температурског поља CFD симулација унутар димоводне цеви називног пречника DN80 са турбулаторима у облику жице; а)  $e=8\text{ mm}$ ,  $p=30\text{ mm}$ , б)  $e=8\text{ mm}$ ,  $p=40\text{ mm}$ , в)  $e=8\text{ mm}$ ,  $p=50\text{ mm}$ , г)  $e=3.5\text{ mm}$ ,  $p=40\text{ mm}$ ,  $\theta=60^\circ$ , д)  $e=3.5\text{ mm}$ ,  $p=40\text{ mm}$ ,  $\theta=90^\circ$ , е)  $e=3.5\text{ mm}$ ,  $p=40\text{ mm}$ ,  $\theta=120^\circ$ .

На Слици 5.13 приказан је фактор трења добијен једначином (5.5), који зависи од Рејнолдсовог броја и врсте турбулатора у облику жице. Иако је у питању краћа цев, подаци за празну цев показују добро поклапање са познатом Блазијусовом једначином. Највеће одступање је на почетку прелазног режима. Подаци добијени за турбулаторе у облику жице показују добро поклапање са емпиријском једначином коју су предложили Гарсија и остали аутори [182]. Максимално одступање је 13.3%. Гарсија и остали аутори су добили емпиријску једначину након великог броја експеримената са мешавинама воде и пропилен гликола.



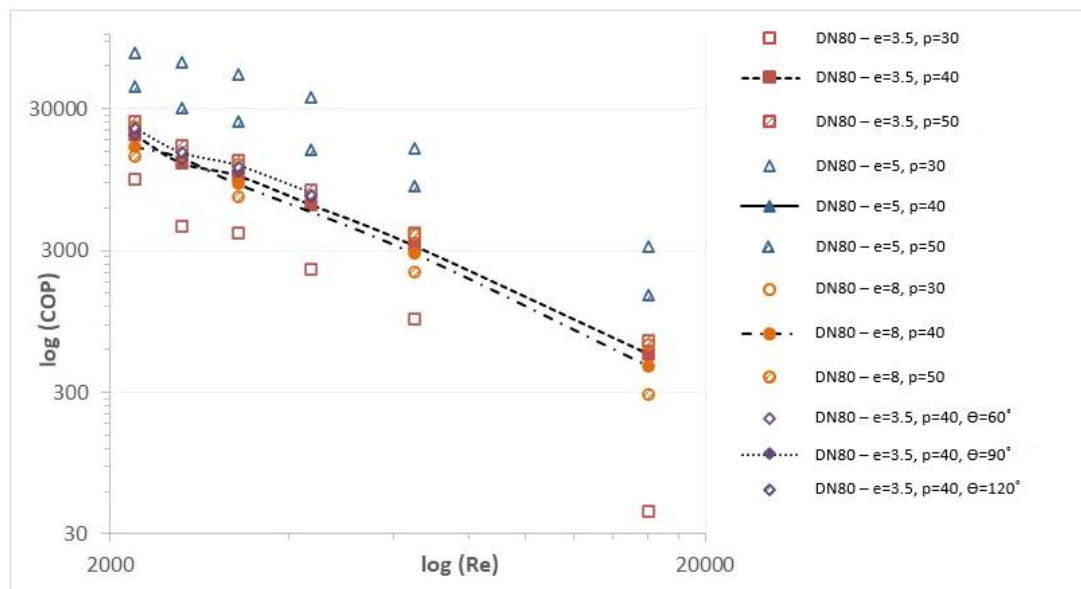
Слика 5.13 | Фактор трења у зависности од врсте турбулатора у облику жице (Слика преузета из реф. [126]).

Да би проценили испитиване конструкције, Нуселтов број је израчунат на основу једначине (5.6), и приказан је на Слици 5.15. Иако је у питању краћа цев, добијене вредности се слажу са предвиђањима Гарсије и осталих аутора [182]. Њихова емпиријска једначина је приказана на Слици 5.14 и не узима у обзир пречник жице турбулатора. Слика 5.14 показује да је највећа зависност Нуселтовог броја од корака за највећи пречник жице турбулатора.



Слика 5.14 | Нуселтов број у зависности од Рејнолдсовог броја и врсте турбулатора у облику жице (Слика преузета из реф. [126]).

Да би се спречило прљање, испитивана цев захтева турбулаторе у облику жице. Због тога, једначина за COP (5.9) пореди испитиване конструкције са постојећом (пречника  $e=5\text{ mm}$ , са кораком од  $p=40\text{ mm}$ ) за шест различитих Рејнолдсових бројева. На Слици 5.15 је приказано то поређење.

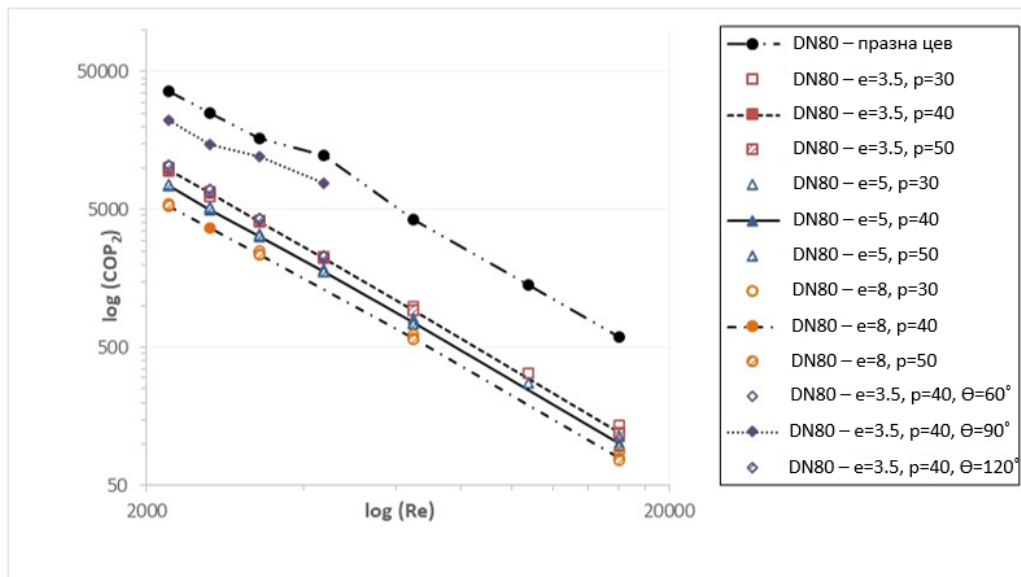


Слика 5.15 | Релативни COP заснован на испитиваном турбулатору ( $e=5\text{ mm}$ ,  $p=40\text{ mm}$ ) у зависности од Рејнолдсовог броја за различите конструкције (Слика преузета из реф. [126]).

Највеће побољшање је код ниских Рејнолдсових бројева, и занимљиво за исти пречник жице турбулатора од  $5\text{ mm}$ . Ако изузмемо негативан утицај на пад притиска, смањење корака за  $10\text{ mm}$  има већи позитиван ефекат на трансфер топлоте. У овом случају, мањи корак повећава COP. На основу Хонга и осталих аутора [184], смањење корака не може бити произвољно јер врло мали корак смањује Нуселтов број. COP омогућава поређење различитих конструкција и даје оптимални пречник жице турбулатора узимајући у обзир топлотни флуks и снагу пумпе.

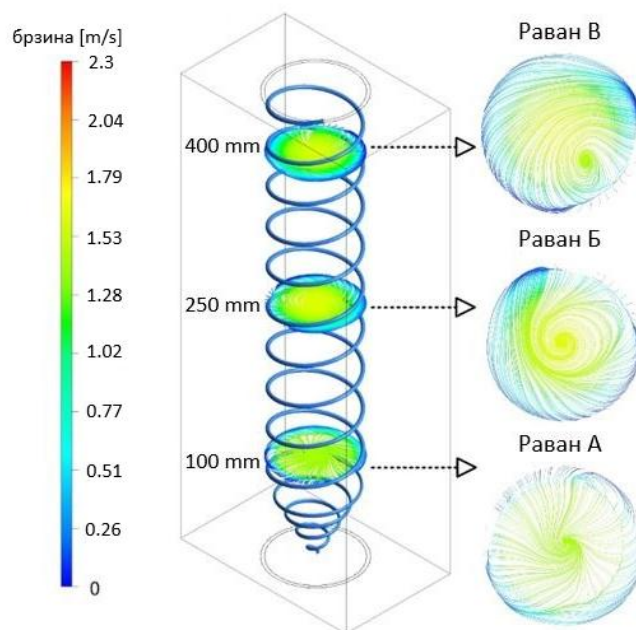
Слика 5.16 приказује  $COP_2$  у зависности од Рејнолдсовог броја и врсте турбулатора у облику жице. Ово је апсолутни индикатор израчунат на основу једначине (5.10). На основу Сlike 5.16 може се закључити да је највећа ефикасност при ниским Рејнолдсовим бројевима. Празна цев има највећу ефикасност због малог пада притиска у ламинарном току и мале брзине које промовишу нешто већи трансфер топлоте зрачењем. Међу конструкцијама турбулатора у облику жице, жица са најмањим пречником од  $3.5\text{ mm}$  и највећим кораком од  $50\text{ mm}$  има највећу ефикасност. Претходни подаци могу се објаснити следећим чињеницама:

- Турбулатори повећавају пад притиска, а цена за њихово коришћење се плаћа већим падом притиска.
- Ниска ефикасност (25%) за производњу електричне енергије из биомасе, и
- Релативно ниска ефикасност (40%) за претварање електричне енергије у гасну струју.



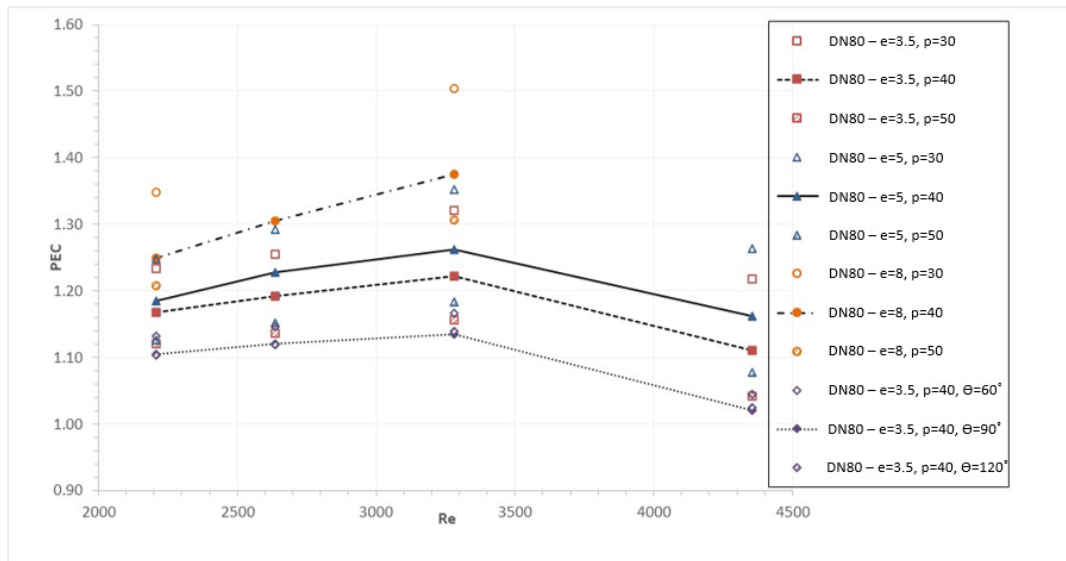
Слика 5.16 | Апсолутни  $COP_2$  у зависности од Рејнолдсовог броја за различите конструкције (Слика преузета из реф. [126]).

Вреди напоменути да међу конструкцијама са пречником жице од 3.5 mm, турбулатор у облику жице са конусом на слободном крају има највећи  $COP$  (Слика 5.15). Додатно, Слика 5.16 приказује да дизајн са конусом на слободном крају има највећи  $COP_2$  међу турбулаторима у облику жице. Слика 5.17 објашњава ове чињенице. Наиме, конус опруге изазива ротацију струјања језгра и у поређењу са другим типовима турбулатора у облику жице изазивају мањи пад притиска на самом улазу.



Слика 5.17 | Резултати брзинског поља CFD симулација унутар димоводне цеви називног пречника DN80 са турбулатором у облику жице са конусом на слободном крају ( $e=3.5\text{ mm}$ ,  $p=40\text{ mm}$ ,  $\theta=60^\circ$ ), (Слика преузета из реф. [126]).

Турбулатори имају највећи утицај на побољшање трансфера топлоте у прелазном режиму [183]. Из тог разлога, Слика 5.18 приказује  $PEC$  израчунат на основу једначине (5.4). Ово је општи критеријум који се користи за поређење различитих типова турбулатора.  $PEC$  и  $PEC_2$  имају идентичне зависности од Рејнолдсовог броја. У поређењу са  $PEC$ ,  $PEC_2$  је мањи од 1.  $PEC$  показује да је оптималан опсег за уградњу турбулатора у облику жице (у испитивани размењивач топлоте) за Рејнолдсове бројеве између 2500-3500, односно за брзине димних гасова на улазу у цев у опсегу од 1.35-1.8 m/s.



Слика 5.18 |  $PEC$  за мале Рејнолдсове бројеве у зависности од конструкција турбулатора у облику жице (Слика преузета из реф. [126]).

## 6 ЗАКЉУЧАК И ПРАВЦИ ДАЉИХ ИСТРАЖИВАЊА

Резултати представљени у дисертацији пружају важне увиде у коришћење ватросталне керамике и турбулатора у котловима на биомасу малих термичких снага. На основу спроведених истраживања и добијених резултата формулисани су закључци који имају теоријски и практични значај, и описани су у неколико целина.

У поглављу 3.1 описана је постојећа конструкција гасификационог котла на дрва термичке снаге 25 kW. Дакле, циљ је био да се одговори на питање како унапредити сагоревање унутар котла. У ту сврху, предложено је ново решење које користи вишестепено сагоревање уз нову конструкцију канала за увођење предгрејаног примарног и секундарног ваздуха у гасификациону и комору за сагоревање. Приоритет је дат обезбеђивању што ефикаснијег мешања секундарног ваздуха са горивим гасом који долази из гасификационе коморе. Важно је напоменути да отпори струјања примарног и секундарног ваздуха треба да буду приближно истог реда величина, како би се обезбедило стабилно и контролисано управљање. Нумеричка симулација је показала да примарни и секундарни ваздух улазе у коморе са брзинама које су спорије од жељених. Овај проблем се може решити променом положаја и величином отвора за секундарни ваздух. Постепено увођење ваздуха требало би да смањи емисије угљен-моноксида, азотових оксида и лако испарљивих органских једињења, док би преусмеравање пламена требало да доведе до нижих емисија честица.

У поглављу 3.2 описана су експериментална испитивања гасификационе коморе котла на дрва термичке снаге 18 kW. На основу испитивања и добијених резултата, утврђено је да састав и температура произведеног горивог гаса зависе од следећих параметара:

- Броја шарже. Прва шаржа је најподложнија формирању каналића у слоју гасификованог горива. Ови каналићи нарушавају стабилност рада котла, али се њихова појава постепено смањује како се на дну коморе накупљају ситнији комади дрвеног угља. У том тренутку котао прелази у стационарни радни режим.
- Растојања од отвора за примарни ваздух до отвора за излаз из коморе. Ово растојање треба да износи од 30 до 40 cm, а његова вредност зависи од облика и димензија излазног отвора.
- Од облика и величине излазног отвора. Већи отвори повећавају вероватноћу настанка каналића и пропадања честица у зону сагоревања.

Због тога је неопходно поставити одговарајућу препреку на дну коморе. У пракси, произвођачи котлова обично уграђују различите типове препрека, најчешће израђене од ватросталног челика. Опција за смањење пропадања горива и узношења честица у гасној струји се може постићи и одговарајућим обликом дна коморе.

- Топлотног флукса који се са коморе одводи ка ваздуху за сагоревање, загреваној води и околина. Већи топлотни флукс из зоне гасификације ка води и околина условљавају потребу за већом количином примарног ваздуха.
- Висине до које је комора напуњена горивом и његовог облика, величине и влажности. Уколико се користе коморе са мањом количином горива, могуће је применити концепт топлотног флукса сличан оном који се користи код дуплих гасификационих пећи (видети Слику 3.18). Максимално пуњење гасификационе коморе дрвима, након одређеног временског периода, доводи до смањења појаве каналића.

Код испитиваног типа гасификационе коморе, топлотна моћ произведеног гаса углавном је потицала од садржаја тера. Поред облепљивања зидова коморе, тер није стварао друге проблеме. Састав добијеног гаса може се објаснити релативно малим растојањем, око 20 *cm* (растојање је променљиво, видети Слику 3.14), између улазних отвора за ваздух и излазног отвора из гасификационе коморе. Гас добијен током испитивања приказане коморе напуњене на начин који је претходно приказан знатно се разликује од гаса добијеног у реакторима за истосмерну гасификацију. Његов састав одговара смеси гаса добијеног супротносмерном гасификацијом и продуката готово потпуног сагоревања.

У поглављима 4.1 и 4.2 анализирано је коришћење ватросталних елемената у гасификационим котловима на дрва. На основу извршене серије анализа утицаја различитих параметара на трансфер топлоте са димног гаса на котловску воду, главни закључци су следећи:

- Могуће је одредити оптималан облик ватросталне керамике, као и оптималан положај убацног отвора горивог гаса у комору за сагоревање. На основу резултата из поглавља 4.2.1.1 може се закључити да најповољнији утицај на трансфер топлоте остварују варијанте у којима је убацни отвор горивог гаса позициониран најудаљеније од улаза котловске воде, а при томе се користи ватростална керамика минималне дужине приближно 1/2 дужине ложишта (мин. 450 *mm*). Дакле, симулације су показале да дуже задржавање димних гасова најповољније утиче на трансфер топлоте.
- У ложишту без ватросталне керамике изостаје ефекат дужег задржавања димних гасова, па се на основу резултата из поглавља 4.2.2.1 може закључити да најповољнији утицај на трансфер топлоте остварује варијанта у којој се положај убацног отвора горивог гаса налази најближе улазу котловске воде. У том случају, врели гас одмах доспева у хладнију зону у близини уласка котловске воде.
- Ради издвајања честица које струја горивог гаса преноси из зоне гасификације, ватростална керамика се често поставља под углом у

односу на подужну осу ложишта. На основу резултата из поглавља 4.2.2.1 може се закључити да најповољнији утицај на пренос топлоте остварује варијанта у којој угао постављања ватросталне керамике износи  $5^\circ$ .

- На основу резултата из поглавља 4.2.4.1 може закључити да најповољнији утицај на трансфер топлоте остварује варијанта у којој је убацни отвор горивог гаса позициониран најудаљеније од улаза котловске воде, а асиметрични размак ватросталне керамике од зидова коморе за сагоревање (150 mm и 50 mm) омогућава продужено задржавање димних гасова у комори.
- На основу резултата из поглавља 4.2.5.1 може закључити да најповољнији утицај на трансфер топлоте остварује варијанта са упола мањом дебљином ватросталне керамике (25 mm) у односу на претходне анализе, али нешто већом ширином и висином, као и са дужином ватросталне керамике приближно једнаком  $2/3$  дужине ложишта.
- На основу резултата из поглавља 4.2.6.1 може се закључити да предгревање ваздуха за сагоревање повољно утиче на трансфер топлоте у ложишту (побољшање око 26.43%) због виших температура сагоревања. Такође, састав и температуре горивих гасова утичу на трансфер топлоте. Симулације су показале да више температуре горивог гаса као и већи садржај тера у горивом гасу повољно утичу на трансфер топлоте. Са друге стране, мањи удели угљен-моноксида, метана и водоника у горивом гасу неповољно утичу на трансфер топлоте.
- Упоредна анализа најповољнијих варијанти показала је да варијанте  $p_1 l_3$  (13.33 kW, поглавље 4.2.1.1),  $p_1 A_1 B_1$  (13.2 kW, поглавље 4.2.4.1) и  $d_1 h_2 t_2 l_3$  (13.34 kW, поглавље 4.2.5.1) са дужом керамиком остварују већи трансфер топлоте у односу на варијанту  $\alpha_2 l_1$  (12.5 kW, поглавље 4.2.2.1) која има краћу керамику постављену под углом од  $5^\circ$  у односу на подужну осу ложишта. Ово указује да дужа керамика представља повољније решење са аспекта трансфера топлоте унутар овог типа ложишта. Такође, показало се да је најбоља позиција ватросталне керамике на излазној страни гаса јер фаворизује конвекцију и зрачи са врелог на хладнији део. Резултати су показали да је најбоља путања гаса у облику слова „П“, при чему керамика треба да раздваја улаз гаса од излаза из коморе за сагоревање. Уколико је потребно да керамика буде постављена под углом, најбоље је да буде нагнута ка вратима јер се на тај начин честице и пепео нагомилавају у њеној близини. Најповољнија варијанта  $sg_2 T_3$  (17.1 kW, поглавље 4.2.26.1) показала је да је најбоље решење када се предгрева ваздух и за гасификацију и за сагоревање, а да гасификација буде што ближе оптималној. Такође, идеално би било да гас буде са што већом топлотном моћи како би се у ложишту разменила већа количина топлоте.

Што се тиче дефинисаних циљева у поглављу 5, приказаних резултата и спроведених мерења, главни закључци су следећи:

- Експериментална испитивања турбулатора у облику жице или других типова турбулатора у гасификационим котловима на дрва су тешка због варијација у саставу гаса, температурама и протоцима. Разлог је тај што се огревно дрво тј. цепанице сагоревају у шаржама.

- У поређењу са другим деловима ових котлова, пад притиска у цевима са турбулаторима у облику жице је често занемарљив. У том случају, да би се постигао највећи трансфер топлоте, требало би користити турбулатор са највећим пречником жице и са најмањим кораком који истовремено и омогућава и одговарајућу превенцију површинског прљања. Смањење корака турбулатора не може бити произвољно јер веома мали кораци смањују Нуселтов број.
- СОР омогућава поређење различитих конструкција који се истовремено користе за побољшање трансфера топлоте и спречавање прљања, и у принципу за исти пречник жице и проток даје оптималну конструкцију. Општи критеријум, као што је РЕС, даје оптималне протоке.
- Што је цев са турбулаторима у облику жице краћа, то је мање изражен ефекат ротације струјања језгра на побољшање трансфера топлоте. Додавање конуса опруге на слободном крају турбулатора у облику жице може повећати овај ефекат и ефикасност размењивача топлоте.
- У температурском опсегу између 150-300 °C, зрачење гаса има највећи утицај на ефикасност турбулатора при малим Рејнолдсовим бројевима.
- У испитиваном случају, оптималан опсег за уградњу турбулатора у облику жице (у испитивани размењивач топлоте) за Рејнолдсове бројеве је између 2500-3500, односно за брзине димних гасова на улазу у цев у опсегу од 1.35-1.8 m/s. У препорученом опсегу, веће брзине треба применити за дуге цеви због хлађења гаса.

На основу спроведених анализа, даља истраживања могу бити усмерена на оптимизацију конструкције ложишта и улазних отвора ваздуха, укључујући промену њихове геометрије и положаја ради побољшања сагоревања горивог гаса и ваздуха, детаљнију оптимизацију различитих параметара ватросталне керамике уз истовремено испитивање нових материјала, као и на спровођење CFD испитивања различитих конструкција турбулатора са циљем побољшања трансфера топлоте.

## ЛИТЕРАТУРА

- [1] J. Kisin, J. Ignjatović, and A. Mashovic, "Energy crisis in Serbia: causes, effects, government response and potential for sustainable development," in *10th International Scientific Conference on Climate Change, Economic Development, Environment and People (CCEDEP), Proceedings*, Sremska Kamenica: Univerzitet Educons, 2023, pp. 86–102.
- [2] "Стратегија развоја енергетике Републике Србије до 2025. године са пројекцијама до 2030. године," 2015. <https://arhiva.mre.gov.rs/latinica/dokumenta-efikasnost-izvori.php> (приступљено: 15.04.2025).
- [3] Р. Карамарковић, *МЕТОДЕ ТРАНСФОРМАЦИЈЕ ЕНЕРГИЈЕ*. 2021.
- [4] J. A. Cooper, "Environmental impact of residential wood combustion emissions and its implications," *J. Air Pollut. Control Assoc.*, vol. 30, no. 8, pp. 855–861, 1980, doi: 10.1080/00022470.1980.10465119.
- [5] J. D. McDonald, B. Zielinska, E. M. Fujita, J. C. Sagebiel, J. C. Chow, and J. G. Watson, "Fine particle and gaseous emission rates from residential wood combustion," *Environ. Sci. Technol.*, vol. 34, no. 11, pp. 2080–2091, 2000, doi: 10.1021/es9909632.
- [6] H. Hellén, H. Hakola, S. Haaparanta, H. Pietarila, and M. Kauhaniemi, "Influence of residential wood combustion on local air quality," *Sci. Total Environ.*, vol. 393, no. 2–3, pp. 283–290, 2008, doi: 10.1016/j.scitotenv.2008.01.019.
- [7] H. A. C. Denier Van Der Gon *et al.*, "Particulate emissions from residential wood combustion in Europe - revised estimates and an evaluation," *Atmos. Chem. Phys.*, vol. 15, no. 11, pp. 6503–6519, 2015, doi: 10.5194/acp-15-6503-2015.
- [8] A. Cincinelli, C. Guerranti, T. Martellini, and R. Scodellini, "Residential wood combustion and its impact on urban air quality in Europe," *Curr. Opin. Environ. Sci. Heal.*, vol. 8, pp. 10–14, 2019, doi: 10.1016/j.coesh.2018.12.007.
- [9] "Годишњи извештај о стању квалитета ваздуха у Републици Србији 2023. године," 2024. <https://sepa.gov.rs/wp-content/uploads/2024/10/Vazduh2023.pdf> (приступљено: 15.04.2025).
- [10] T. Nussbaumer, "Combustion and Co-combustion of Biomass: Fundamentals, Technologies, and Primary Measures for Emission Reduction," *Energy and Fuels*, vol. 17, no. 6, pp. 1510–1521, 2003, doi: 10.1021/ef030031q.
- [11] R. Karamarković, Đ. Novčić, M. Nikolić, M. Karamarković, and D. Šimunović,

- “Eksperimentalno ispitivanje gasifikacionog kotla: dizajn komore za sagorevanje,” in *Procesna tehnika*, 2018, pp. 20–26. doi: 10.24094/ptc.018.30.1.20.
- [12] Y. Shoji, K. Sato, and D. R. Oliver, “Heat transfer enhancement in round tube using wire coil: Influence of length and segmentation,” *Heat Transf. - Asian Res.*, vol. 32, no. 2, pp. 99–107, 2003, doi: 10.1002/htj.10072.
- [13] R. Singh and A. Shukla, “A review on methods of flue gas cleaning from combustion of biomass,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 29, pp. 854–864, 2014, doi: 10.1016/j.rser.2013.09.005.
- [14] O. Sippula, J. Hokkinen, H. Puustinen, P. Yli-Pirilä, and J. Jokiniemi, “Particle emissions from small wood-fired district heating units,” *Energy and Fuels*, vol. 23, no. 6, pp. 2974–2982, 2009, doi: 10.1021/ef900098v.
- [15] “SRPS EN 303-5,” 2016.
- [16] C. Zemmann, M. Deutsch, S. Zlabinger, G. Hofmeister, M. Göllles, and M. Horn, “Optimal operation of residential heating systems with logwood boiler, buffer storage and solar thermal collector,” *Biomass and Bioenergy*, vol. 140, no. November 2019, 2020, doi: 10.1016/j.biombioe.2020.105622.
- [17] H. Czech *et al.*, “Chemical composition and speciation of particulate organic matter from modern residential small-scale wood combustion appliances,” *Sci. Total Environ.*, vol. 612, pp. 636–648, 2018, doi: 10.1016/j.scitotenv.2017.08.263.
- [18] N. Athanasios, N. Nikolaos, M. Nikolaos, G. Panagiotis, and E. Kakaras, “Optimization of a log wood boiler through CFD simulation methods,” *Fuel Process. Technol.*, vol. 137, pp. 75–92, 2015, doi: 10.1016/j.fuproc.2015.04.010.
- [19] *Public Law 96-294*. 1980. <https://www.govinfo.gov/content/pkg/STATUTE-94/pdf/STATUTE-94-Pg611.pdf> (приступљено: 01.05.2025).
- [20] K. Bracmort, “Biomass: Comparison of Definitions in Legislation.”
- [21] “Закон о коришћењу обновљивих извора енергије.” [https://www.mre.gov.rs/extfile/sector/sr/492/Закон о коришћењу обновљивих извора енергије.pdf](https://www.mre.gov.rs/extfile/sector/sr/492/Закон%20о%20коришћењу%20обновљивих%20извора%20енергије.pdf) (приступљено: 01.05.2025).
- [22] “RENEWABLES 2022 - GLOBAL STATUS REPORT,” 2022. [https://www.ren21.net/wp-content/uploads/2019/05/GSR2022\\_Full\\_Report.pdf](https://www.ren21.net/wp-content/uploads/2019/05/GSR2022_Full_Report.pdf) (приступљено: 01.05.2025).
- [23] “Стратегија развоја енергетике Републике Србије до 2040. године са пројекцијама до 2050. године,” 2025. [https://www.mre.gov.rs/extfile/sector/sr/872/4/01 - Стратегија развоја енергетике Републике Србије до 2040. године са пројекцијама до 2050. године.pdf](https://www.mre.gov.rs/extfile/sector/sr/872/4/01%20-%20Стратегија%20развоја%20енергетике%20Републике%20Србије%20до%202040.%20године%20са%20пројекцијама%20до%202050.%20године.pdf) (приступљено: 01.05.2025).
- [24] И. Чековић, “Процес гасификације дрвне сечке у постројењу за комбиновану производњу топлотне и електричне енергије,” Универзитет у Београду, 2019. <https://phaidrdbg.bg.ac.rs/view/o:20257> (приступљено: 01.05.2025).

- [25] "Fotosinteza - kakav je to proces fotosinteze?" <https://resilako.com/fotosinteza-kakav-je-to-proces-fotosinteze/> (приступљено: 03.05.2025).
- [26] P. McKendry, "Energy production from biomass (part 1): Overview of biomass," *Bioresour. Technol.*, vol. 83, no. 1, pp. 37–46, 2002, doi: 10.1016/S0960-8524(01)00118-3.
- [27] A. Tursi, "A review on biomass: Importance, chemistry, classification, and conversion," *Biofuel Res. J.*, vol. 6, no. 2, pp. 962–979, 2019, doi: 10.18331/BRJ2019.6.2.3.
- [28] "The need project: Biomass." <https://www.need.org/Files/curriculum/infobook/BiomassS.pdf> (приступљено: 03.05.2025).
- [29] "Da li je biomasa održiv izvor energije u Srbiji?" <https://klima101.rs/biomasa-odrzivost-srbija/> (приступљено: 03.05.2025).
- [30] S. V. Vassilev, D. Baxter, L. K. Andersen, C. G. Vassileva, and T. J. Morgan, "An overview of the organic and inorganic phase composition of biomass," *Fuel*, vol. 94, pp. 1–33, 2012, doi: 10.1016/j.fuel.2011.09.030.
- [31] S. V. Vassilev, D. Baxter, L. K. Andersen, and C. G. Vassileva, "An overview of the chemical composition of biomass," *Fuel*, vol. 89, no. 5, pp. 913–933, 2010, doi: 10.1016/j.fuel.2009.10.022.
- [32] J. Konstantinavičienė and V. Vitunskienė, "Definition and Classification of Potential of Forest Wood Biomass in Terms of Sustainable Development: A Review," *Sustain.*, vol. 15, no. 12, 2023, doi: 10.3390/su15129311.
- [33] "Biomasa." <https://www.esco.rs/biomasa.html> (приступљено: 03.05.2025).
- [34] "Obnovljivi izvori energije - Vodič za parlamentarce." [https://www.undp.org/sites/g/files/zskgke326/files/migration/rs/UNDP\\_SRB\\_Obnovljivi-izvori-energije-Vodic-za-parlamentarce.pdf](https://www.undp.org/sites/g/files/zskgke326/files/migration/rs/UNDP_SRB_Obnovljivi-izvori-energije-Vodic-za-parlamentarce.pdf) (приступљено: 03.05.2025).
- [35] "Energija Biomase." [https://www.academia.edu/5038340/Energija\\_biomase](https://www.academia.edu/5038340/Energija_biomase) (приступљено: 03.05.2025).
- [36] Ђ. Козић and P. Шелмић, *ТЕРМОДИНАМИКА И ТЕРМОТЕХНИКА за III разред машинске школе*. Београд: Завод за уџбенике и наставна средства, 1994.
- [37] J. F. Portha *et al.*, "Kinetics of Methanol Synthesis from Carbon Dioxide Hydrogenation over Copper-Zinc Oxide Catalysts," *Ind. Eng. Chem. Res.*, vol. 56, no. 45, pp. 13133–13145, 2017, doi: 10.1021/acs.iecr.7b01323.
- [38] A. Molino, S. Chianese, and D. Musmarra, "Biomass gasification technology: The state of the art overview," *J. Energy Chem.*, vol. 25, no. 1, pp. 10–25, 2016, doi: 10.1016/j.jechem.2015.11.005.
- [39] S. Mahalaxmi and C. Williford, "Biochemical conversion of biomass to fuels," in *in: Chen, W., Suzuki, T., Lackner, M. (Eds.), Handbook of climate change mitigation and adaptation*, New York: Springer, 2014, pp. 1–28.

- [40] A. Stojanović, D. Živković, and M. Mančić, "Anaerobna digestija organskog čvrstog otpada: perspektive i istraživačka dostignuća," in *Zbornik Međunarodne konferencije o obnovljivim izvorima električne energije – MKOIEE*, 2017, pp. 45–50.
- [41] "PRIRUČNIK O BIOGASU - Od proizvodnje do korišćenja," 2016. [http://www.fnr.de/fileadmin/allgemein/pdf/broschueren/leitfaden\\_biogas\\_web\\_serbisch.pdf](http://www.fnr.de/fileadmin/allgemein/pdf/broschueren/leitfaden_biogas_web_serbisch.pdf) (приступљено: 12.05.2025).
- [42] A. A. Mariod, "Extraction, Purification, and Modification of Natural Polymers," in *in: Olatunji, O. (Ed.), Natural Polymers*, Springer, 2016, pp. 63–91.
- [43] H. H. Naseef and R. H. Tulaimat, *Transesterification and esterification for biodiesel production: A comprehensive review of catalysts and palm oil feedstocks*, vol. 26, no. October 2024. Elsevier Ltd, 2025. doi: 10.1016/j.ecmx.2025.100931.
- [44] M. Koberg and A. Gedanken, *Using Microwave Radiation and SrO as a Catalyst for the Complete Conversion of Oils, Cooked Oils, and Microalgae to Biodiesel*. Elsevier B.V., 2013. doi: 10.1016/B978-0-444-53878-9.00010-2.
- [45] "ПРАВИЛНИК О ТЕХНИЧКИМ И ДРУГИМ ЗАХТЕВИМА ЗА ЧВРСТА ГОРИВА ИЗ ДРВНЕ БИОМАСЕ КОЈА СЕ СТАВЉАЈУ НА ТРЖИШТЕ РЕПУБЛИКЕ СРБИЈЕ," 2025. [https://mre.gov.rs/extfile/sector/sr/980/1/Pravilnik\\_drвна\\_goriva\\_za\\_sajt.pdf](https://mre.gov.rs/extfile/sector/sr/980/1/Pravilnik_drвна_goriva_za_sajt.pdf) (приступљено: 12.05.2025).
- [46] Т. Косанић, "Утицај процесних параметара на пиролизу дрвне биомасе," Универзитет у Новом Саду, 2015. <https://nardus.mpn.gov.rs/bitstream/handle/123456789/4778/Disertacija359.pdf?sequence=7&isAllowed=y> (приступљено: 12.05.2025).
- [47] М. Марјановић and Б. Вукосављевић, *Основе енергетике*.
- [48] E. Grieco and G. Baldi, "Analysis and modelling of wood pyrolysis," *Chem. Eng. Sci.*, vol. 66, no. 4, pp. 650–660, 2011, doi: 10.1016/j.ces.2010.11.018.
- [49] J. L. Figueiredo, C. Valenzuela, A. Bernalte, and J. M. Encinar, "Pyrolysis of holm-oak wood: influence of temperature and particle size," *Fuel*, vol. 68, no. 8, pp. 1012–1016, 1989, doi: 10.1016/0016-2361(89)90067-7.
- [50] T. Hanaoka *et al.*, "Hydrogen production from woody biomass by steam gasification using a CO<sub>2</sub> sorbent," *Biomass and Bioenergy*, vol. 28, no. 1, pp. 63–68, 2005, doi: 10.1016/j.biombioe.2004.03.009.
- [51] A. Demirbas, "Calculation of higher heating values of biomass fuels," *Energy Sources, Part A Recover. Util. Environ. Eff.*, vol. 76, no. 5, pp. 431–434, 1997, doi: 10.1016/S0016-2361(97)85520-2.
- [52] M. J. Prins, K. J. Ptasinski, and F. J. J. G. Janssen, "Torrefaction of wood. Part 2. Analysis of products," *J. Anal. Appl. Pyrolysis*, vol. 77, no. 1, pp. 35–40, 2006, doi: 10.1016/j.jaap.2006.01.001.
- [53] A. Demirbas, "Pyrolysis of ground beech wood in irregular heating rate conditions," *J. Anal. Appl. Pyrolysis*, vol. 73, no. 1, pp. 39–43, 2005, doi: 10.1016/j.jaap.2004.04.002.

- [54] N. Bilanzdija, N. Voca, T. Kricka, A. Matin, and V. Jurisic, "Energy potential of fruit tree pruned biomass in Croatia," *Spanish J. Agric. Res.*, vol. 10, no. 2, p. 292, 2012, doi: 10.5424/sjar/2012102-126-11.
- [55] Q. Wei, X. Ma, and J. Dong, "Preparation, chemical constituents and antimicrobial activity of pyrolygneous acids from walnut tree branches," *J. Anal. Appl. Pyrolysis*, vol. 87, no. 1, pp. 24–28, 2010, doi: 10.1016/j.jaap.2009.09.006.
- [56] З. Чепић, "Математичко моделовање сагоревања пшеничне сламе у непокретном слоју са аспекта утицаја промене параметара процеса," Универзитет у Новом Саду, 2017.
- [57] K. Svoboda, J. Martinec, M. Pohořelý, and D. Baxter, "Integration of biomass drying with combustion/gasification technologies and minimization of emissions of organic compounds," *Chem. Pap.*, vol. 63, no. 1, pp. 15–25, 2009, doi: 10.2478/s11696-008-0080-5.
- [58] "НАЦИОНАЛНИ АКЦИОНИ ПЛАН ЗА КОРИШЋЕЊЕ ОБНОВЉИВИХ ИЗВОРА ЕНЕРГИЈЕ РЕПУБЛИКЕ СРБИЈЕ." [https://www.mre.gov.rs/sites/default/files/2021/03/nacionalni\\_akcioni\\_plan\\_za\\_koriscenje\\_obnovljivih\\_izvora\\_energije\\_28\\_jun\\_2013.pdf](https://www.mre.gov.rs/sites/default/files/2021/03/nacionalni_akcioni_plan_za_koriscenje_obnovljivih_izvora_energije_28_jun_2013.pdf) (приступљено: 12.05.2025).
- [59] "БИОМАСА И NJENO KORIŠĆENJE U SISTEMIMA DALJINSKOG GREJANJA - ОПШТИ ПРИНЦИПИ." [https://keepwarmeurope.eu/fileadmin/user\\_upload/Learning\\_Centre/Serbia/T2.2-8\\_T2.3\\_2\\_OIE\\_sa\\_fokusom\\_na\\_biomasu.pdf](https://keepwarmeurope.eu/fileadmin/user_upload/Learning_Centre/Serbia/T2.2-8_T2.3_2_OIE_sa_fokusom_na_biomasu.pdf) (приступљено: 12.05.2025).
- [60] "RENEWABLES 2010 - GLOBAL STATUS REPORT," 2010. [https://www.ren21.net/Portals/0/documents/activities/gsr/REN21\\_GSR\\_2010\\_full\\_revised\\_Sept2010.pdf](https://www.ren21.net/Portals/0/documents/activities/gsr/REN21_GSR_2010_full_revised_Sept2010.pdf) (приступљено: 27.05.2025).
- [61] "RENEWABLES 2011 - GLOBAL STATUS REPORT," 2011. [https://www.ren21.net/wp-content/uploads/2019/05/GSR2011\\_Full-Report\\_English.pdf](https://www.ren21.net/wp-content/uploads/2019/05/GSR2011_Full-Report_English.pdf) (приступљено: 27.05.2025).
- [62] "RENEWABLES 2012 - GLOBAL STATUS REPORT," 2012. [https://www.ren21.net/Portals/0/documents/Resources/GSR2012\\_low\\_res\\_FINAL.pdf](https://www.ren21.net/Portals/0/documents/Resources/GSR2012_low_res_FINAL.pdf) (приступљено: 27.05.2025).
- [63] "RENEWABLES 2013 - GLOBAL STATUS REPORT," 2013. [https://www.ren21.net/wp-content/uploads/2019/05/GSR2013\\_Full-Report\\_English.pdf](https://www.ren21.net/wp-content/uploads/2019/05/GSR2013_Full-Report_English.pdf) (приступљено: 27.05.2025).
- [64] "RENEWABLES 2014 - GLOBAL STATUS REPORT," 2014. [https://www.ren21.net/wp-content/uploads/2019/05/GSR2014\\_Full-Report\\_English.pdf](https://www.ren21.net/wp-content/uploads/2019/05/GSR2014_Full-Report_English.pdf) (приступљено: 27.05.2025).
- [65] "RENEWABLES 2015 - GLOBAL STATUS REPORT," 2015. [https://www.ren21.net/wp-content/uploads/2019/05/GSR2015\\_Full-Report\\_English.pdf](https://www.ren21.net/wp-content/uploads/2019/05/GSR2015_Full-Report_English.pdf) (приступљено: 27.05.2025).
- [66] "RENEWABLES 2016 - GLOBAL STATUS REPORT," 2016.

- [https://www.ren21.net/wp-content/uploads/2019/05/REN21\\_GSR2016\\_FullReport\\_en\\_11.pdf](https://www.ren21.net/wp-content/uploads/2019/05/REN21_GSR2016_FullReport_en_11.pdf)  
(приступљено: 27.05.2025).
- [67] “RENEWABLES 2017 - GLOBAL STATUS REPORT,” 2017.  
[https://www.ren21.net/wp-content/uploads/2019/05/GSR2017\\_Full-Report\\_English.pdf](https://www.ren21.net/wp-content/uploads/2019/05/GSR2017_Full-Report_English.pdf) (приступљено: 27.05.2025).
- [68] “RENEWABLES 2018 - GLOBAL STATUS REPORT,” 2018.  
[https://www.ren21.net/wp-content/uploads/2019/05/GSR2018\\_Full-Report\\_English.pdf](https://www.ren21.net/wp-content/uploads/2019/05/GSR2018_Full-Report_English.pdf) (приступљено: 27.05.2025).
- [69] “RENEWABLES 2019 - GLOBAL STATUS REPORT,” 2019.  
[https://www.ren21.net/wp-content/uploads/2019/05/gsr\\_2019\\_full\\_report\\_en.pdf](https://www.ren21.net/wp-content/uploads/2019/05/gsr_2019_full_report_en.pdf) (приступљено: 27.05.2025).
- [70] “RENEWABLES 2020 - GLOBAL STATUS REPORT,” 2020.  
[https://www.ren21.net/wp-content/uploads/2019/05/gsr\\_2020\\_full\\_report\\_en.pdf](https://www.ren21.net/wp-content/uploads/2019/05/gsr_2020_full_report_en.pdf) (приступљено: 27.05.2025).
- [71] “RENEWABLES 2021 - GLOBAL STATUS REPORT,” 2021.  
[https://www.ren21.net/wp-content/uploads/2019/05/GSR2021\\_Full\\_Report.pdf](https://www.ren21.net/wp-content/uploads/2019/05/GSR2021_Full_Report.pdf) (приступљено: 27.05.2025).
- [72] H. Ritchie, P. Rosado, and M. Roser, “Fossil Fuels.”  
<https://ourworldindata.org/fossil-fuels> (приступљено: 27.05.2025).
- [73] H. Ritchie, P. Rosado, and M. Roser, “Nuclear Energy.”  
<https://ourworldindata.org/nuclear-energy> (приступљено: 27.05.2025).
- [74] H. Ritchie, M. Roser, and P. Rosado, “Renewable Energy.”  
<https://ourworldindata.org/renewable-energy> (приступљено: 27.05.2025).
- [75] L. S. Johansson, B. Leckner, L. Gustavsson, D. Cooper, C. Tullin, and A. Potter, “Emission characteristics of modern and old-type residential boilers fired with wood logs and wood pellets,” *Atmos. Environ.*, vol. 38, no. 25, pp. 4183–4195, 2004, doi: 10.1016/j.atmosenv.2004.04.020.
- [76] L. Deng, D. Torres-Rojas, M. Burford, T. H. Whitlow, J. Lehmann, and E. M. Fisher, “Fuel sensitivity of biomass cookstove performance,” *Appl. Energy*, vol. 215, no. November 2017, pp. 13–20, 2018, doi: 10.1016/j.apenergy.2018.01.091.
- [77] R. Karamarković, D. Todorović, Đ. Novčić, M. Obradović, and M. Nikolić, “Eksperimentalna ispitivanja gasifikacione komore kotla na drva,” in *Zbornik Međunarodnog kongresa o procesnoj industriji - Procesing*, 2023, pp. 63–72.  
<https://izdanja.smeits.rs/index.php/ptk/article/view/6869> (приступљено: 11.06.2025).
- [78] H. R., *Ecosystems and Human Well-being: Current State and Trends*, Volume 1. 2005.
- [79] Vučićević A., “Statistical Pocketbook of the Republic of Serbia 2020,” Belgrade,

2020. <https://publikacije.stat.gov.rs/G2020/PdfE/G202017013.pdf>  
(приступљено: 11.06.2025).
- [80] A. Azenic, "Performance Optimisation of a Residential Wood Log Burning Stove," University of Exeter, 2023. <https://ore.exeter.ac.uk/repository/handle/10871/132803> (приступљено: 11.06.2025).
- [81] W. Walborn, D. Squire, D. Walton, and G. Bird, "US20130186313A1," 2013 <https://patents.google.com/patent/US20130186313A1/en?q=US+2013%2F0186313+A1> (приступљено: 11.06.2025).
- [82] D. Brazier and M. Reese, "US20160290747A1," 2016 <https://patents.google.com/patent/US20160290747A1/en?q=US+2016%2F0290747> (приступљено: 11.06.2025).
- [83] "Wood gasification boilers HVS." Accessed: Mar. 10, 2023. <https://www.thebiomasshut.co.uk/products/25kw--100kw-wood-gasification-boiler-hvs-e.html> (приступљено: 11.06.2025).
- [84] D. Furman, "US8640655B2," 2008 [https://patents.google.com/patent/US8640655B2/en?q=\[15\]+US+8%2C640%2C655](https://patents.google.com/patent/US8640655B2/en?q=[15]+US+8%2C640%2C655) (приступљено: 11.06.2025).
- [85] "LUUMA Serie SH18kW and SH27kW." [https://luuma-energy.de/wp-content/uploads/2018/07/PRO\\_SH18\\_SH27\\_20180112\\_web.pdf](https://luuma-energy.de/wp-content/uploads/2018/07/PRO_SH18_SH27_20180112_web.pdf)  
(приступљено: 11.06.2025).
- [86] Đ. Novčić, M. Nikolić, R. Karamarković, and D. Šimunović, "Gradual combustion of wood logs by the use of preheated air," in *Proceedings X Triennial international conference heavy machinery – HM 2021*, Vrnjačka Banja, 2021, pp. 57–62. [https://www.researchgate.net/profile/Milos-Nikolic-5/publication/355699906\\_Gradual\\_combustion\\_of\\_wood\\_logs\\_by\\_the\\_use\\_of\\_preheated\\_air/links/617a49f2eef53e51e1f73988/Gradual-combustion-of-wood-logs-by-the-use-of-preheated-air.pdf](https://www.researchgate.net/profile/Milos-Nikolic-5/publication/355699906_Gradual_combustion_of_wood_logs_by_the_use_of_preheated_air/links/617a49f2eef53e51e1f73988/Gradual-combustion-of-wood-logs-by-the-use-of-preheated-air.pdf) (приступљено: 11.06.2025).
- [87] "Computational fluid dynamics (CFD)." [https://en.wikipedia.org/wiki/Computational\\_fluid\\_dynamics](https://en.wikipedia.org/wiki/Computational_fluid_dynamics)  
(приступљено: 18.06.2025).
- [88] A. Fluids, "CFD Simulation Software." <https://www.ansys.com/products/fluids> (приступљено: 18.06.2025).
- [89] "Ansys CFX: Turbomachinery CFD Software." <https://www.ansys.com/products/fluids/ansys-cfx> (приступљено: 18.06.2025).
- [90] М. Николић, "ПОВЕЋАЊЕ ЕНЕРГЕТСКЕ ЕФИКАСНОСТИ МАЛИХ ХИДРОЕЛЕКТРАНА," Универзитет у Крагујевцу, 2021. <https://nardus.mpn.gov.rs/handle/123456789/20997> (приступљено: 18.06.2025).
- [91] R. Buczyński, R. Weber, and A. Szlęk, "Innovative design solutions for small-scale domestic boilers: Combustion improvements using a CFD-based

- mathematical model," *J. Energy Inst.*, vol. 88, no. 1, pp. 53–63, 2015, doi: 10.1016/j.joei.2014.04.006.
- [92] "Phyllis2." <https://phyllis.nl/Biomass/View/62> (приступљено: 18.06.2025).
- [93] "Testo 606-1 - Moisture meter." <https://www.testo.com/en-US/testo-606-1/p/0560-6060> (приступљено: 18.06.2025).
- [94] P. Motyl, D. Król, S. Poskrobko, and M. Juszczyk, "Numerical modelling and experimental verification of the low-emission biomass combustion process in a domestic boiler with flue gas flow around the combustion chamber," *Energies*, vol. 13, no. 21, 2020, doi: 10.3390/en13215837.
- [95] "OMNI Calculator." <https://www.omnicalculator.com/physics/flow-rate#how-to-calculate-flow-rate-flow-rate-formulas> (приступљено: 18.06.2025).
- [96] L. Chanphavong, K. A. Al-Attab, and Z. A. Zainal, "Flameless Combustion Characteristics of Producer Gas Premixed Charge in a Cyclone Combustor," *Flow, Turbul. Combust.*, vol. 103, no. 3, pp. 731–750, 2019, doi: 10.1007/s10494-019-00043-x.
- [97] P. Drosatos, A. Nesiadis, N. Nikolopoulos, N. Margaritis, P. Grammelis, and E. Kakaras, "CFD Simulation of Domestic Gasification Boiler," *J. Energy Eng.*, vol. 143, no. 2, pp. 1–19, 2017, doi: 10.1061/(asce)ey.1943-7897.0000406.
- [98] M. Buchmayr, J. Gruber, M. Hargassner, and C. Hochenauer, "Experimental investigation of the primary combustion zone during staged combustion of wood-chips in a commercial small-scale boiler," *Biomass and Bioenergy*, vol. 81, pp. 356–363, 2015, doi: 10.1016/j.biombioe.2015.07.016.
- [99] G. Caposciutti *et al.*, "Experimental investigation on biomass shrinking and swelling behaviour: Particles pyrolysis and wood logs combustion," *Biomass and Bioenergy*, vol. 123, no. January 2019, pp. 1–13, 2019, doi: 10.1016/j.biombioe.2019.01.044.
- [100] T. Kirch, P. R. Medwell, C. H. Birzer, and P. J. van Eyk, "Feedstock Dependence of Emissions from a Reverse-Downdraft Gasifier Cookstove," *Energy Sustain. Dev.*, vol. 56, pp. 42–50, 2020, doi: 10.1016/j.esd.2020.02.008.
- [101] T. Kirch, P. R. Medwell, C. H. Birzer, and P. J. Van Eyk, "Influences of Fuel Bed Depth and Air Supply on Small-Scale Batch-Fed Reverse Downdraft Biomass Conversion," *Energy and Fuels*, vol. 32, no. 8, pp. 8507–8518, 2018, doi: 10.1021/acs.energyfuels.8b01699.
- [102] "ITEM Consult' ltd, 'Test Report,'" Sofia, Bulgaria, 2018.
- [103] "Testo 616 - Moisture meter." <https://www.testo.com/en-US/testo-616/p/0560-6160> (приступљено: 25.06.2025).
- [104] P. Hasler and T. Nussbaumer, "Sampling and analysis of particles and tars from biomass gasifiers," *Biomass and Bioenergy*, vol. 18, no. 1, pp. 61–66, 2000, doi: 10.1016/S0961-9534(99)00071-9.
- [105] R. Karamarkovic and V. Karamarkovic, "Energy and exergy analysis of biomass gasification at different temperatures," *Energy*, vol. 35, no. 2, pp. 537–549, 2010,

- doi: 10.1016/j.energy.2009.10.022.
- [106] R. M. Karamarković, V. M. Karamarković, A. M. Jovović, M. R. Marašević, and A. D. Lazarević, "Biomass gasification with preheated air: Energy and exergy analysis," *Therm. Sci.*, vol. 16, no. 2, pp. 535–550, 2012, doi: 10.2298/TSCI110708011K.
- [107] R. C. Gupta, *Fuels, Furnaces and Refractories*. PHI Learning, 2017.
- [108] P. Sengupta, *Refractories for the Chemical Industries*. 2020. doi: 10.1007/978-3-030-61240-5.
- [109] A. Terzić, "Uticaj mikrostrukture na svojstva vatrostalnih betona," Univerzitet u Beogradu, 2009. <https://nardus.mppn.gov.rs/bitstream/id/17779/Disertacija.pdf> (приступљено: 08.07.2025).
- [110] S. Martinović, "Ispitivanje uticaja temperature sinterovanja na termostabilnost niskocementnih visokoaluminatnih vatrostalnih betona," Univerzitet u Beogradu, 2011. <https://core.ac.uk/download/296573126.pdf> (приступљено: 08.07.2025).
- [111] "Fire Brick and Refractory Brick." <https://brickwoodovens.com/pages/fire-brick> (приступљено: 08.07.2025).
- [112] Harbison-Walker, "Harbison-Walker Handbook of Refractory Practice," 2005, [https://www.mha-net.org/docs/Harbison\\_Walker\\_2005\\_Handbook.pdf](https://www.mha-net.org/docs/Harbison_Walker_2005_Handbook.pdf) (приступљено: 08.07.2025).
- [113] "Ansys Fluent - Fluid Simulation Software." <https://www.ansys.com/products/fluids/ansys-fluent> (приступљено: 08.07.2025).
- [114] M. G. Nugraha, H. Saptoadi, M. Hidayat, B. Andersson, and R. Andersson, "Particulate matter reduction in residual biomass combustion," *Energies*, vol. 14, no. 11, 2021, doi: 10.3390/en14113341.
- [115] "Ansys Mesh Metrics Explained." <https://www.mechead.com/mesh-quality-checking-ansys-workbench/> (приступљено: 08.07.2025).
- [116] "KERUI Refractory." <https://keruirefra.com/alumina-silica-refractory-brick/> (приступљено: 20.07.2025).
- [117] Osterode A., "D6 Properties of Solids and Solid Materials," *VDI Heat Atlas, Springer*, pp. 581–590, 2010, doi: [https://doi.org/10.1007/978-3-540-77877-6\\_26](https://doi.org/10.1007/978-3-540-77877-6_26).
- [118] "The Engineering ToolBox, Higher Calorific Values of Common Fuels: Reference & Data." [https://www.engineeringtoolbox.com/fuels-higher-calorific-values-d\\_169.html?utm\\_source=chatgpt.com](https://www.engineeringtoolbox.com/fuels-higher-calorific-values-d_169.html?utm_source=chatgpt.com) (приступљено: 20.07.2025).
- [119] "Heat of combustion." [https://en.wikipedia.org/wiki/Heat\\_of\\_combustion?utm\\_source=chatgpt.com](https://en.wikipedia.org/wiki/Heat_of_combustion?utm_source=chatgpt.com) (приступљено: 20.07.2025).
- [120] M. Kleiber and R. Joh, "D3 Properties of Pure Fluid Substances," *VDI Heat Atlas*,

- Springer*, pp. 301–418, 2010, doi: [https://doi.org/10.1007/978-3-540-77877-6\\_18](https://doi.org/10.1007/978-3-540-77877-6_18).
- [121] “Wood gasification boiler BLAZE GREEN.” <https://www.blazeharmony.com/en/www/wood-boilers/gasification-boiler-blaze-green> (приступљено: 20.07.2025).
- [122] “Wood and coal gasification boiler ORLAN SUPER.” <https://kotly.com/gb/1766-wood-and-coal-gasification-boiler-orlan-super.html> (приступљено: 20.07.2025).
- [123] “S3 Turbo wood boiler.” <https://www.froeling.com/en-gb/products/firewood-boiler/s3-turbo/> (приступљено: 20.07.2025).
- [124] “Emissivity of Specific Materials.” [https://www.coleparmer.com/tech-article/emissivity-of-specific-materials?utm\\_source=chatgpt.com](https://www.coleparmer.com/tech-article/emissivity-of-specific-materials?utm_source=chatgpt.com) (приступљено: 20.07.2025).
- [125] “Microsoft Excel.” <https://www.microsoft.com/en-us/microsoft-365/excel> (приступљено: 20.07.2025).
- [126] Đ. A. Novčić, M. V. Nikolić, D. M. Todorović, R. M. Karamarković, and M. O. Obradović, “EXPERIMENTAL AND CFD ANALYSIS OF WIRE COIL TURBULATORS IN BIOMASS BOILERS,” *Therm. Sci.*, vol. 27, no. 1 Part A, pp. 71–87, 2023, doi: <https://doi.org/10.2298/TSCI2301071N>.
- [127] S. Liu and M. Sakr, “A comprehensive review on passive heat transfer enhancements in pipe exchangers,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 19, pp. 64–81, 2013, doi: 10.1016/j.rser.2012.11.021.
- [128] M. Malinovec Puček, “Razvoj metode rješavanja problema kondenzacije u niskotemperaturnom toplovodnom kotlu,” SVEUČILIŠTE U ZAGREBU FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE, 2009. <https://repozitorij.fsb.unizg.hr/islandora/object/fsb:6589/datastream/PDF/view> (приступљено: 04.08.2025).
- [129] A. Kumar and B. N. Prasad, “Investigation of twisted tape inserted solar water heaters - Heat transfer, friction factor and thermal performance results,” *Renew. Energy*, vol. 19, no. 3, pp. 379–398, 2000, doi: 10.1016/S0960-1481(99)00061-0.
- [130] W. Noothong, S. Eiamsa-Ard, and P. Promvonge, “Effect of twisted-tape inserts on heat transfer in a tube,” 2006, pp. 21–23. <https://www.semanticscholar.org/paper/Effect-of-Twisted-tape-Inserts-on-Heat-Transfer-in-Noothong-Eiamsa-ard/e2840cb96307a2957903d316aca0e82294bdf0af> (приступљено: 04.08.2025).
- [131] S. Jaisankar, T. K. Radhakrishnan, K. N. Sheeba, and S. Suresh, “Experimental investigation of heat transfer and friction factor characteristics of thermosyphon solar water heater system fitted with spacer at the trailing edge of Left-Right twisted tapes,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 50, no. 10, pp. 2638–2649, 2009, doi: 10.1016/j.enconman.2009.06.019.
- [132] S. Jaisankar, T. K. Radhakrishnan, and K. N. Sheeba, “Experimental studies on heat transfer and friction factor characteristics of thermosyphon solar water heater system fitted with spacer at the trailing edge of twisted tapes,” *Appl.*

- Therm. Eng.*, vol. 29, no. 5–6, pp. 1224–1231, 2009, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2008.06.009.
- [133] S. Jaisankar, T. K. Radhakrishnan, and K. N. Sheeba, “Experimental studies on heat transfer and thermal performance characteristics of thermosyphon solar water heating system with helical and Left-Right twisted tapes,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 52, no. 5, pp. 2048–2055, 2011, doi: 10.1016/j.enconman.2010.11.024.
- [134] S. Eiamsa-ard, C. Thianpong, P. Eiamsa-ard, and P. Promvonge, “Thermal characteristics in a heat exchanger tube fitted with dual twisted tape elements in tandem,” *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 37, no. 1, pp. 39–46, 2010, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2009.08.010.
- [135] S. R. Krishna, G. Pathipaka, and P. Sivashanmugam, “Heat transfer and pressure drop studies in a circular tube fitted with straight full twist,” *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 33, no. 3, pp. 431–438, 2009, doi: 10.1016/j.expthermflusci.2008.10.007.
- [136] S. Eiamsa-ard, K. Wongcharee, P. Eiamsa-ard, and C. Thianpong, “Heat transfer enhancement in a tube using delta-winglet twisted tape inserts,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 30, no. 4, pp. 310–318, 2010, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2009.09.006.
- [137] P. Murugesan, K. Mayilsamy, S. Suresh, and P. S. S. Srinivasan, “Heat transfer and pressure drop characteristics of turbulent flow in a tube fitted with trapezoidal-cut twisted tape insert,” *Int. J. Acad. Res.*, vol. 1, pp. 123–128, 2009, [https://www.academia.edu/1173655/Heat\\_transfer\\_and\\_pressure\\_drop\\_characteristics\\_of\\_turbulent\\_flow\\_in\\_a\\_tube\\_fitted\\_with\\_trapezoidal\\_cut\\_twisted\\_tape\\_insert](https://www.academia.edu/1173655/Heat_transfer_and_pressure_drop_characteristics_of_turbulent_flow_in_a_tube_fitted_with_trapezoidal_cut_twisted_tape_insert) (приступљено: 04.08.2025).
- [138] S. Eiamsa-ard, P. Seemawute, and K. Wongcharee, “Influences of peripherally-cut twisted tape insert on heat transfer and thermal performance characteristics in laminar and turbulent tube flows,” *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 34, no. 6, pp. 711–719, 2010, doi: 10.1016/j.expthermflusci.2009.12.013.
- [139] S. R. Shabaniyan, M. Rahimi, M. Shahhosseini, and A. A. Alsairafi, “CFD and experimental studies on heat transfer enhancement in an air cooler equipped with different tube inserts,” *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 38, no. 3, pp. 383–390, 2011, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2010.12.015.
- [140] E. Z. Ibrahim, “Augmentation of laminar flow and heat transfer in flat tubes by means of helical screw-tape inserts,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 52, no. 1, pp. 250–257, 2011, doi: 10.1016/j.enconman.2010.06.065.
- [141] P. Sivashanmugam and P. K. Nagarajan, “Studies on heat transfer and friction factor characteristics of laminar flow through a circular tube fitted with right and left helical screw-tape inserts,” *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 32, no. 1, pp. 192–197, 2007, doi: 10.1016/j.expthermflusci.2007.03.005.
- [142] C. Thianpong, P. Eiamsa-ard, K. Wongcharee, and S. Eiamsa-ard, “Compound heat transfer enhancement of a dimpled tube with a twisted tape swirl generator,” *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 36, no. 7, pp. 698–704, 2009, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2009.03.026.
- [143] S. N. Sarada, A. S. R. Raju, K. K. Radha, and L. S. Sunder, “Enhancement of heat

- transfer using varying width twisted tape inserts," *Int. J. Eng. Sci. Technol.*, vol. 2, no. 6, pp. 107–118, 2011, doi: 10.4314/ijest.v2i6.63702.
- [144] S. Eiamsa-ard, C. Thianpong, P. Eiamsa-ard, and P. Promvonge, "Convective heat transfer in a circular tube with short-length twisted tape insert," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 36, no. 4, pp. 365–371, 2009, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2009.01.006.
- [145] P. Seemawute and S. Eiamsa-ard, "Thermohydraulics of turbulent flow through a round tube by a peripherally-cut twisted tape with an alternate axis," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 37, no. 6, pp. 652–659, 2010, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2010.03.005.
- [146] S. Eiamsa-ard, "Study on thermal and fluid flow characteristics in turbulent channel flows with multiple twisted tape vortex generators," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 37, no. 6, pp. 644–651, 2010, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2010.02.004.
- [147] S. Eiamsa-ard, K. Wongcharee, P. Eiamsa-ard, and C. Thianpong, "Thermohydraulic investigation of turbulent flow through a round tube equipped with twisted tapes consisting of centre wings and alternate-axes," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 34, no. 8, pp. 1151–1161, 2010, doi: 10.1016/j.expthermflusci.2010.04.004.
- [148] K. Wongcharee and S. Eiamsa-ard, "Heat transfer enhancement by twisted tapes with alternate-axes and triangular, rectangular and trapezoidal wings," *Chem. Eng. Process. Process Intensif.*, vol. 50, no. 2, pp. 211–219, 2011, doi: 10.1016/j.cep.2010.11.012.
- [149] S. Eiamsa-ard and P. Promvonge, "Thermal characteristics in round tube fitted with serrated twisted tape," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 30, no. 13, pp. 1673–1682, 2010, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2010.03.026.
- [150] P. Murugesan, K. Mayilsamy, S. Suresh, and P. S. S. Srinivasan, "Heat transfer and pressure drop characteristics in a circular tube fitted with and without V-cut twisted tape insert," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 38, no. 3, pp. 329–334, 2011, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2010.11.010.
- [151] P. Sivashanmugam and S. Suresh, "Experimental studies on heat transfer and friction factor characteristics of laminar flow through a circular tube fitted with helical screw-tape inserts," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 26, no. 16, pp. 1990–1997, 2006, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2006.01.008.
- [152] P. Murugesan, K. Mayilsamy, and S. Suresh, "Heat transfer and friction factor studies in a circular tube fitted with twisted tape consisting of wire-nails," *Chinese J. Chem. Eng.*, vol. 18, no. 6, pp. 1038–1042, 2010, doi: 10.1016/S1004-9541(09)60166-X.
- [153] P. Promvonge, "Thermal performance in circular tube fitted with coiled square wires," *Energy Convers. Manag.*, vol. 49, no. 5, pp. 980–987, 2008, doi: 10.1016/j.enconman.2007.10.005.
- [154] S. Eiamsa-ard, P. Nivesrangan, S. Chokphoemphun, and P. Promvonge,

- "Influence of combined non-uniform wire coil and twisted tape inserts on thermal performance characteristics," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 37, no. 7, pp. 850–856, 2010, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2010.05.012.
- [155] K. Yakut and B. Sahin, "The effects of vortex characteristics on performance of coiled wire turbulators used for heat transfer augmentation," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 24, no. 16, pp. 2427–2438, 2004, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2004.03.008.
- [156] P. Promvonge, "Thermal augmentation in circular tube with twisted tape and wire coil turbulators," *Energy Convers. Manag.*, vol. 49, no. 11, pp. 2949–2955, 2008, doi: 10.1016/j.enconman.2008.06.022.
- [157] S. Gunes, V. Ozceyhan, and O. Buyukalaca, "Heat transfer enhancement in a tube with equilateral triangle cross sectioned coiled wire inserts," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 34, no. 6, pp. 684–691, 2010, doi: 10.1016/j.expthermflusci.2009.12.010.
- [158] D. Muñoz-Esparza and E. Sanmiguel-Rojas, "Numerical simulations of the laminar flow in pipes with wire coil inserts," *Comput. Fluids*, vol. 44, no. 1, pp. 169–177, 2011, doi: 10.1016/j.compfluid.2010.12.034.
- [159] I. Kurtbaş, F. Gülçimen, A. Akbulut, and D. Buran, "Heat transfer augmentation by swirl generators inserted into a tube with constant heat flux," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 36, no. 8, pp. 865–871, 2009, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2009.04.011.
- [160] M. Yilmaz, O. Comakli, S. Yapici, and O. N. Sara, "Heat transfer and friction characteristics in decaying swirl flow generated by different radial guide vane swirl generators," *Energy Convers. Manag.*, vol. 44, no. 2, pp. 283–300, 2003, doi: 10.1016/S0196-8904(02)00053-5.
- [161] B. A. Saraç and T. Bali, "An experimental study on heat transfer and pressure drop characteristics of decaying swirl flow through a circular pipe with a vortex generator," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 32, no. 1, pp. 158–165, 2007, doi: 10.1016/j.expthermflusci.2007.03.002.
- [162] S. Eiamsa-ard, S. Rattanawong, and P. Promvonge, "Turbulent convection in round tube equipped with propeller type swirl generators," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 36, no. 4, pp. 357–364, 2009, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2009.01.007.
- [163] C. S. Yang, D. Z. Jeng, Y. J. Yang, H. R. Chen, and C. Gau, "Experimental study of pre-swirl flow effect on the heat transfer process in the entry region of a convergent pipe," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 35, no. 1, pp. 73–81, 2011, doi: 10.1016/j.expthermflusci.2010.08.008.
- [164] P. Promvonge, "Heat transfer behaviors in round tube with conical ring inserts," *Energy Convers. Manag.*, vol. 49, no. 1, pp. 8–15, 2008, doi: 10.1016/j.enconman.2007.06.009.
- [165] P. Promvonge and S. Eiamsa-ard, "Heat transfer enhancement in a tube with combined conical-nozzle inserts and swirl generator," *Energy Convers. Manag.*, vol. 47, no. 18–19, pp. 2867–2882, 2006, doi: 10.1016/j.enconman.2006.03.034.

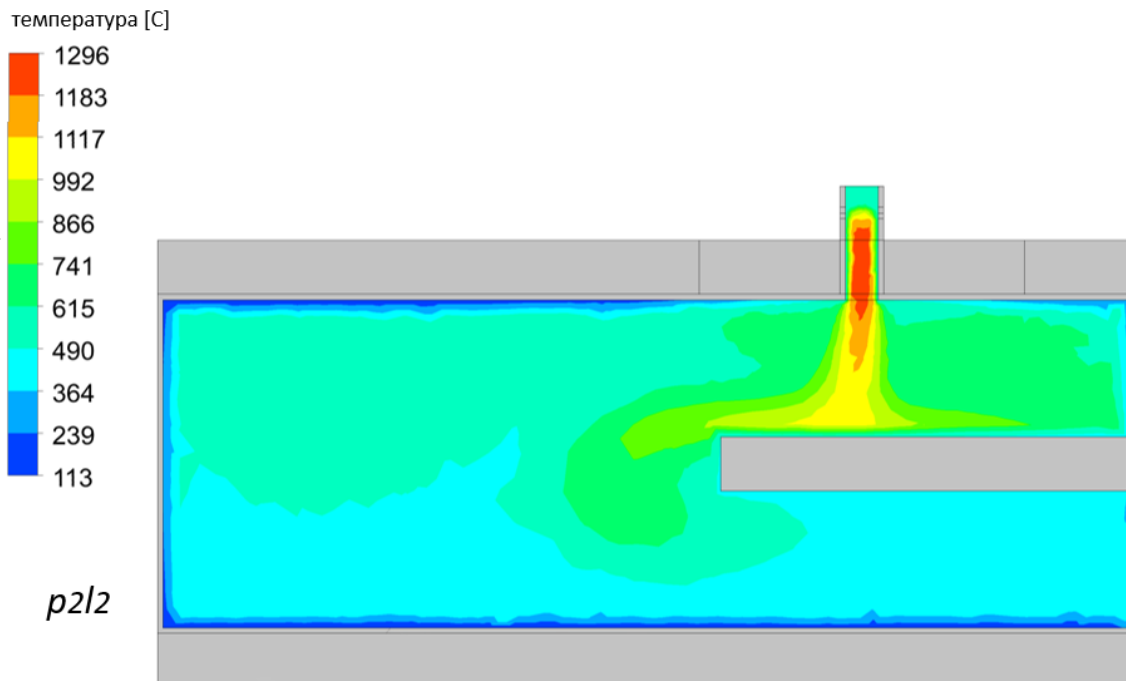
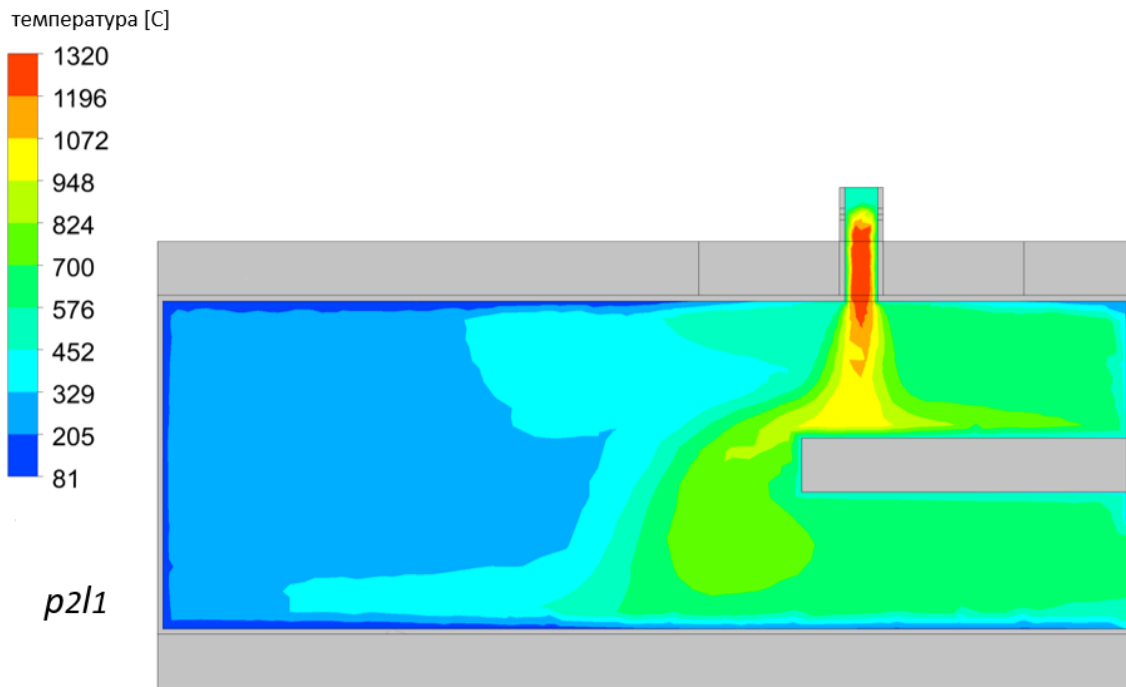
- [166] P. Promvonge and S. Eiamsa-ard, "Heat transfer and turbulent flow friction in a circular tube fitted with conical-nozzle turbulators," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 34, no. 1, pp. 72–82, 2007, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2006.08.003.
- [167] S. Eiamsa-ard and P. Promvonge, "Experimental investigation of heat transfer and friction characteristics in a circular tube fitted with V-nozzle turbulators," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 33, no. 5, pp. 591–600, 2006, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2006.02.022.
- [168] A. R. Anvari, R. Lotfi, A. M. Rashidi, and S. Sattari, "Experimental research on heat transfer of water in tubes with conical ring inserts in transient regime," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 38, no. 5, pp. 668–671, 2011, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2011.03.016.
- [169] P. Promvonge and S. Eiamsa-ard, "Heat transfer behaviors in a tube with combined conical-ring and twisted-tape insert," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 34, no. 7, pp. 849–859, 2007, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2007.03.019.
- [170] P. Promvonge and S. Eiamsa-ard, "Heat transfer in a circular tube fitted with free-spacing snail entry and conical-nozzle turbulators," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 34, no. 7, pp. 838–848, 2007, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2007.03.020.
- [171] P. Promvonge and S. Eiamsa-ard, "Heat transfer augmentation in a circular tube using V-nozzle turbulator inserts and snail entry," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 32, no. 1, pp. 332–340, 2007, doi: 10.1016/j.expthermflusci.2007.04.010.
- [172] S. Eiamsa-ard and P. Promvonge, "Thermal characterization of turbulent tube flows over diamond-shaped elements in tandem," *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 49, no. 6, pp. 1051–1062, 2010, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2009.12.003.
- [173] V. Kongkaitpaiboon, K. Nanan, and S. Eiamsa-ard, "Experimental investigation of heat transfer and turbulent flow friction in a tube fitted with perforated conical-rings," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 37, no. 5, pp. 560–567, 2010, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2009.12.015.
- [174] X. wei Li, J. an Meng, and Z. yuan Guo, "Turbulent flow and heat transfer in discrete double inclined ribs tube," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 52, no. 3–4, pp. 962–970, 2009, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.07.027.
- [175] P. Naphon, M. Nuchjapo, and J. Kurujareon, "Tube side heat transfer coefficient and friction factor characteristics of horizontal tubes with helical rib," *Energy Convers. Manag.*, vol. 47, no. 18–19, pp. 3031–3044, 2006, doi: 10.1016/j.enconman.2006.03.023.
- [176] T. Chompookham, C. Thianpong, S. Kwankaomeng, and P. Promvonge, "Heat transfer augmentation in a wedge-ribbed channel using winglet vortex generators," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 37, no. 2, pp. 163–169, 2010, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2009.09.012.
- [177] P. Promvonge, T. Chompookham, S. Kwankaomeng, and C. Thianpong, "Enhanced heat transfer in a triangular ribbed channel with longitudinal vortex

- generators," *Energy Convers. Manag.*, vol. 51, no. 6, pp. 1242–1249, 2010, doi: 10.1016/j.enconman.2009.12.035.
- [178] J. A. Meng, X. G. Liang, and Z. X. Li, "Field synergy optimization and enhanced heat transfer by multi-longitudinal vortexes flow in tube," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 48, no. 16, pp. 3331–3337, 2005, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.02.035.
- [179] N. Depaiwa, T. Chompookham, and P. Promvonge, "Thermal enhancement in a solar air heater channel using rectangular winglet vortex generators," *Energy Sustain. Dev. Issues Strateg.*, no. 2, 2010.
- [180] P. Promvonge, C. Khanoknaiyakarn, S. Kwankaomeng, and C. Thianpong, "Thermal behavior in solar air heater channel fitted with combined rib and delta-winglet," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 38, no. 6, pp. 749–756, 2011, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2011.03.014.
- [181] S. Eiamsa-ard, S. Pethkool, C. Thianpong, and P. Promvonge, "Turbulent flow heat transfer and pressure loss in a double pipe heat exchanger with louvered strip inserts," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 35, no. 2, pp. 120–129, 2008, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2007.07.003.
- [182] A. García, P. G. Vicente, and A. Viedma, "Experimental study of heat transfer enhancement with wire coil inserts in laminar-transition-turbulent regimes at different Prandtl numbers," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 48, no. 21–22, pp. 4640–4651, 2005, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.04.024.
- [183] A. García, J. P. Solano, P. G. Vicente, and A. Viedma, "The influence of artificial roughness shape on heat transfer enhancement: Corrugated tubes, dimpled tubes and wire coils," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 35, no. 1, pp. 196–201, 2012, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2011.10.030.
- [184] Y. Hong, J. Du, S. Wang, S. M. Huang, and W. B. Ye, "Heat transfer and fluid flow behaviors in a tube with modified wire coils," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 124, pp. 1347–1360, 2018, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.04.017.
- [185] E. Gholamalizadeh, E. Hosseini, M. Babaei Jamnani, A. Amiri, A. Dehghan saee, and A. Alimoradi, "Study of intensification of the heat transfer in helically coiled tube heat exchangers via coiled wire inserts," *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 141, no. March, pp. 72–83, 2019, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2019.03.029.
- [186] V. Kongkaitpaiboon, K. Nanan, and S. Eiamsa-ard, "Experimental investigation of convective heat transfer and pressure loss in a round tube fitted with circular-ring turbulators," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 37, no. 5, pp. 568–574, 2010, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2009.12.016.
- [187] J. Y. San, W. C. Huang, and C. A. Chen, "Experimental investigation on heat transfer and fluid friction correlations for circular tubes with coiled-wire inserts," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 65, pp. 8–14, 2015, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2015.04.008.
- [188] S. Gunes, V. Ozceyhan, and O. Buyukalaca, "The experimental investigation of heat transfer and pressure drop in a tube with coiled wire inserts placed

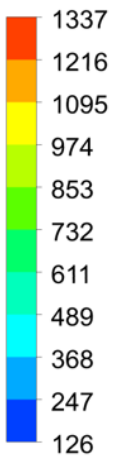
- separately from the tube wall," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 30, no. 13, pp. 1719–1725, 2010, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2010.04.001.
- [189] M. Abbaspour, S. S. Mousavi Ajarostaghi, S. A. H. Hejazi Rad, and M. Nimafar, "Heat transfer improvement in a tube by inserting perforated conical ring and wire coil as turbulators," *Heat Transf.*, vol. 50, no. 6, pp. 6164–6188, 2021, doi: 10.1002/htj.22167.
- [190] S. K. Singh and J. Sarkar, "Improving hydrothermal performance of hybrid nanofluid in double tube heat exchanger using tapered wire coil turbulator," *Adv. Powder Technol.*, vol. 31, no. 5, pp. 2092–2100, 2020, doi: 10.1016/j.appt.2020.03.002.
- [191] H. Karakaya and A. Durmuş, "Heat transfer and exergy loss in conical spring turbulators," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 60, no. 1, pp. 756–762, 2013, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.01.054.
- [192] O. Keklikcioglu and V. Ozceyhan, "Heat transfer augmentation in a tube with conical wire coils using a mixture of ethylene glycol/water as a fluid," *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 171, no. August 2021, p. 107204, 2022, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2021.107204.
- [193] S. D. Knežević, R. M. Karamarković, V. M. Karamarković, and N. P. Stojić, "Radiant recuperator modeling and design," *Therm. Sci.*, vol. 21, no. 2, pp. 1119–1134, 2017, doi: 10.2298/TSCI160707232K.
- [194] V. Gnielinski, "G1 Heat Transfer in Pipe Flow," *VDI Heat Atlas, Springer*, pp. 691–700, 2010, doi: [https://doi.org/10.1007/978-3-540-77877-6\\_34](https://doi.org/10.1007/978-3-540-77877-6_34).
- [195] D. Sofialidis, "Boundary Conditions & Solver Settings," 2013. [https://events.prace-ri.eu/event/156/contributions/6/attachments/65/89/Fluent-Intro\\_14.5\\_L02\\_BoundaryConditionsSolverSettings.pdf](https://events.prace-ri.eu/event/156/contributions/6/attachments/65/89/Fluent-Intro_14.5_L02_BoundaryConditionsSolverSettings.pdf) (приступљено: 04.08.2025).
- [196] D. Vortmeyer and S. Kabelac, "K2 View Factors," *VDI Heat Atlas, Springer*, pp. 961–978, 2010.
- [197] H. Martin and B. Gambert, "G5 Heat Transfer to Single Cylinders, Wires, and Fibers in Longitudinal Flow," *VDI Heat Atlas, Springer*, pp. 717–721, 2010.
- [198] M. Kleiber and R. Joh, "Properties of Selected Important Pure Substances," *VDI Heat Atlas, Springer*, vol. 2nd ed., pp. 153–299, 2010.
- [199] A. Pfennig, "D5 Properties of Multicomponent Fluid Mixtures," *VDI Heat Atlas, Springer*, vol. 2nd ed., pp. 531–550, 2010.
- [200] "The Engineering ToolBox, Fans - Efficiency and Power Consumption." [https://www.engineeringtoolbox.com/fans-efficiency-power-consumption-d\\_197.html](https://www.engineeringtoolbox.com/fans-efficiency-power-consumption-d_197.html) (приступљено: 04.08.2025).
- [201] R. Kramreiter, M. Url, J. Kotik, and H. Hofbauer, "Experimental investigation of a 125 kW twin-fire fixed bed gasification pilot plant and comparison to the results of a 2 MW combined heat and power plant (CHP)," *Fuel Process. Technol.*,



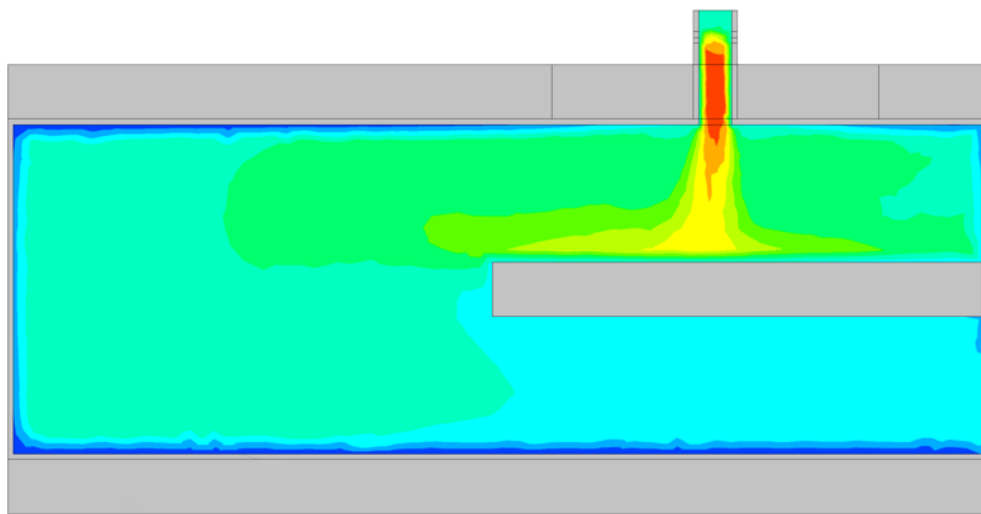
ПРИЛОГ 1. Резултати CFD симулација температурског поља димног гаса



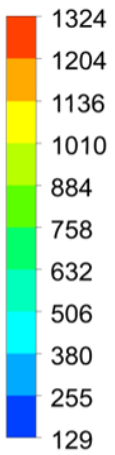
температура [C]



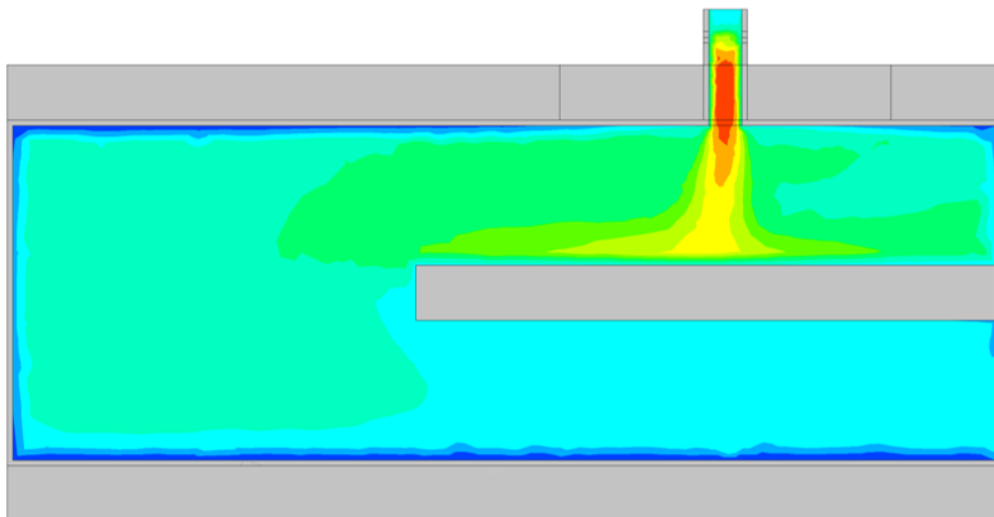
p2l3



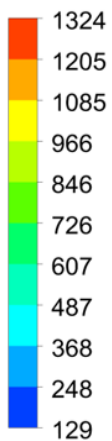
температура [C]



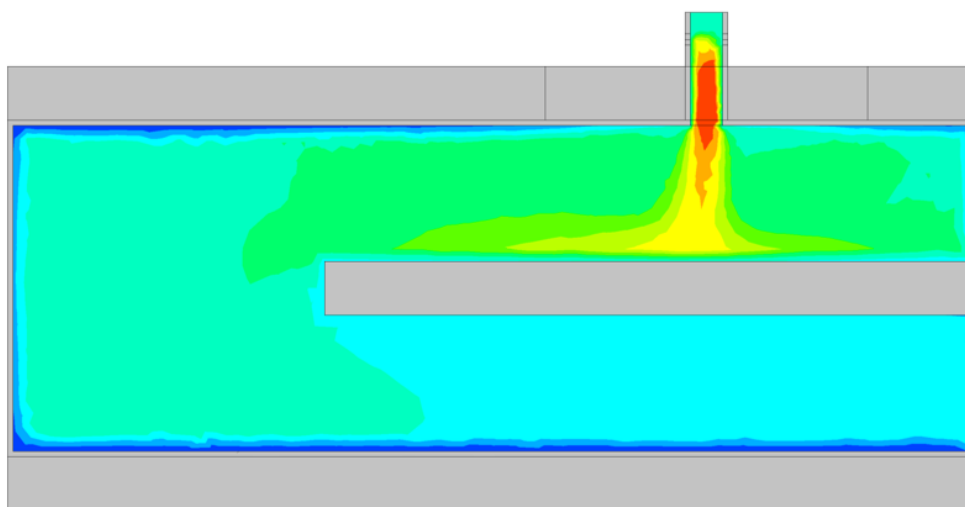
p2l4



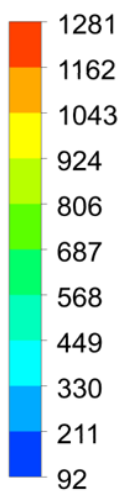
температура [C]



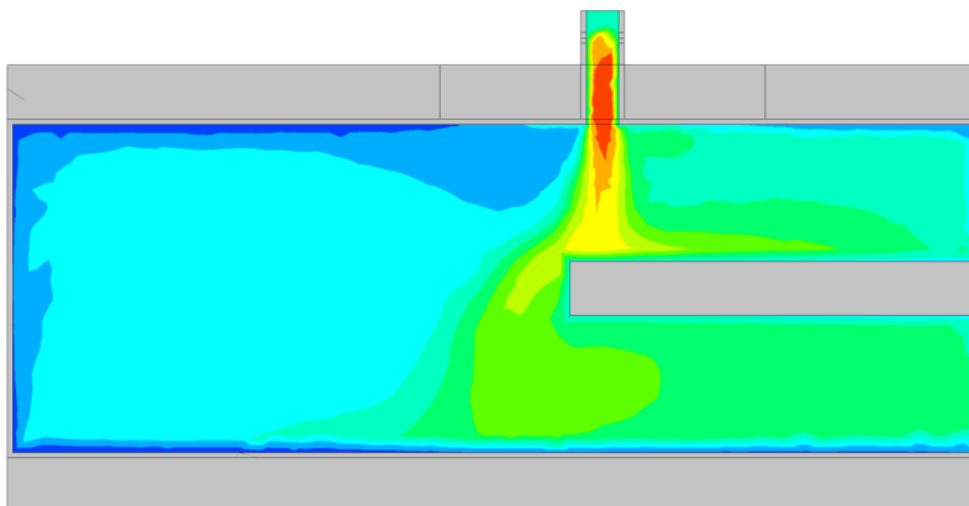
p2/5



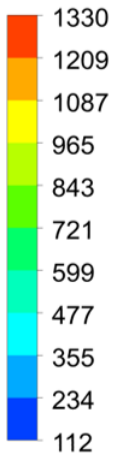
температура [C]



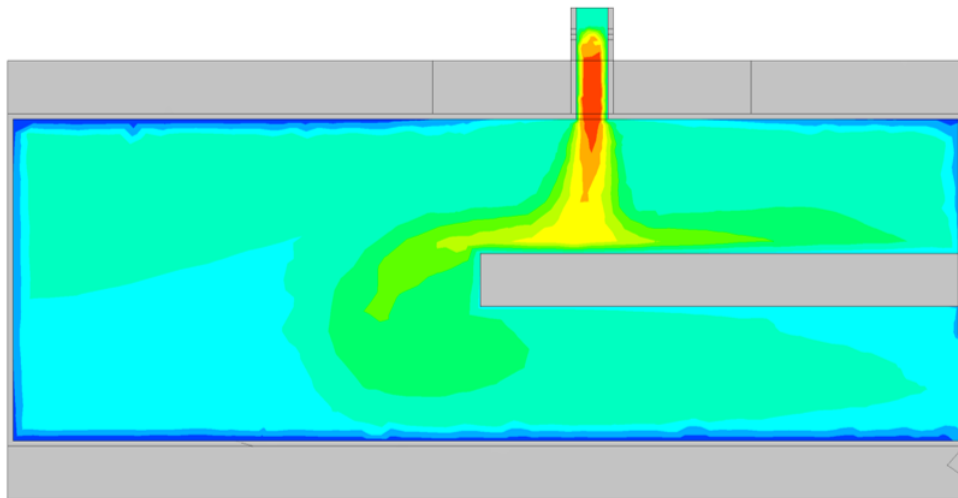
p3/2



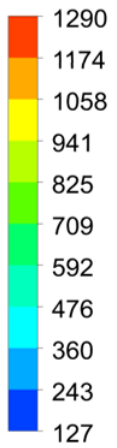
температура [C]



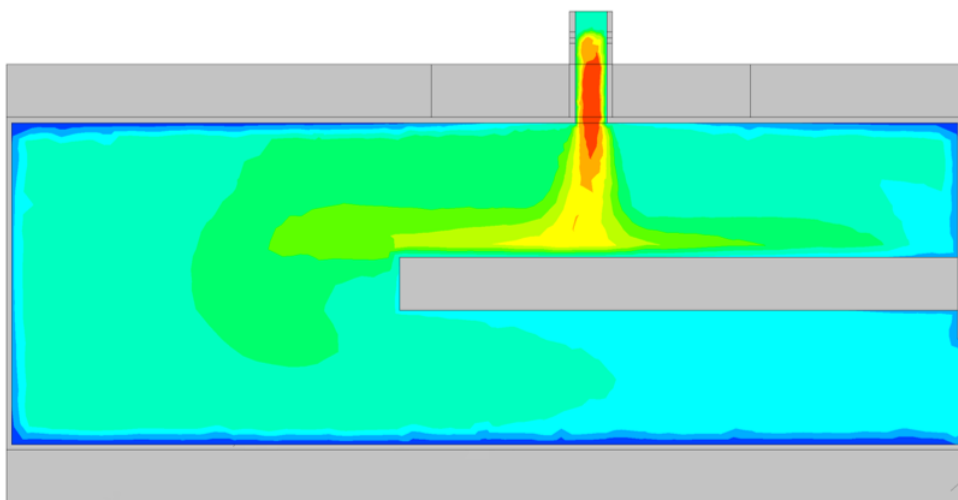
p3/3

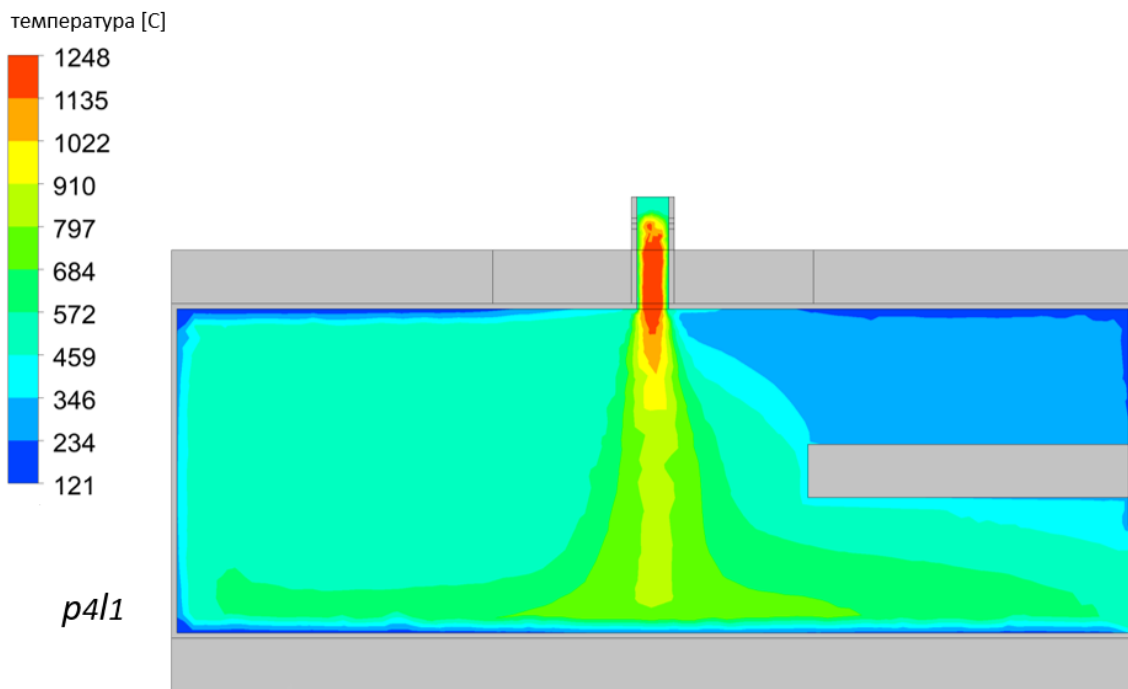
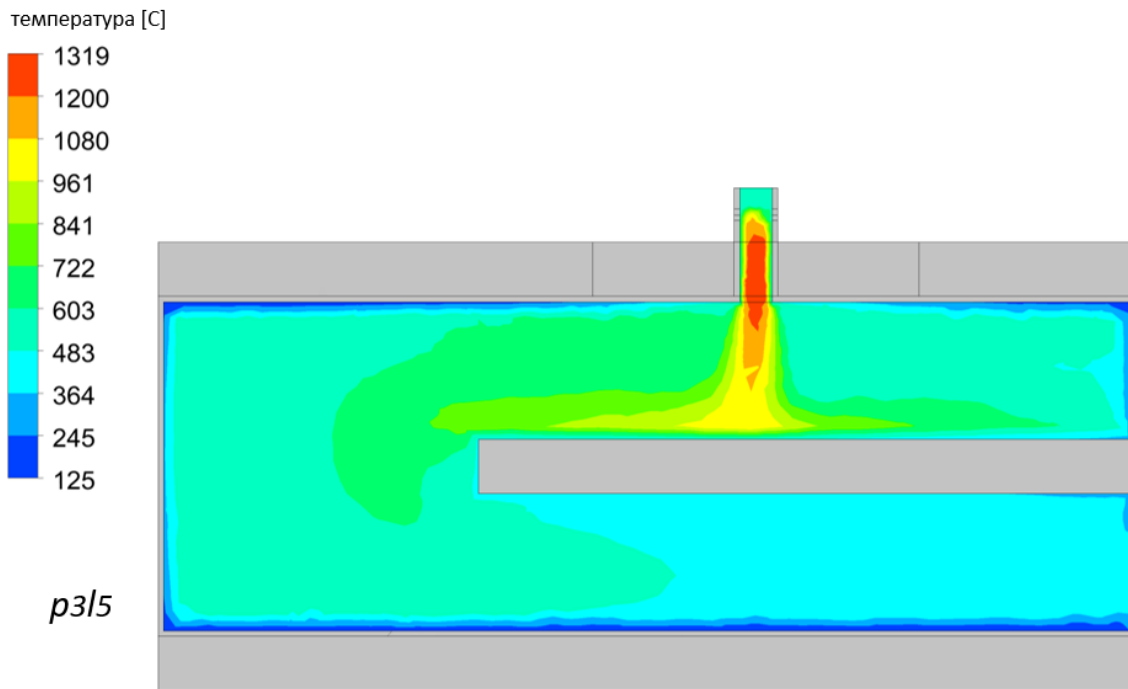


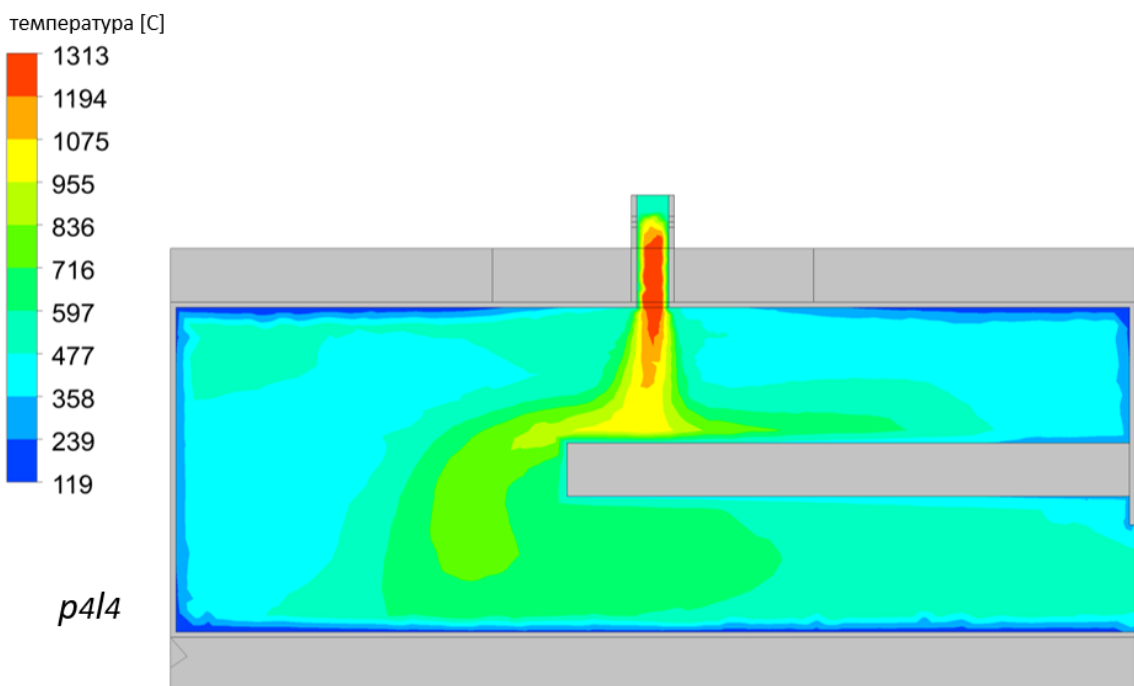
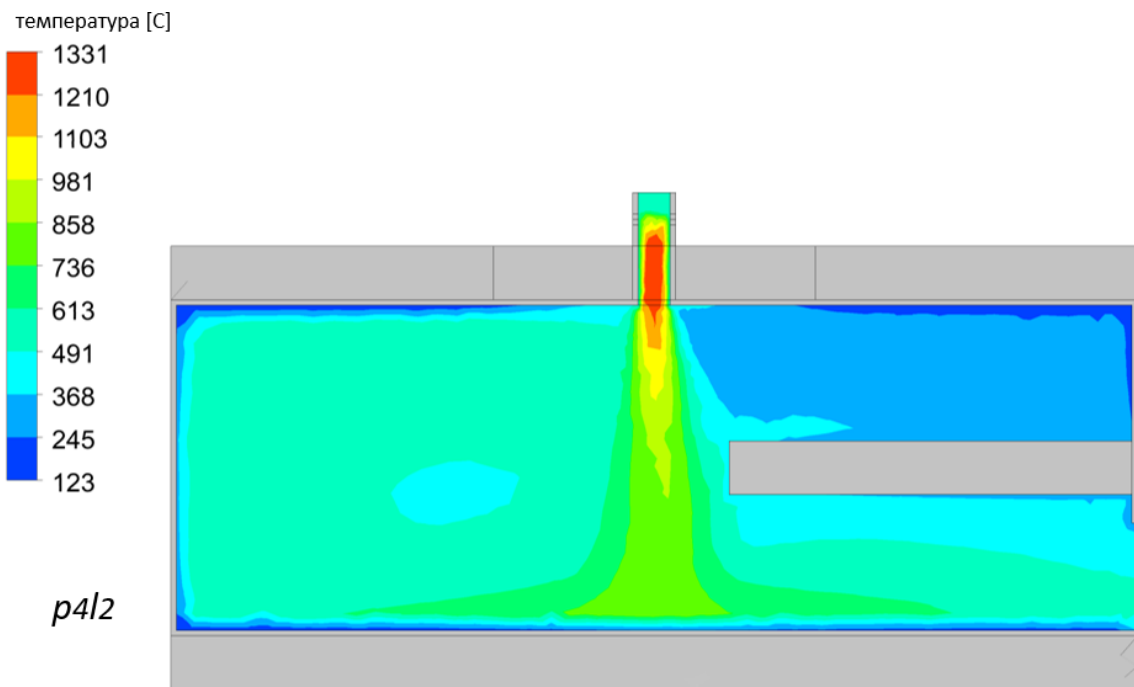
температура [C]



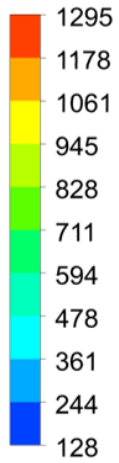
p3/4



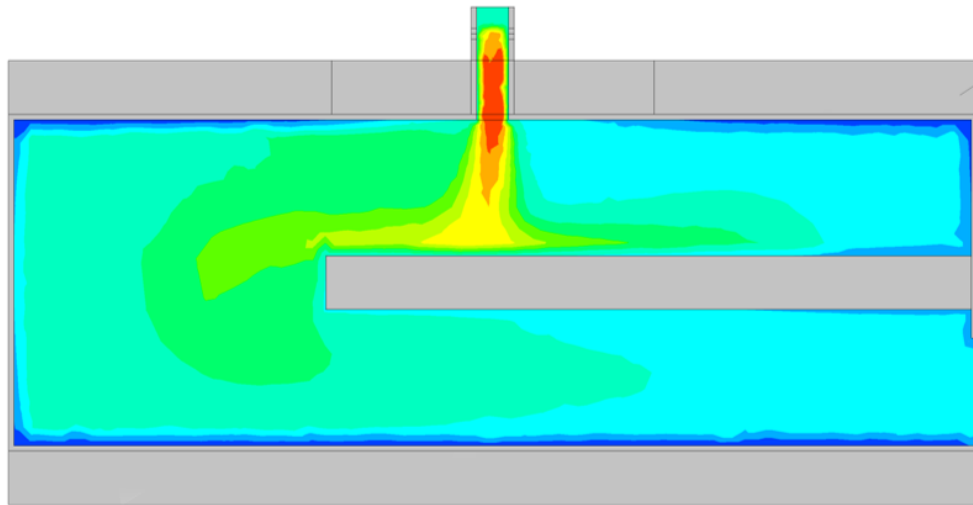




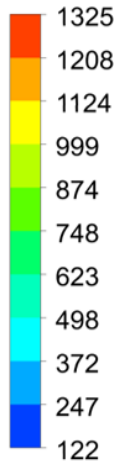
температура [C]



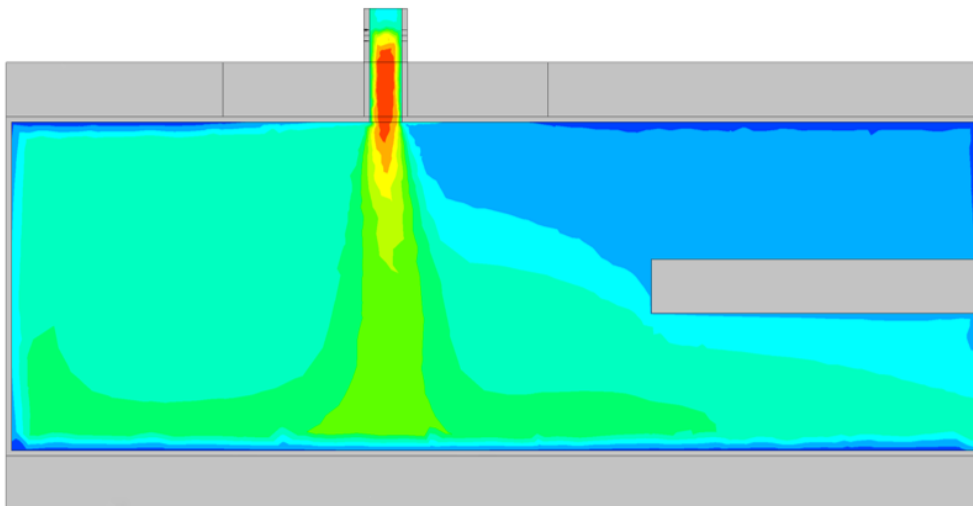
p415

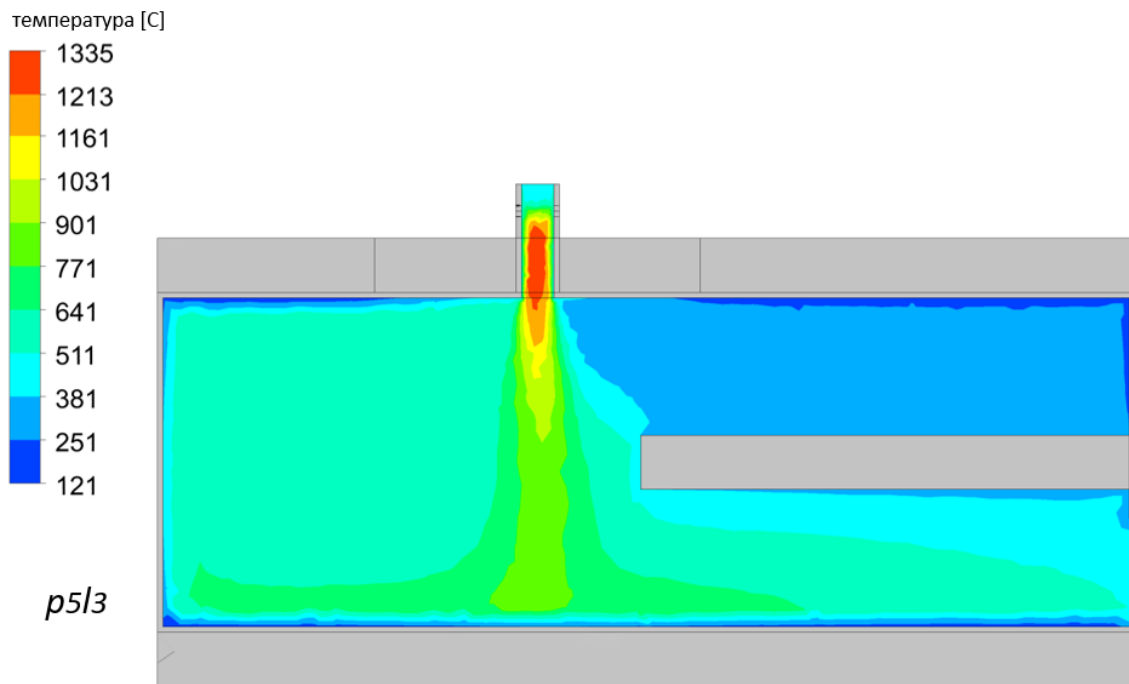
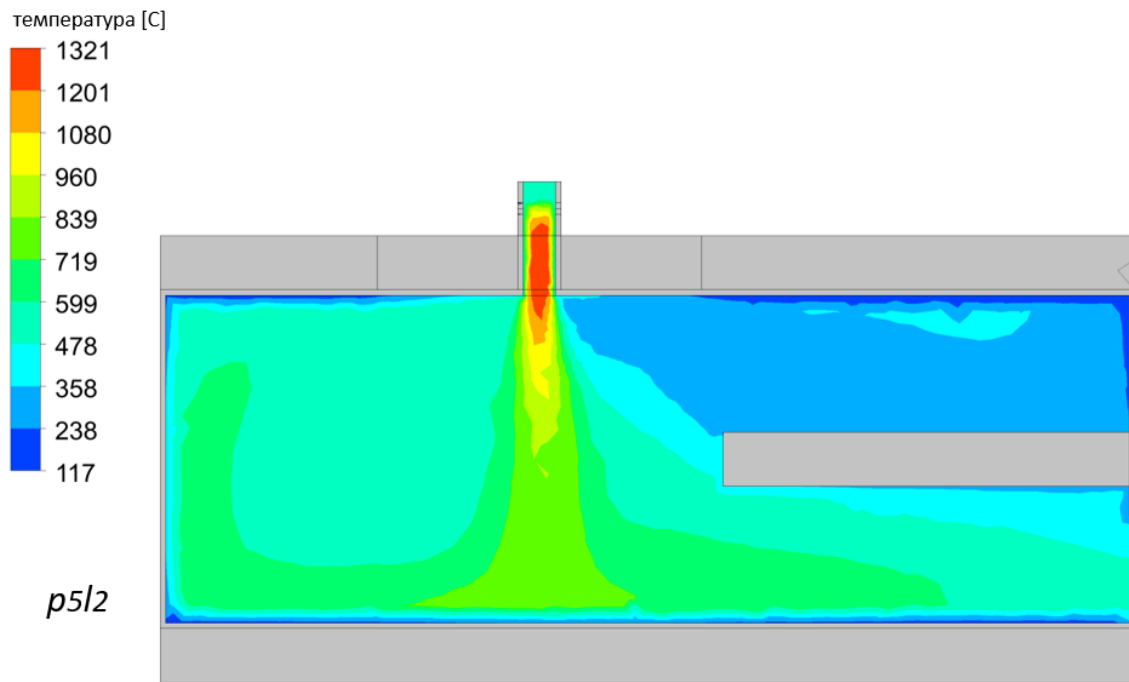


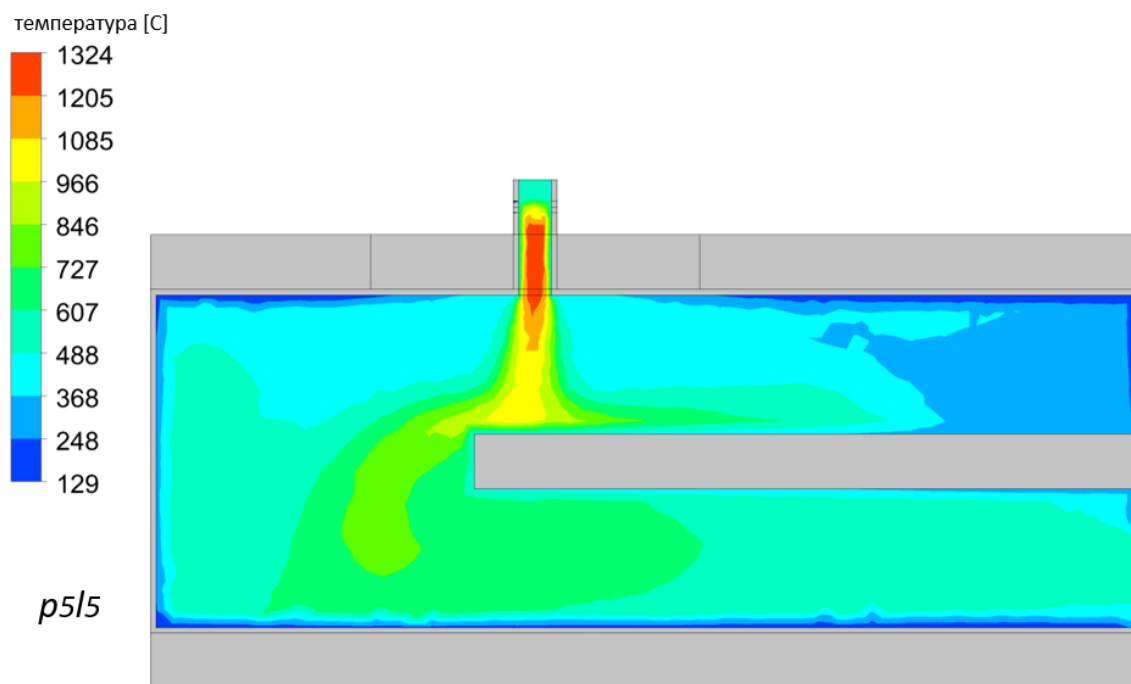
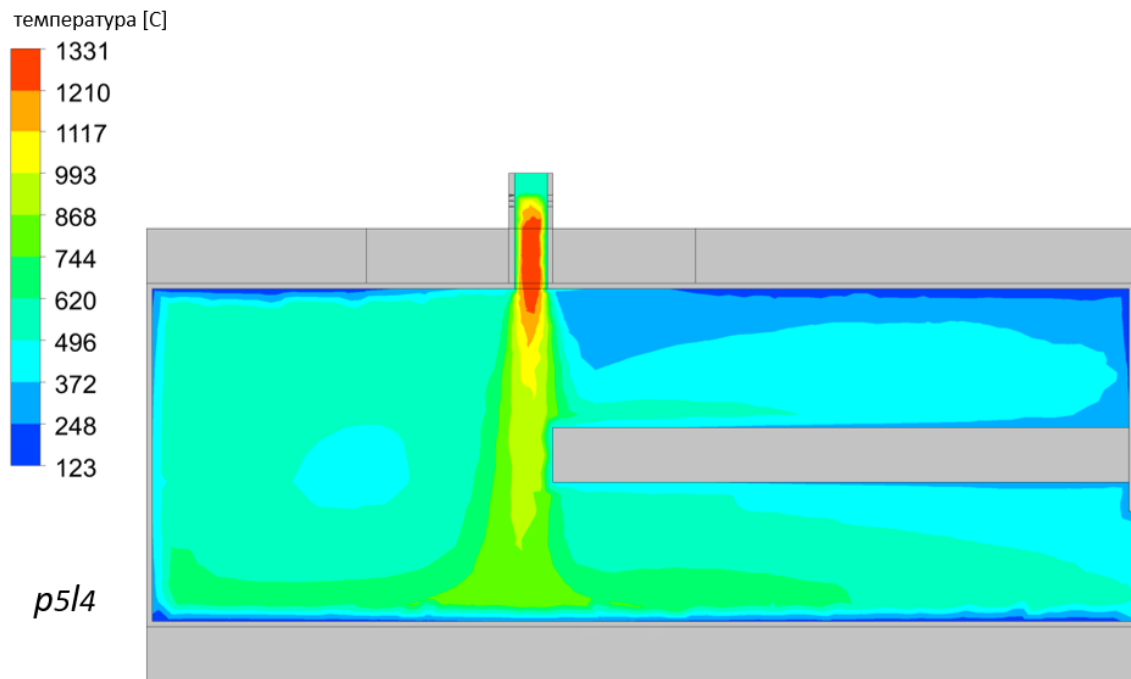
температура [C]



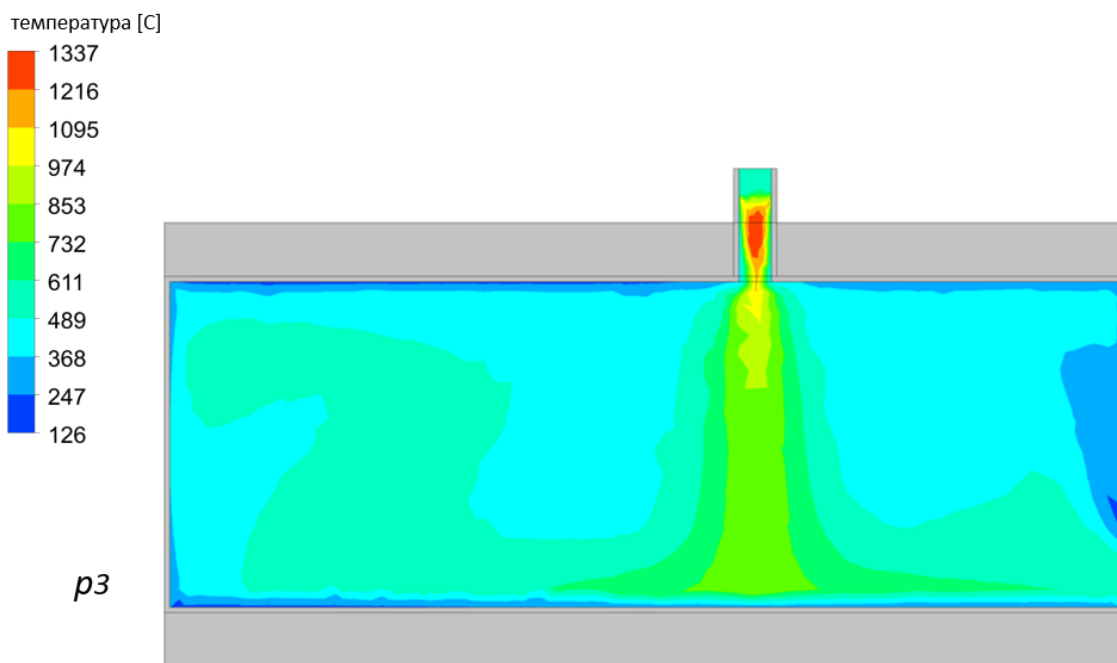
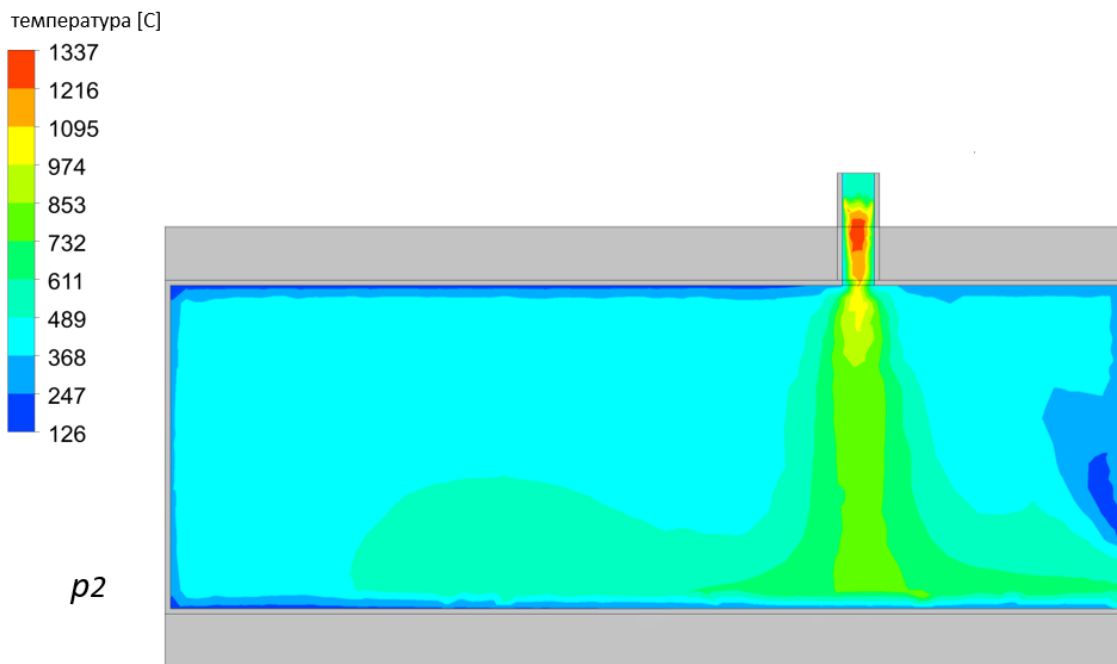
p511

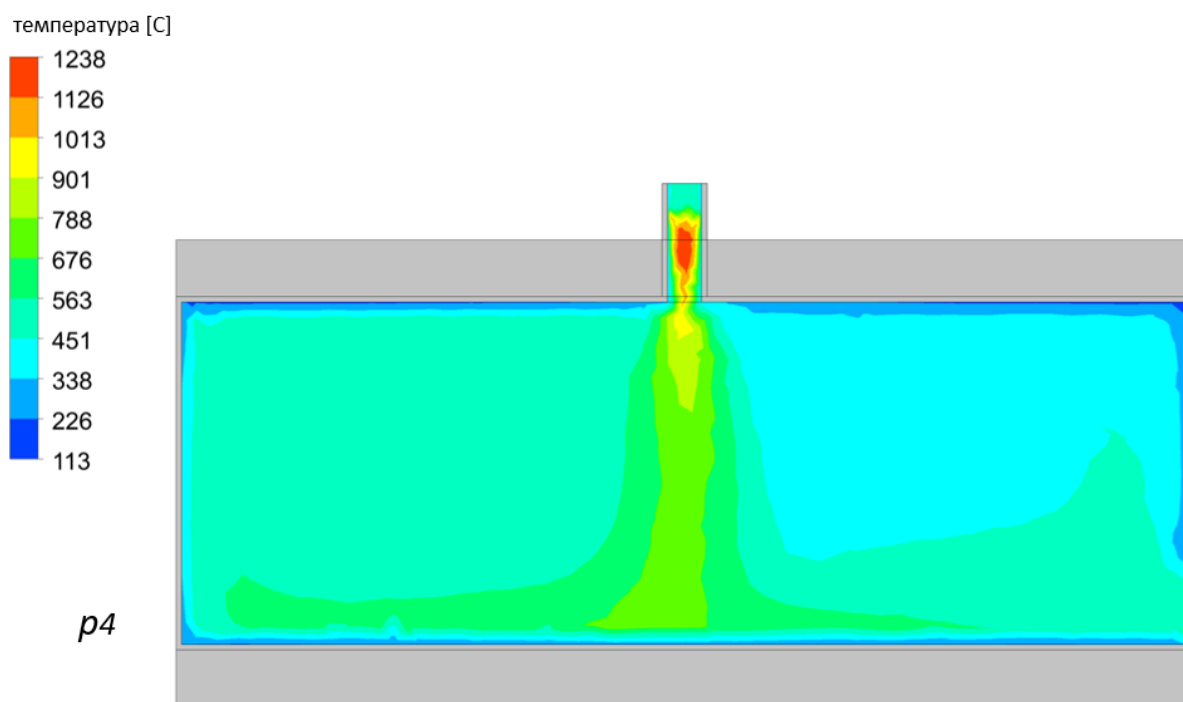




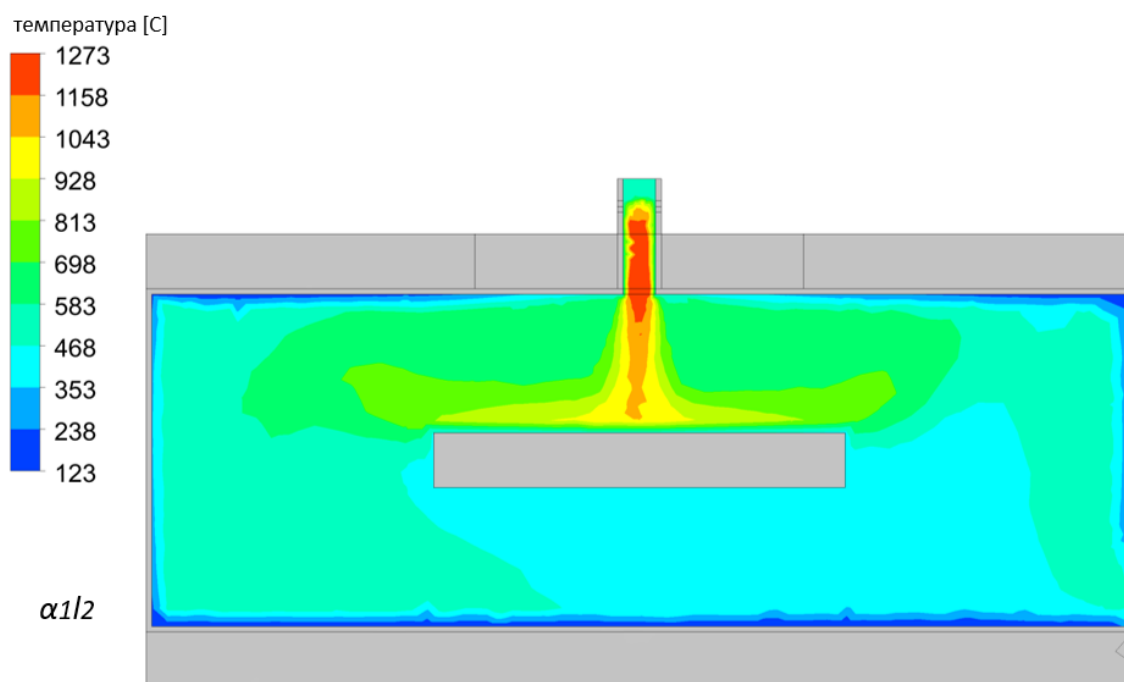
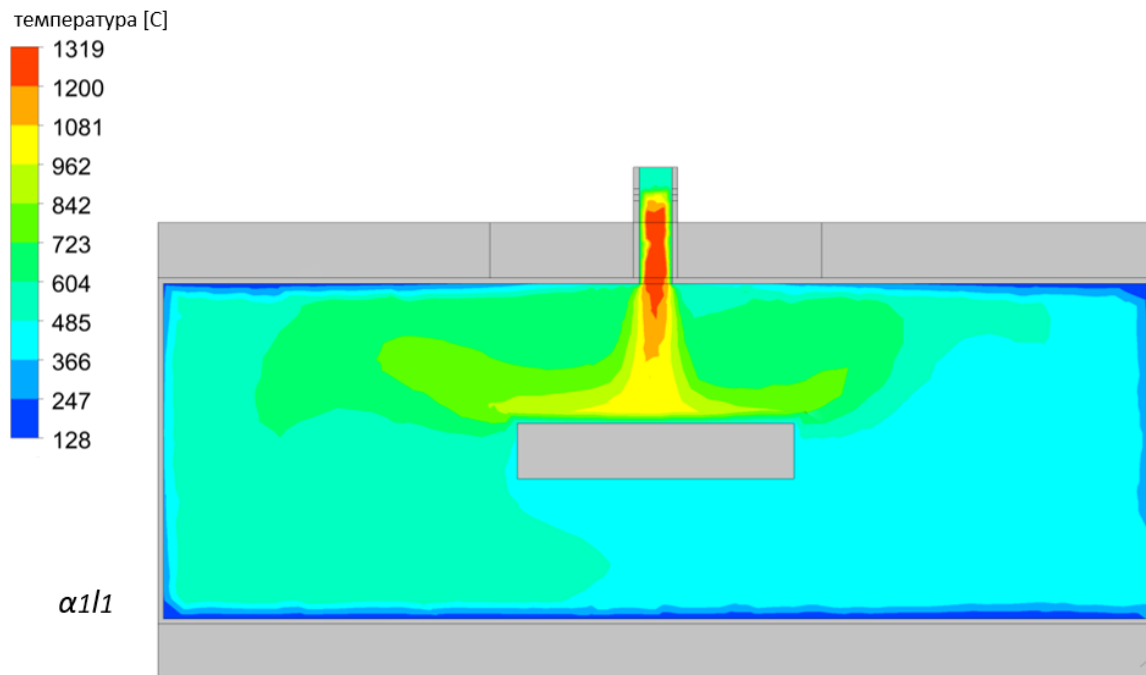


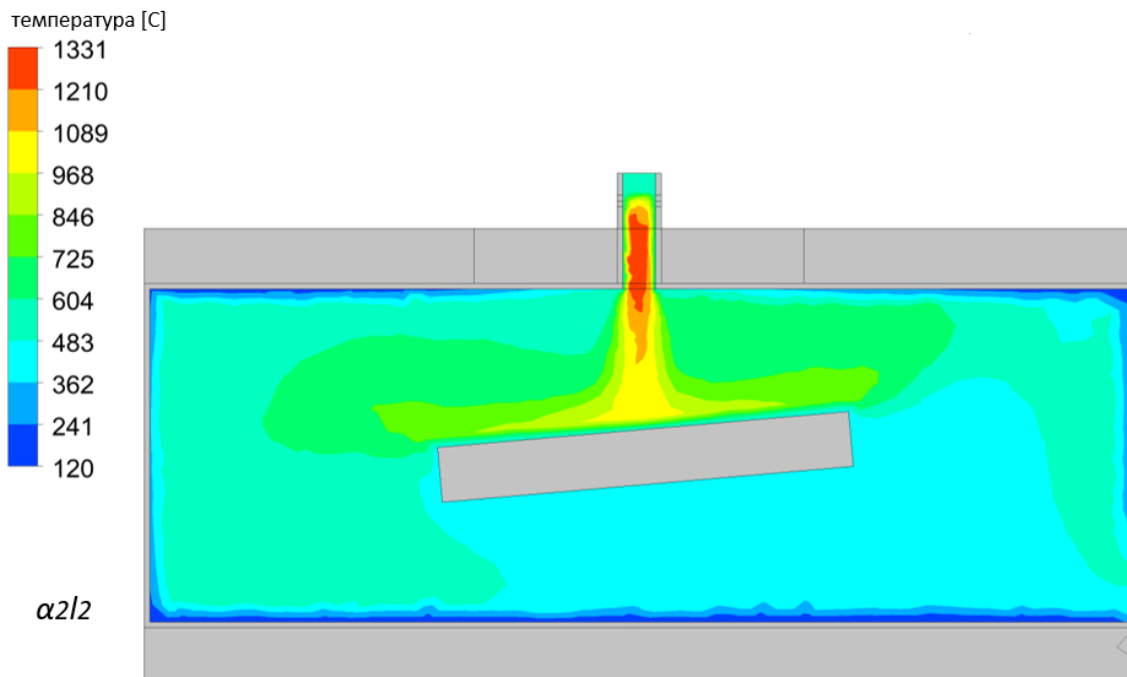
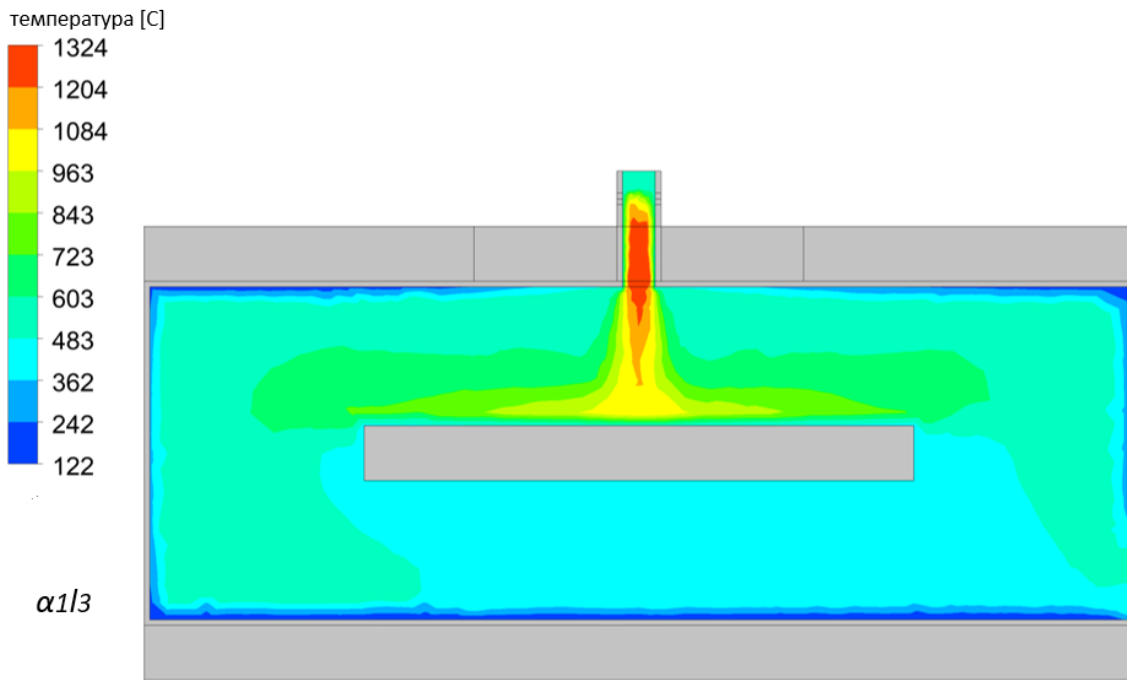
ПРИЛОГ 2. Резултати CFD симулација температурског поља димног гаса

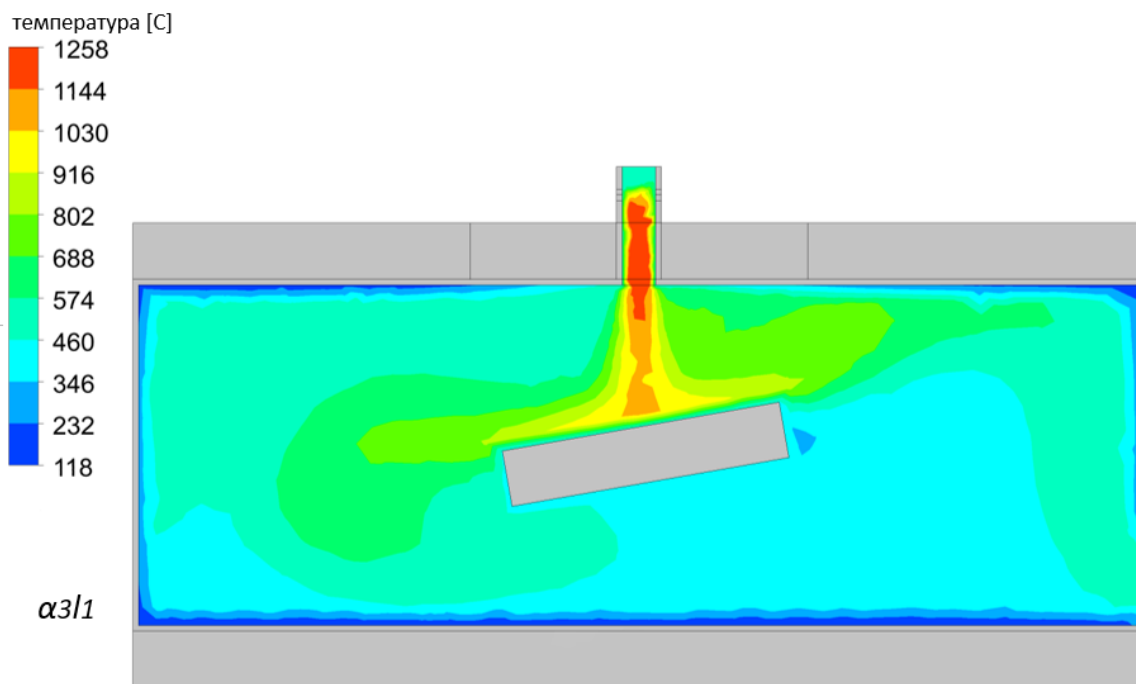
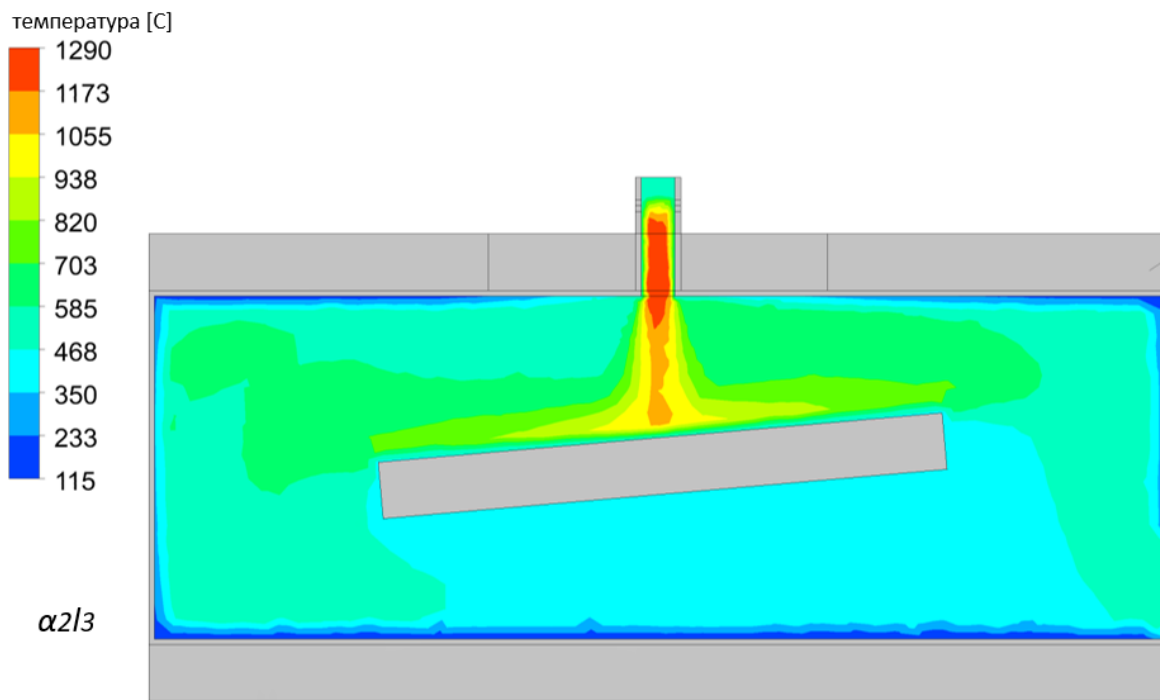


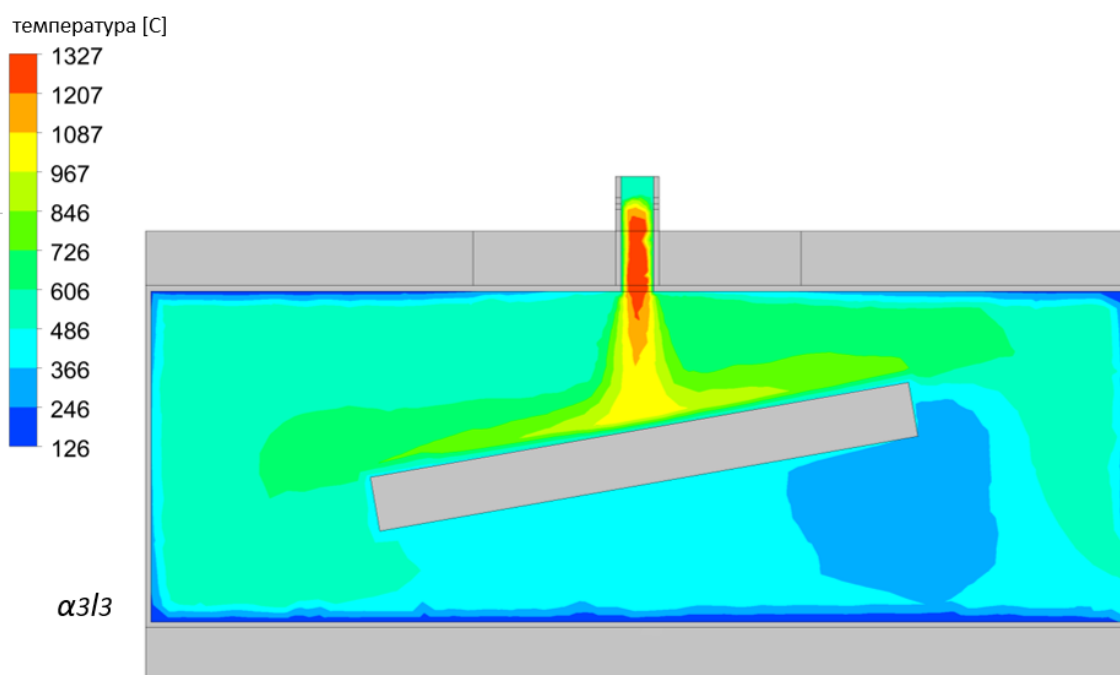
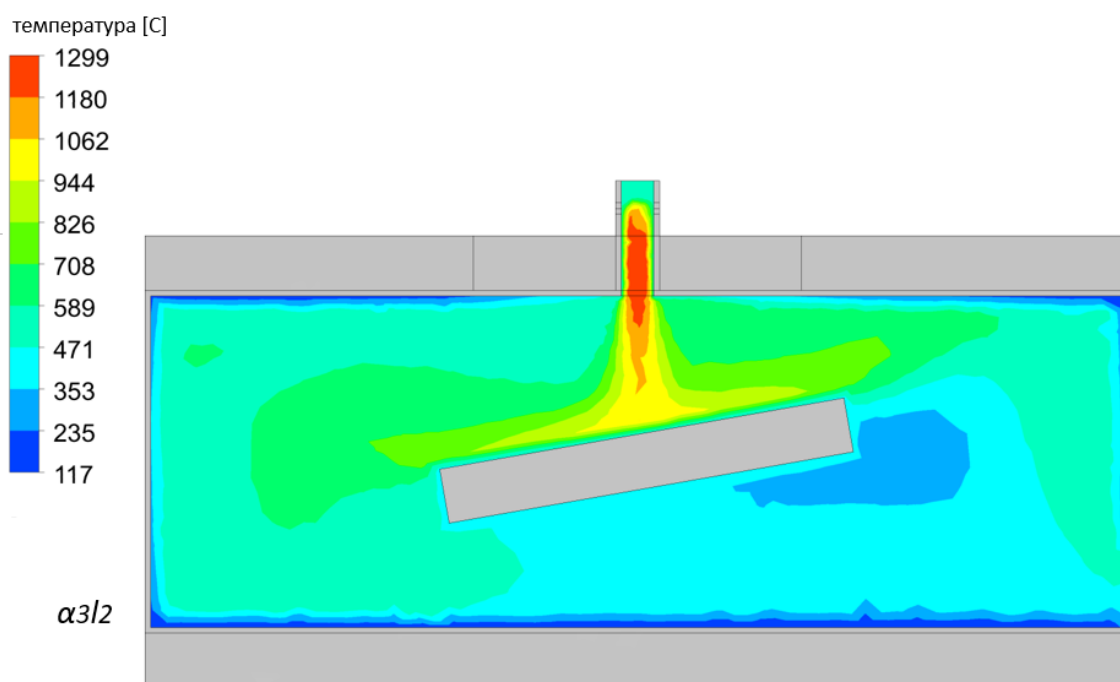


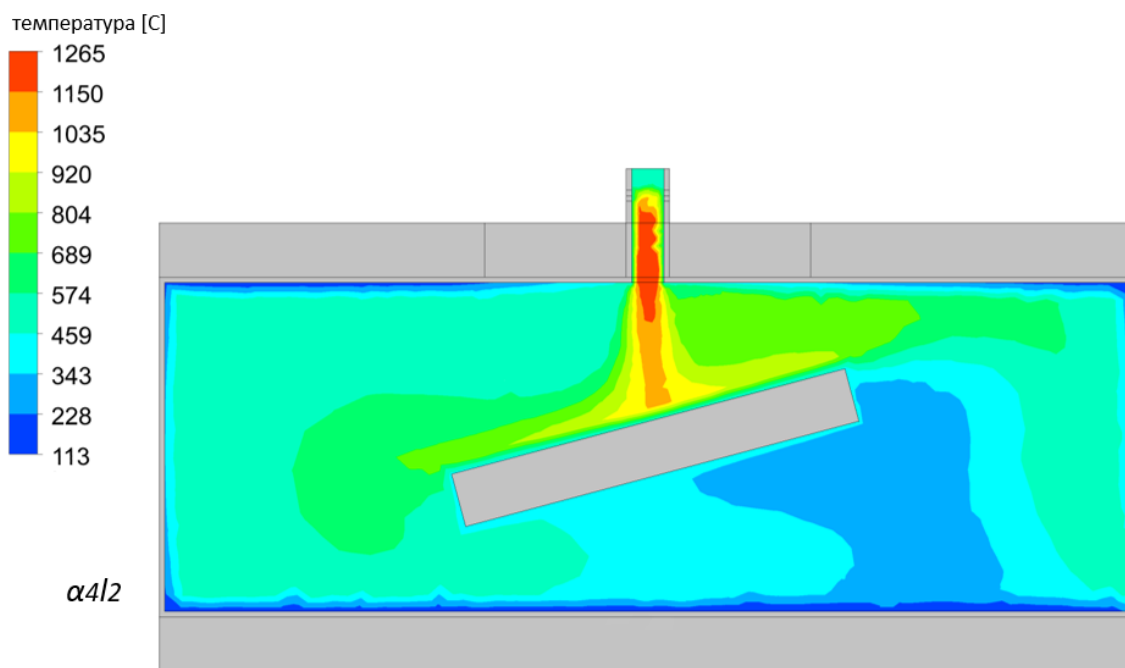
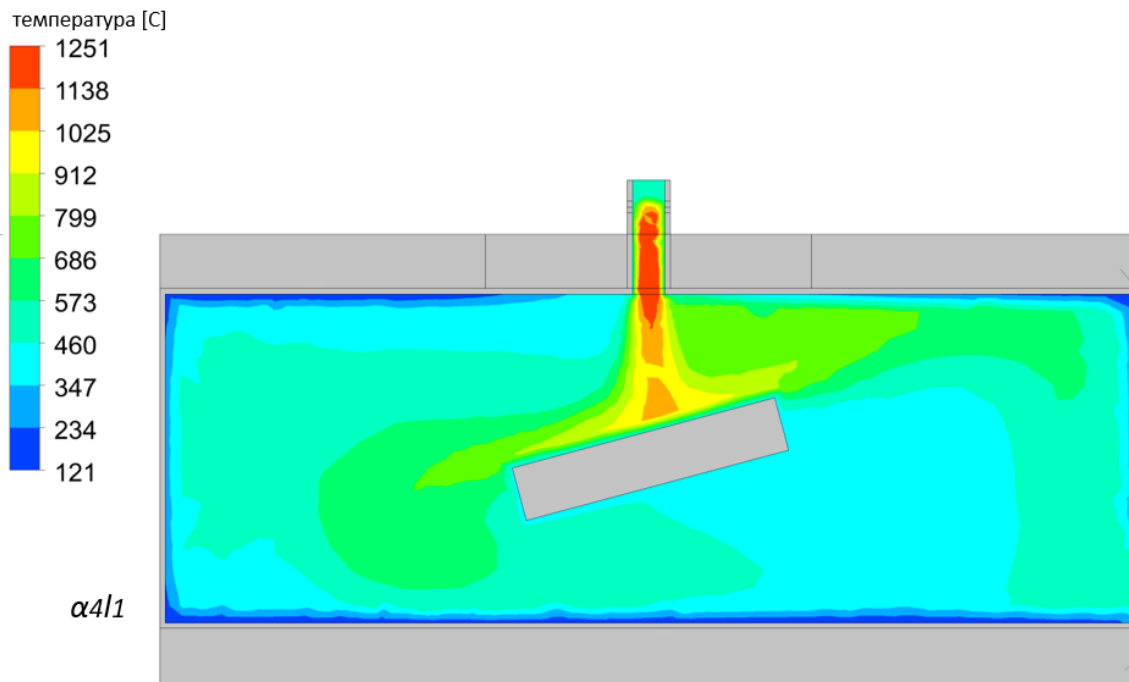
ПРИЛОГ 3. Резултати CFD симулација температурског поља димног гаса

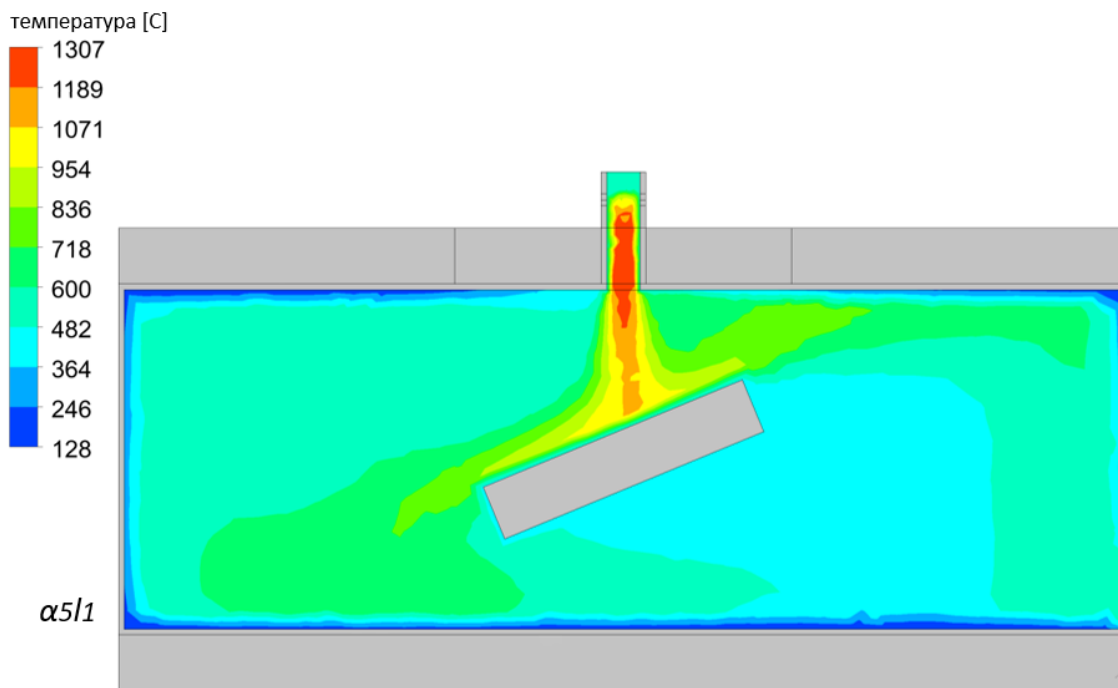
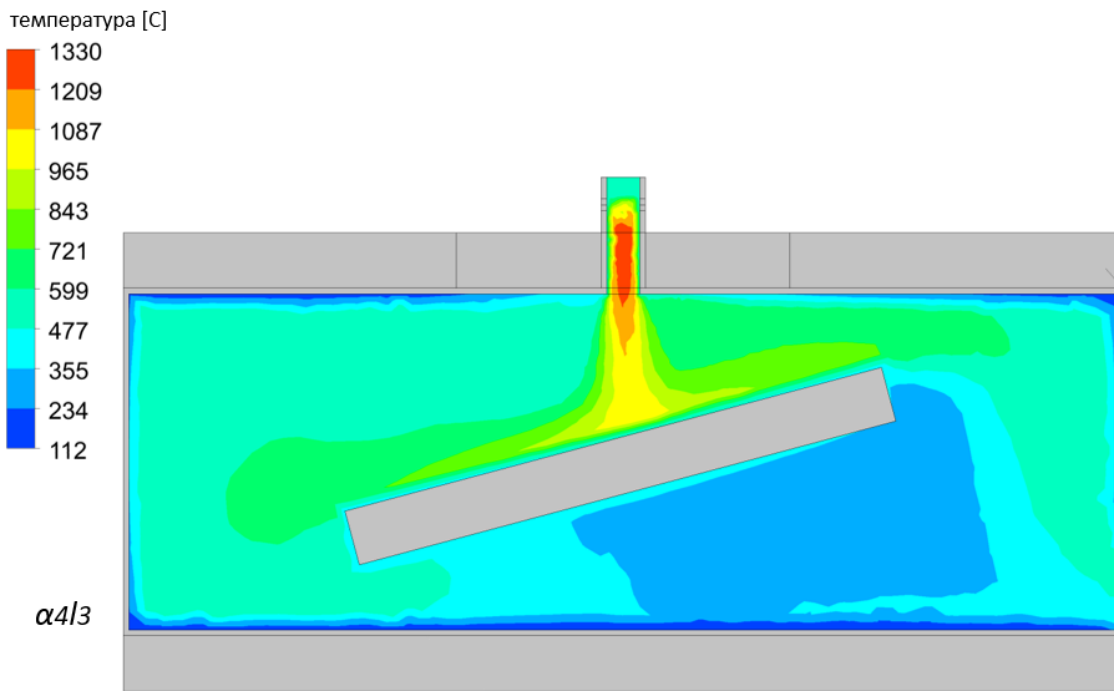


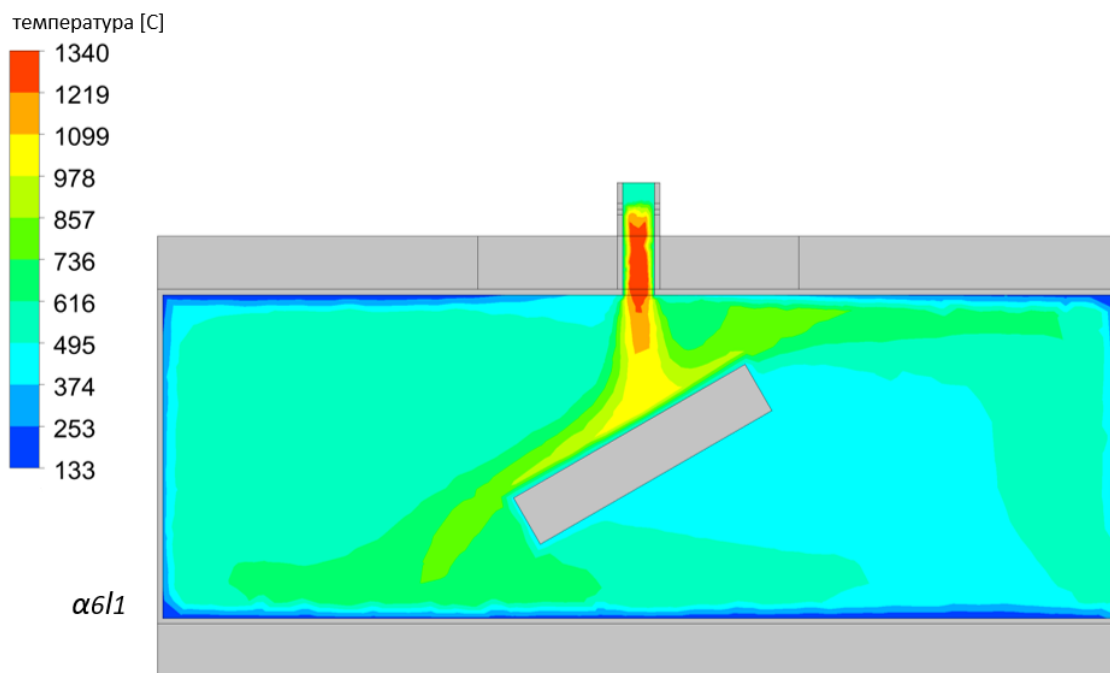
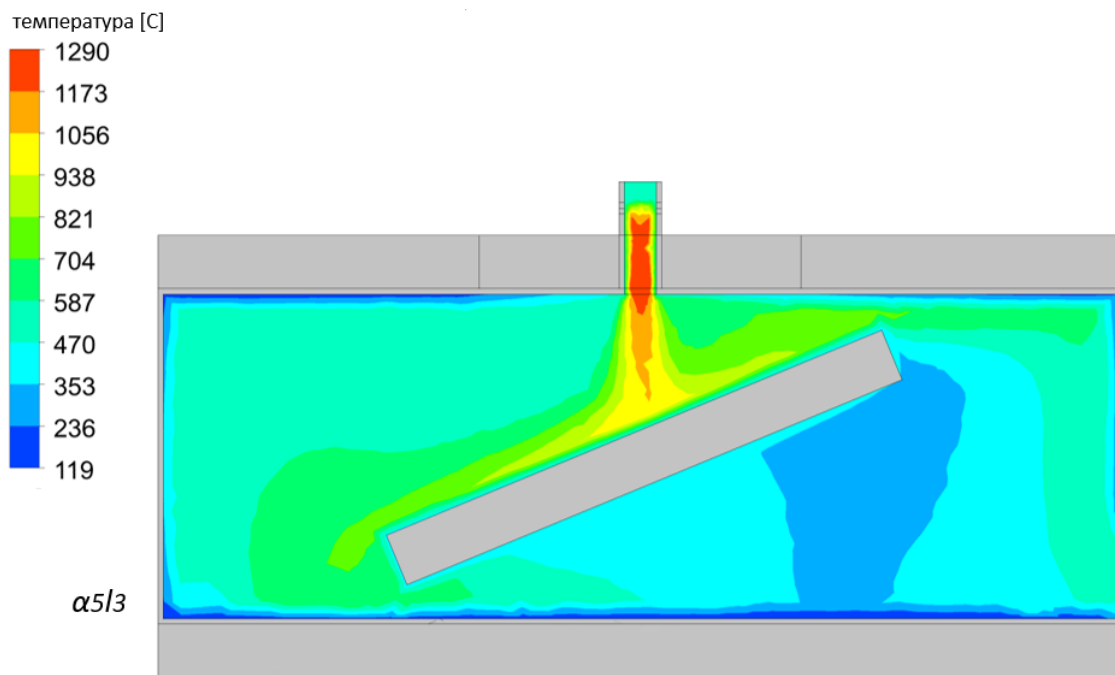


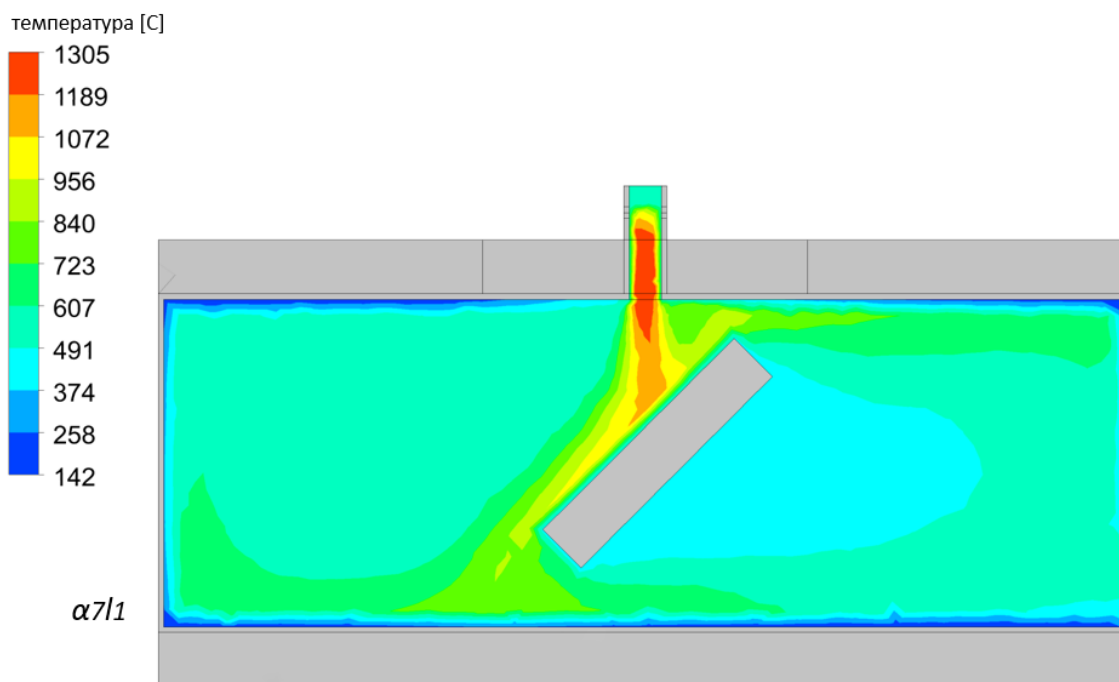
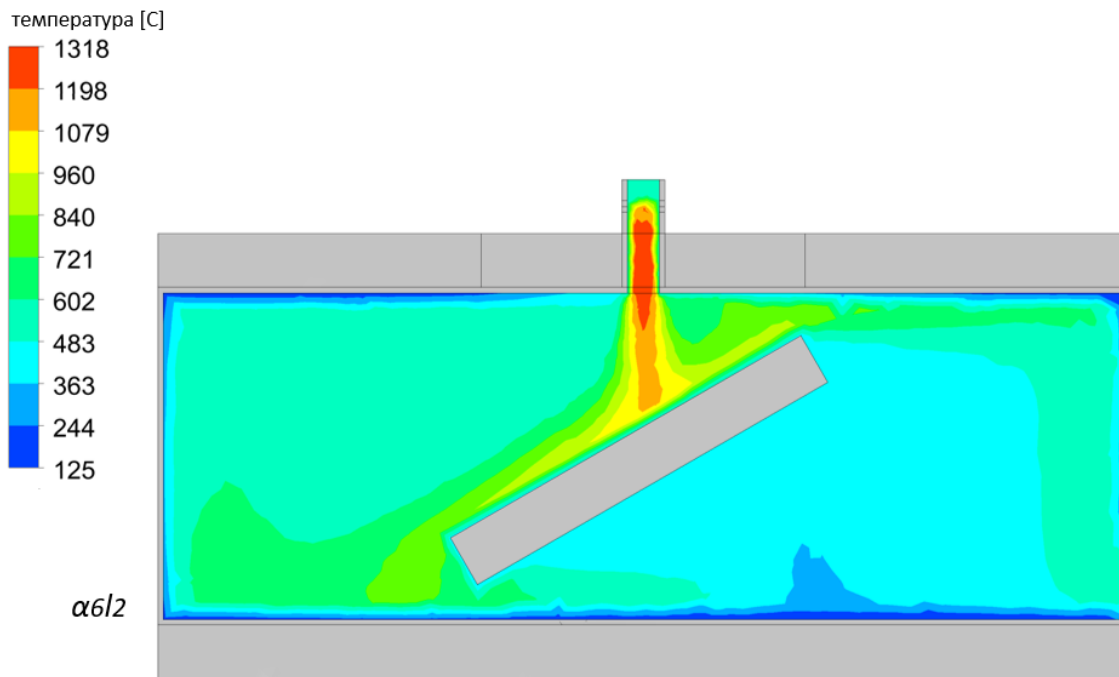




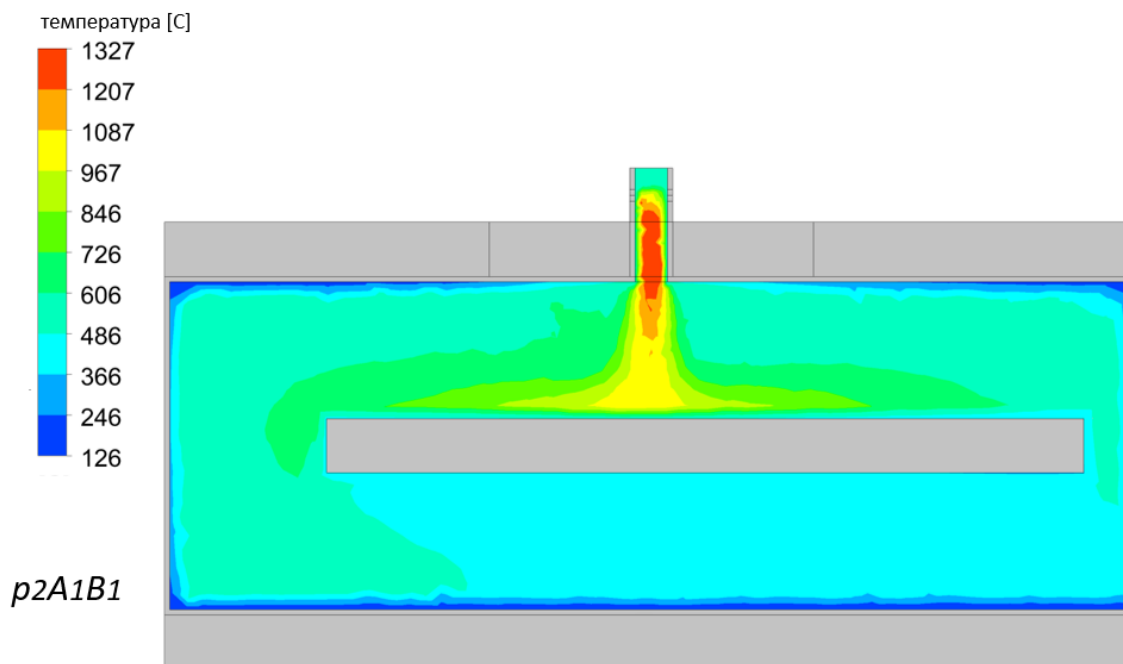
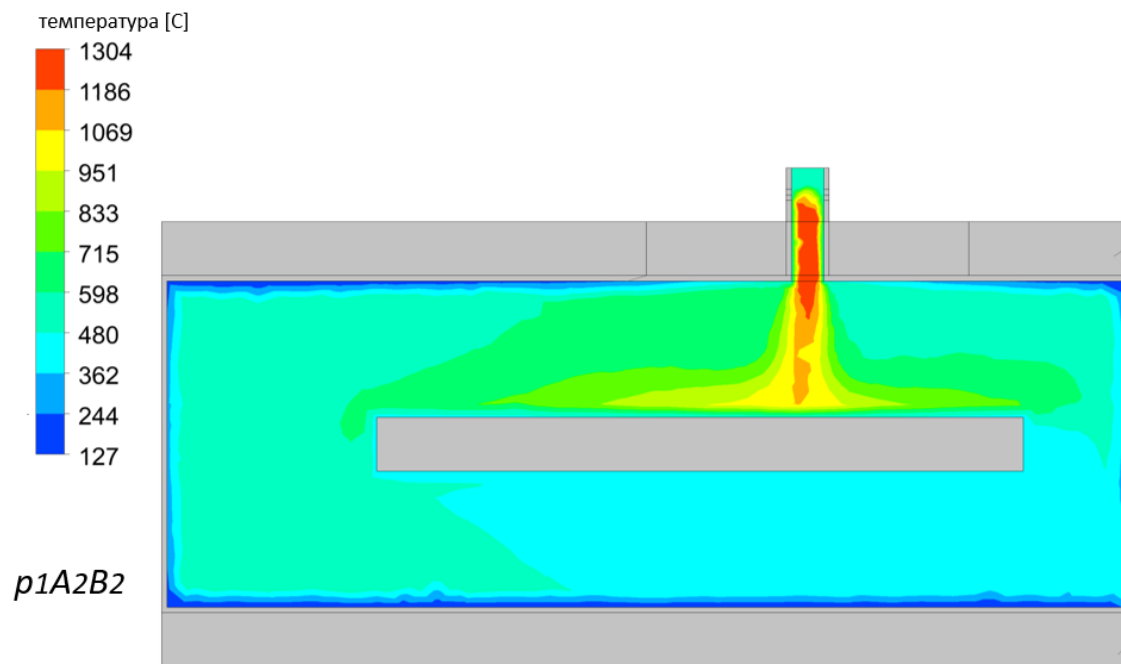


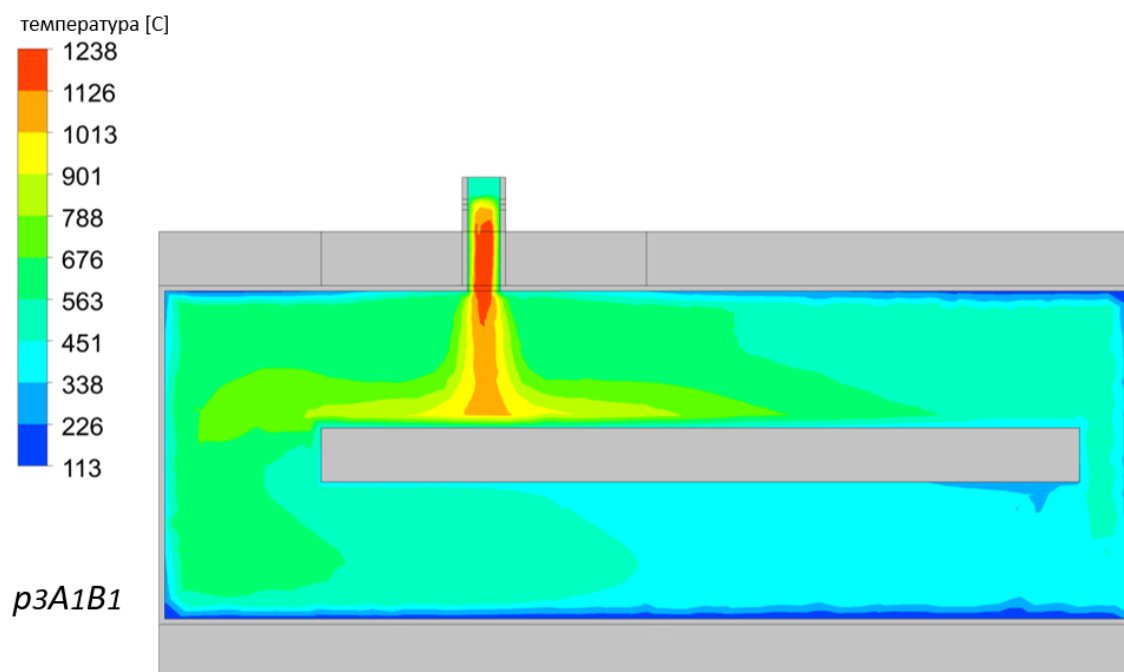
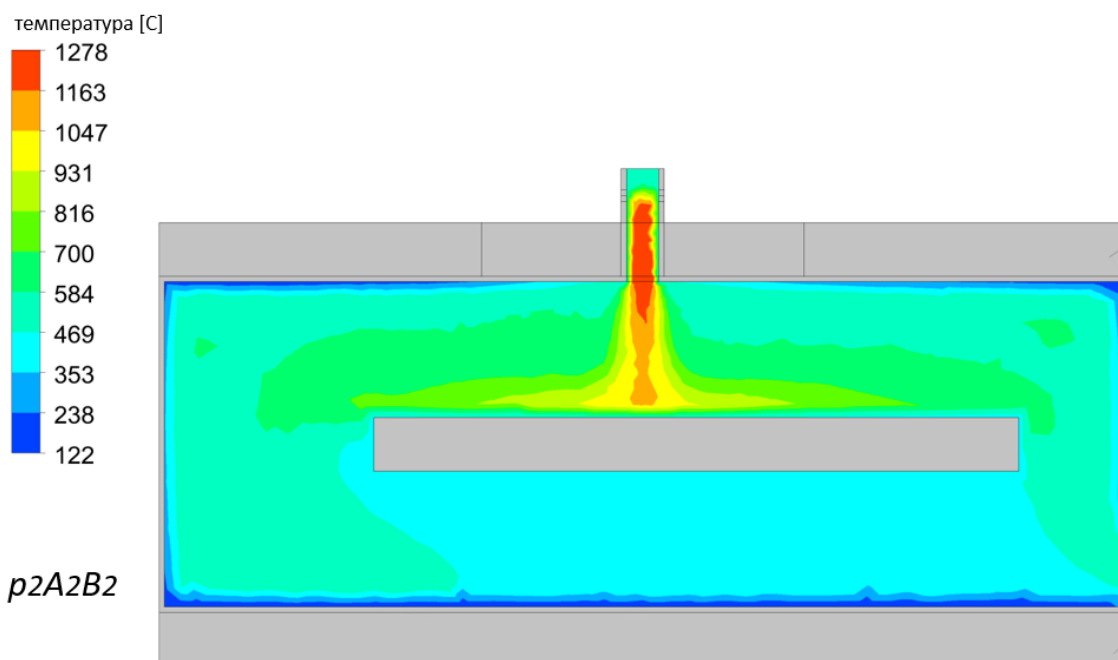




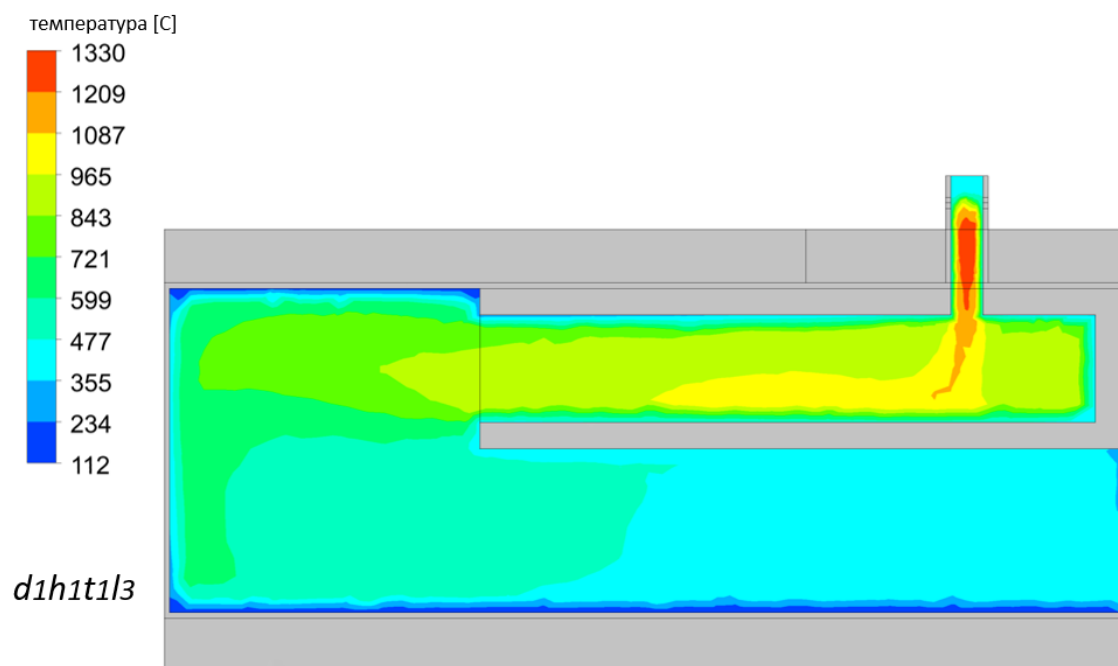
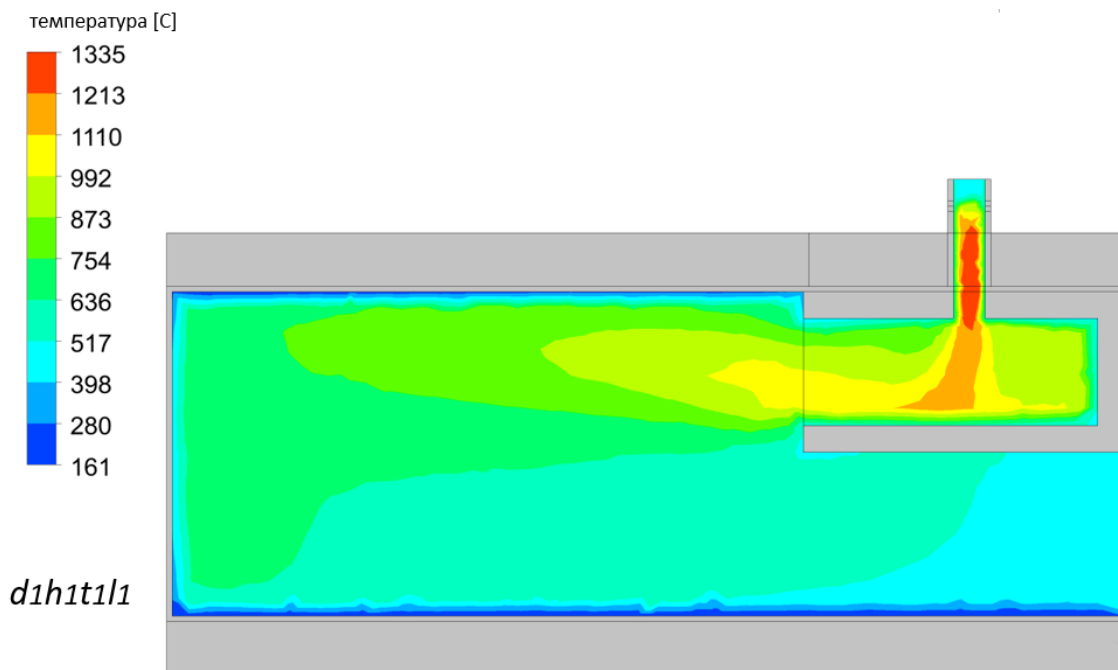


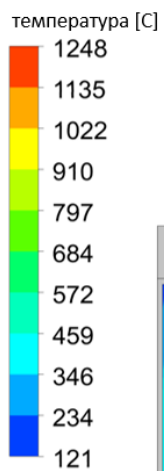
ПРИЛОГ 4. Резултати CFD симулација температурског поља димног гаса



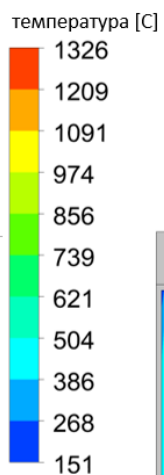
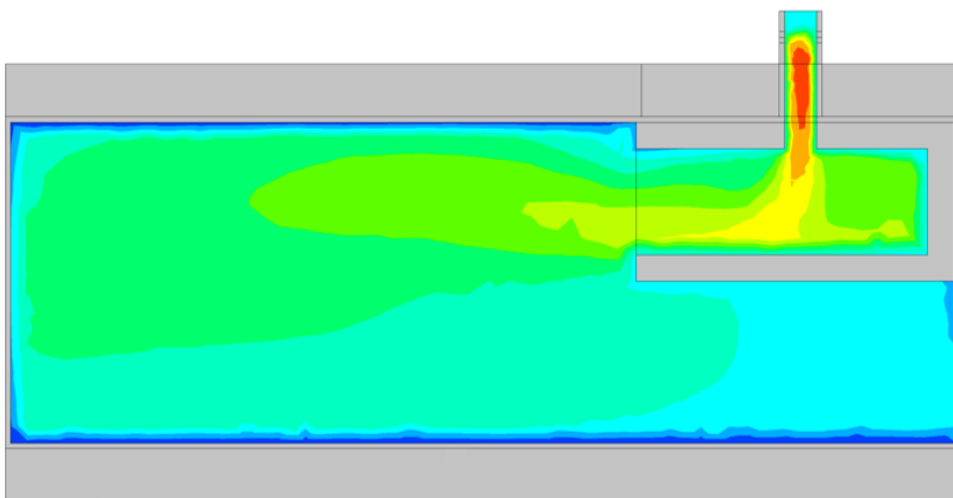


ПРИЛОГ 5. Резултати CFD симулација температурског поља димног гаса

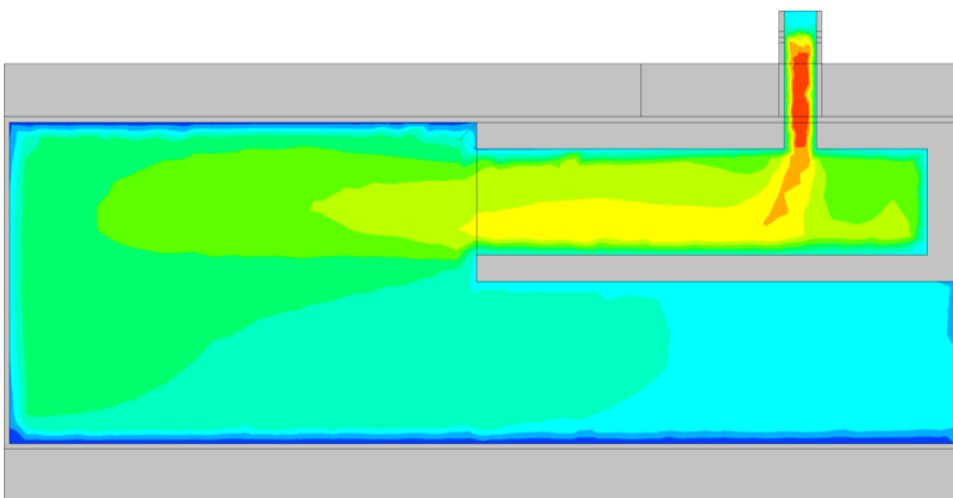


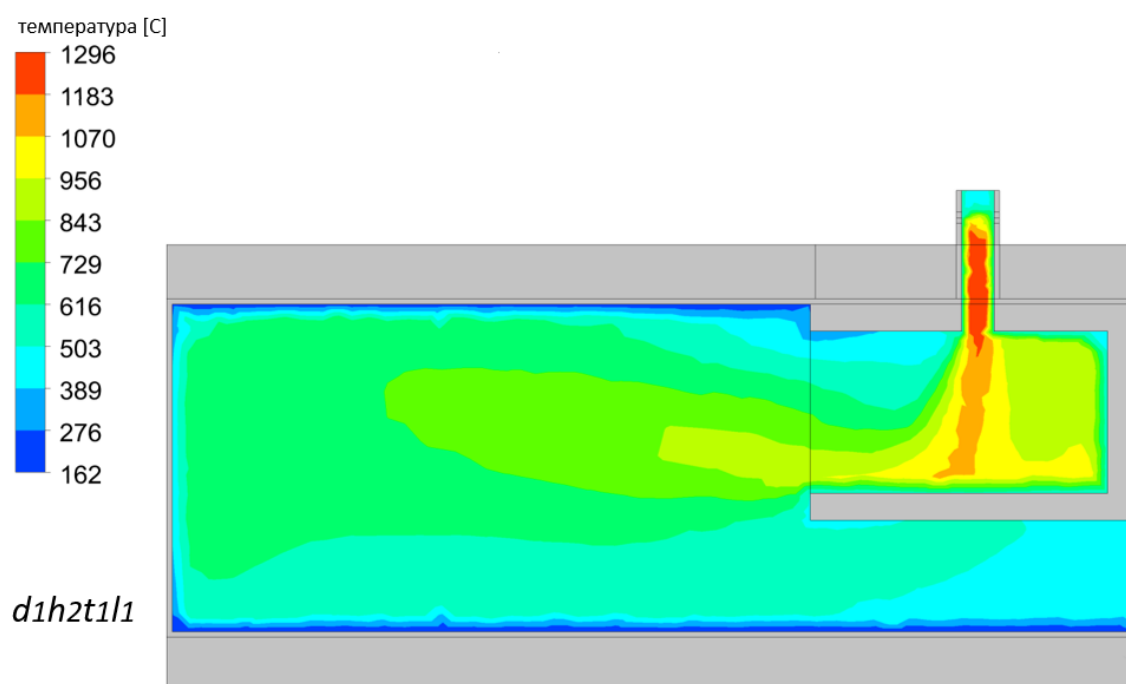
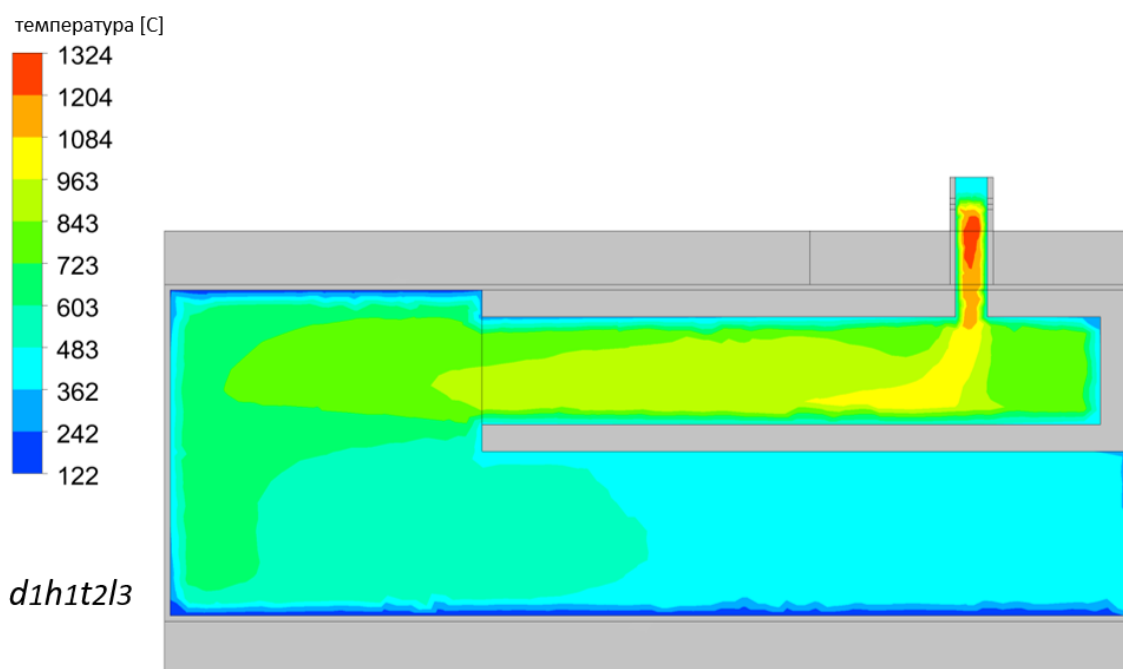


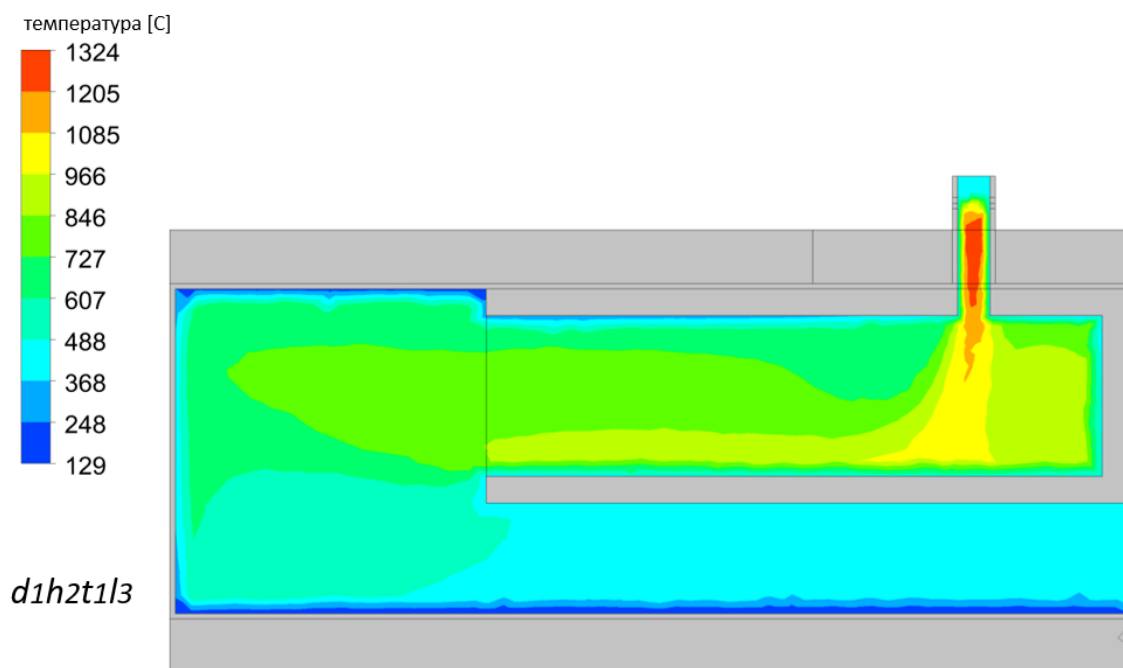
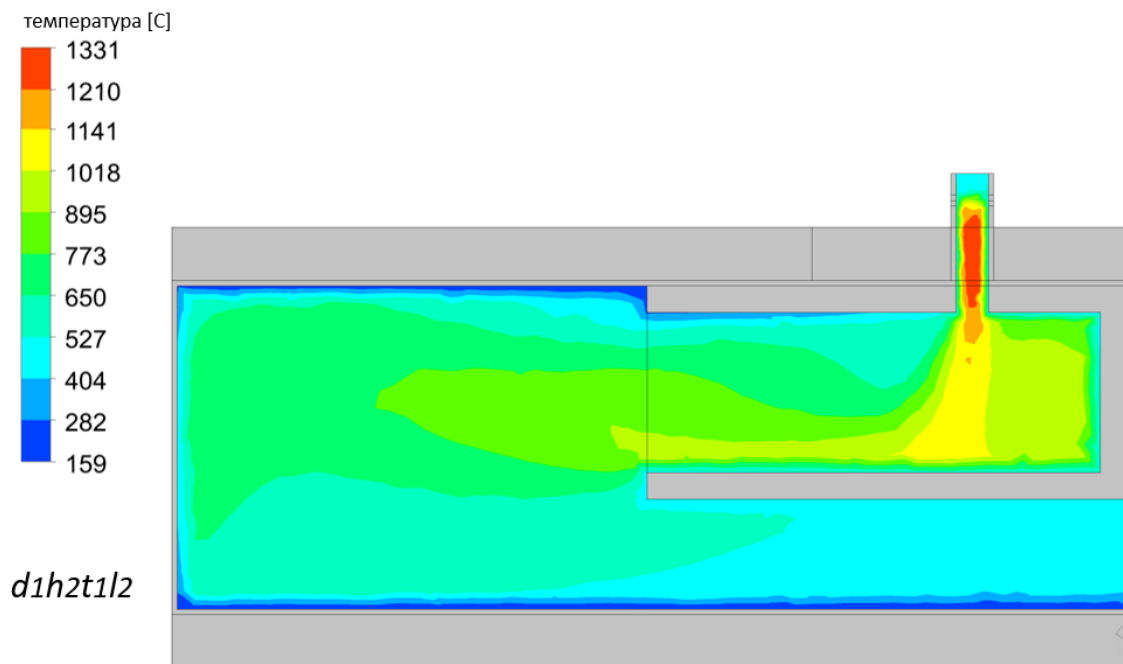
*d1h1t2l1*

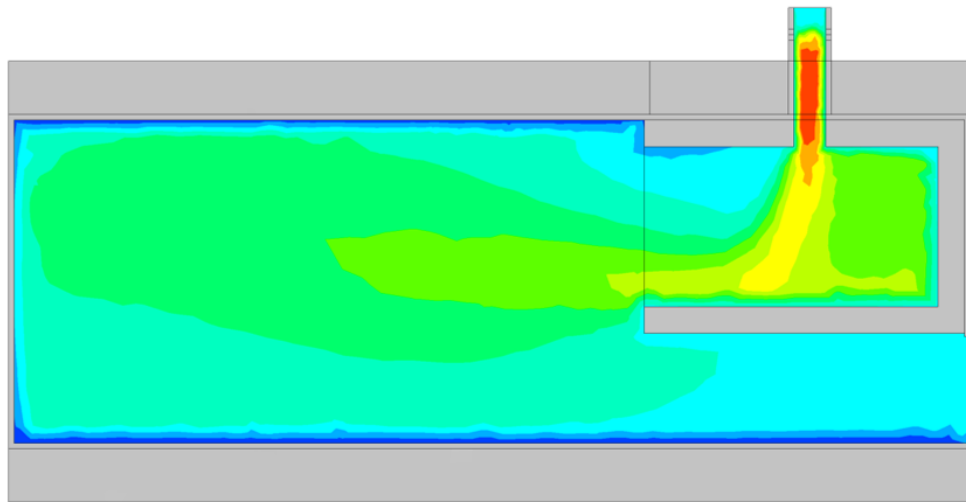
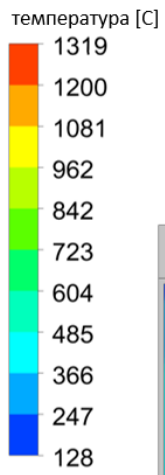


*d1h1t2l2*

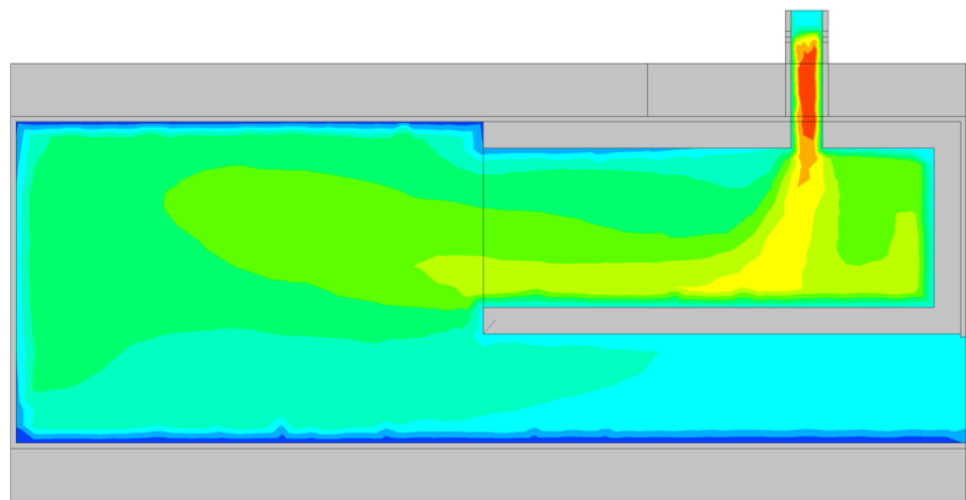
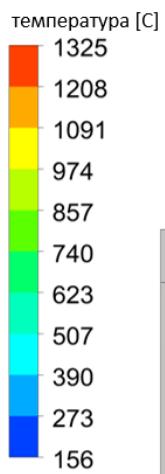




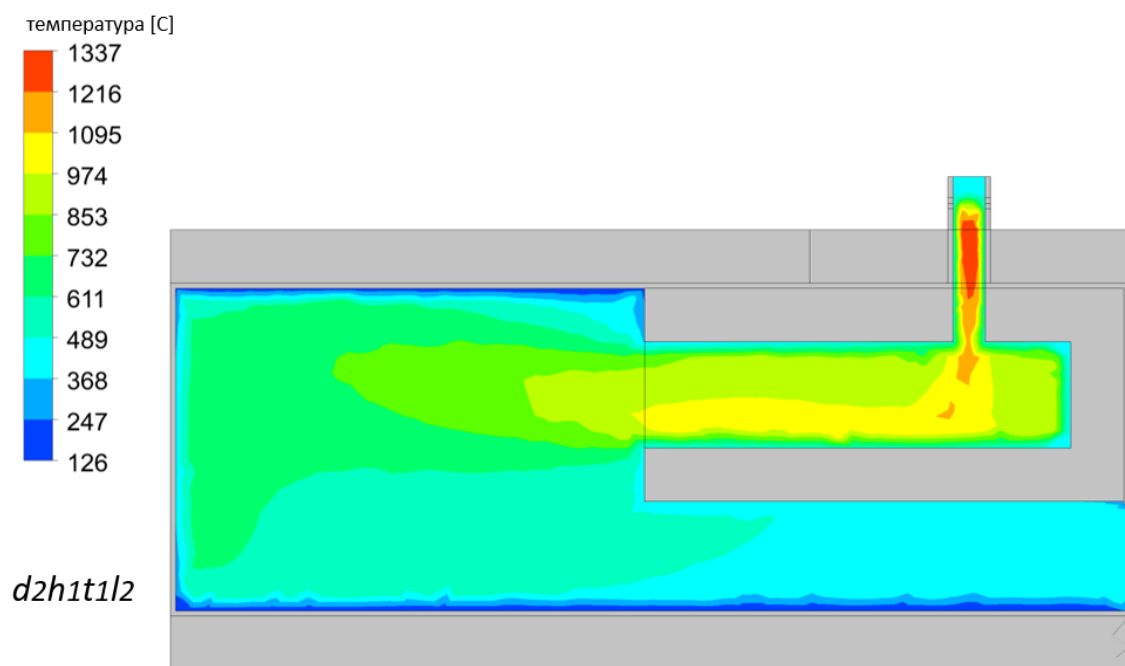
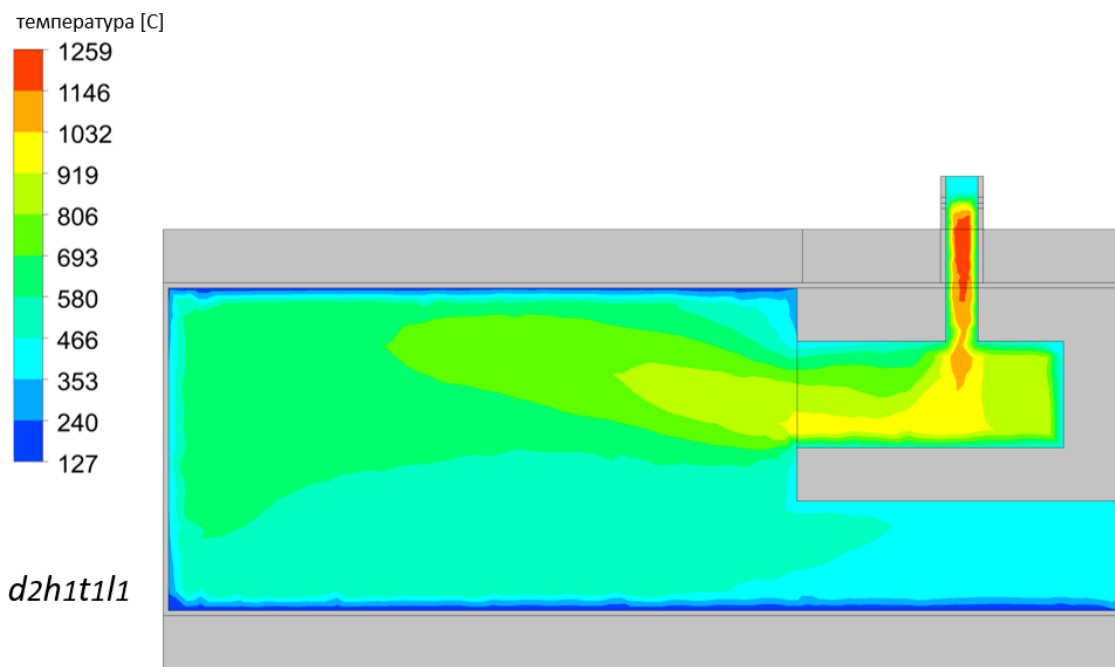


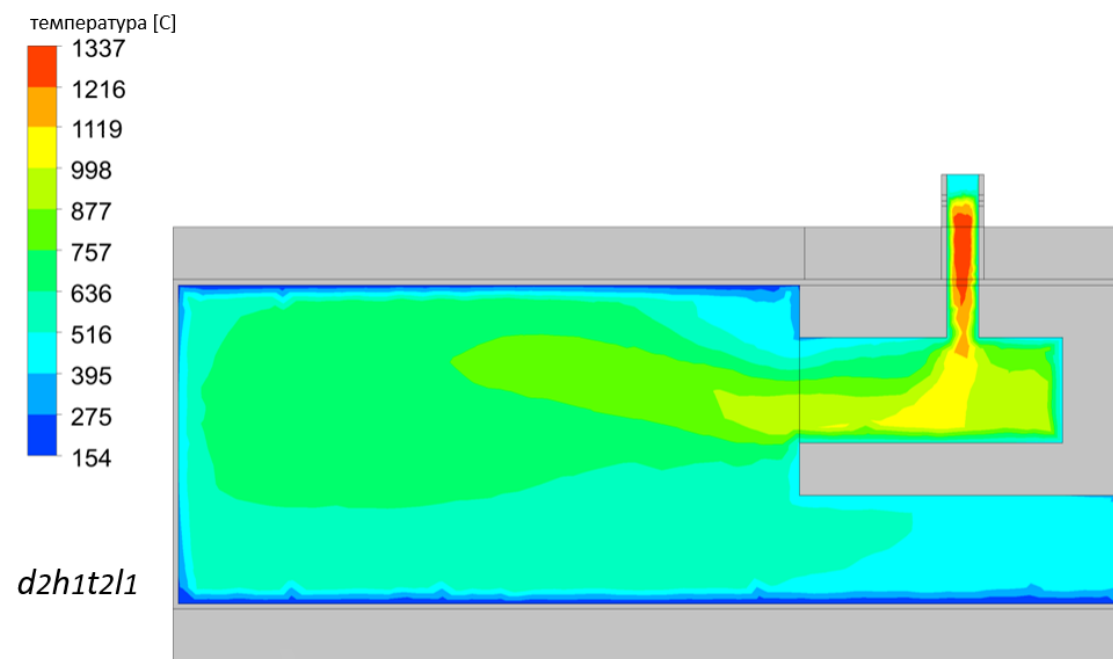
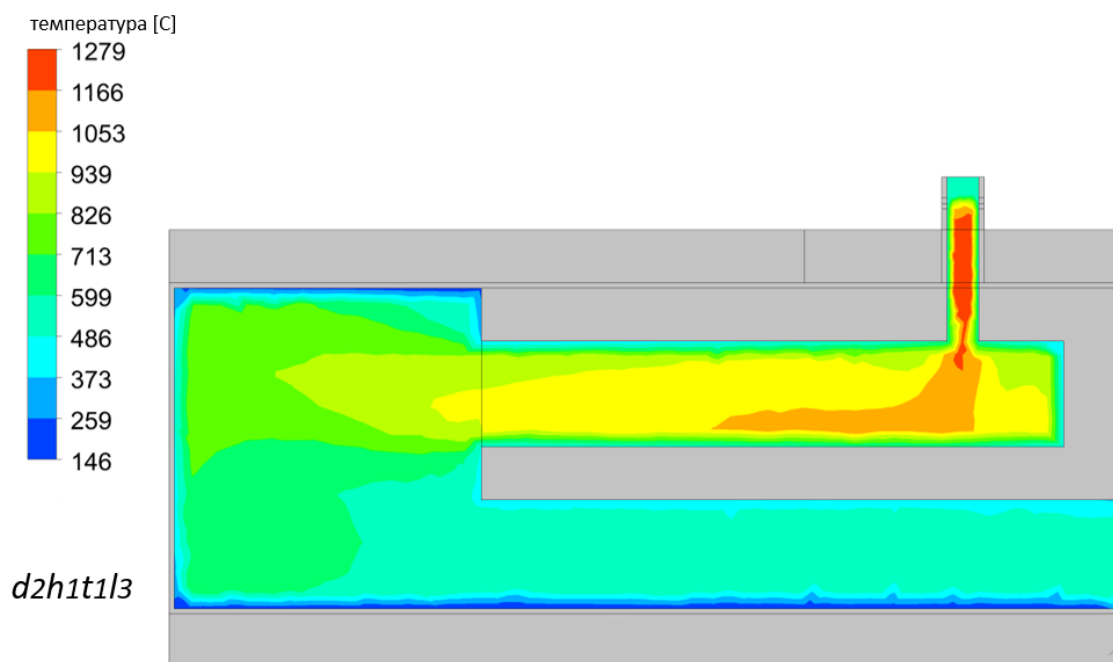


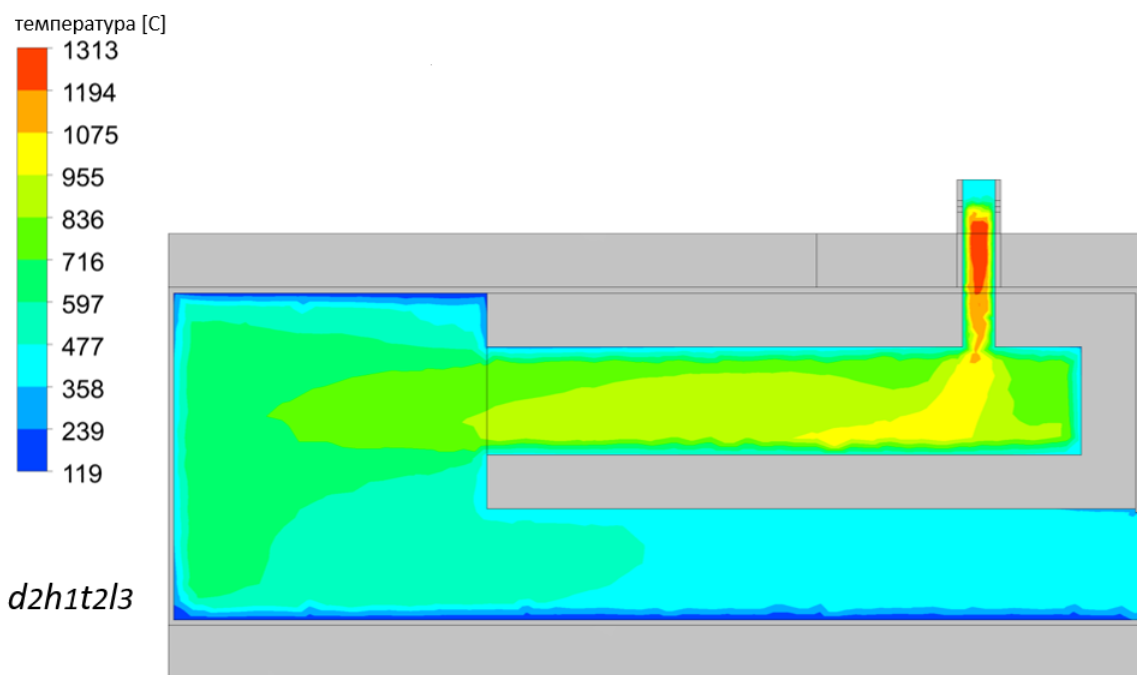
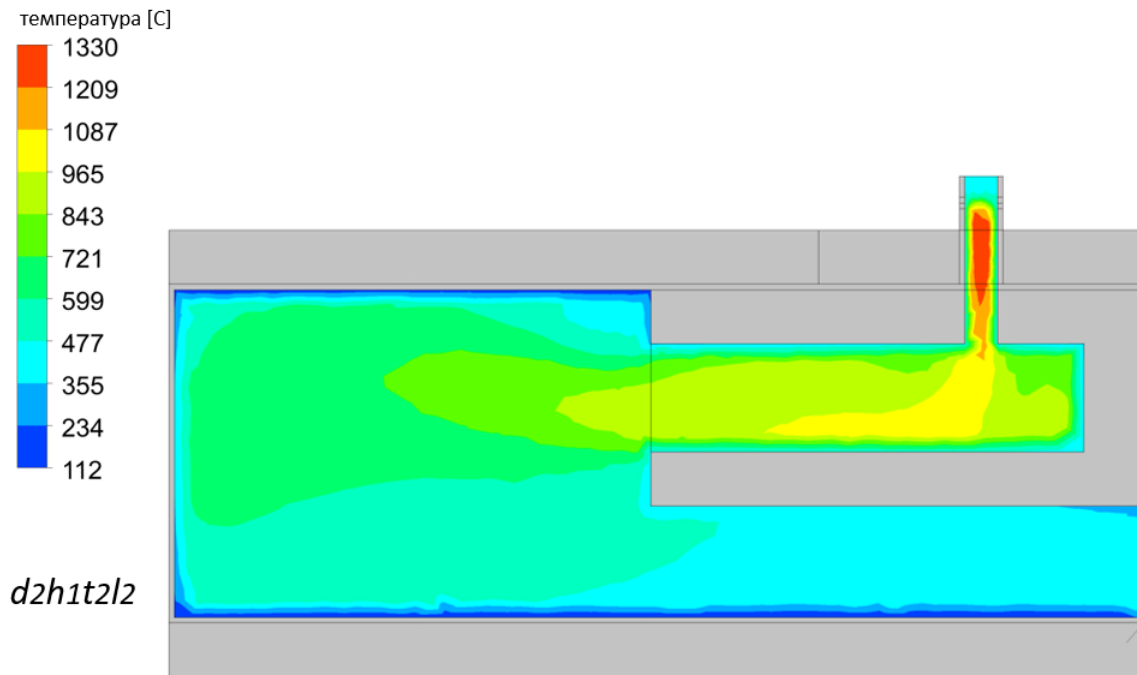
d1h2t2l1

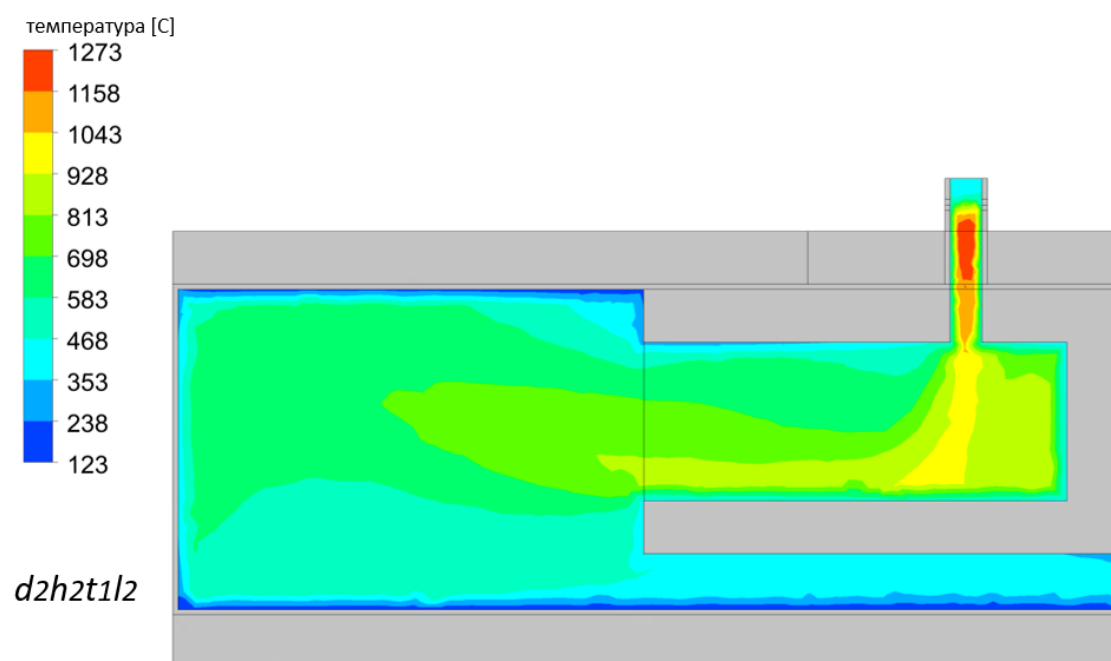
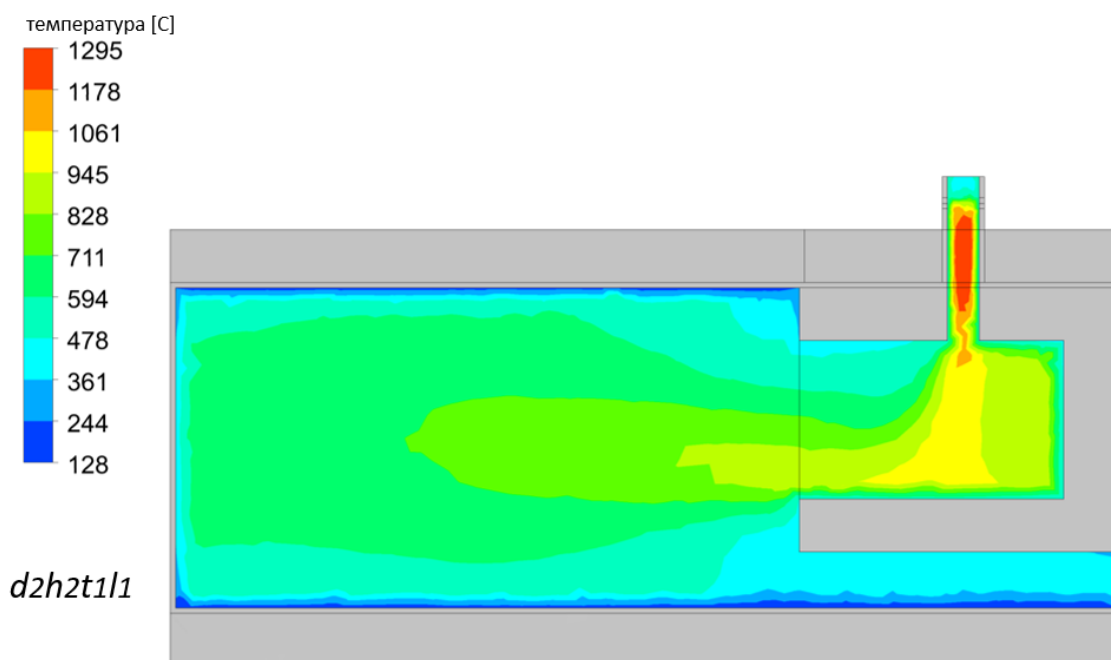


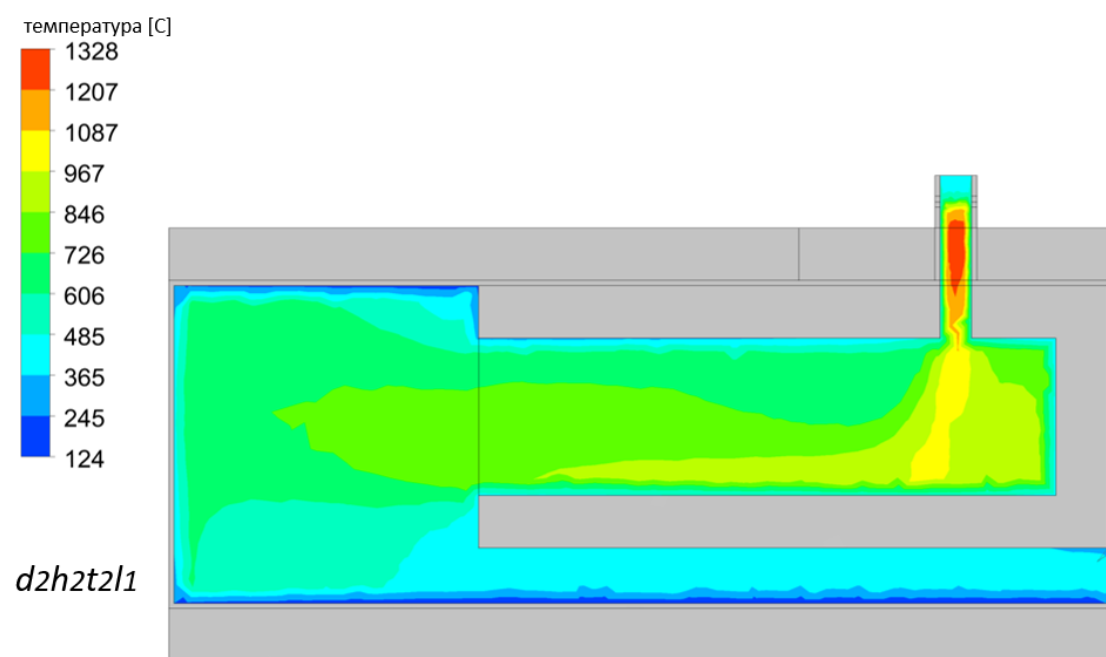
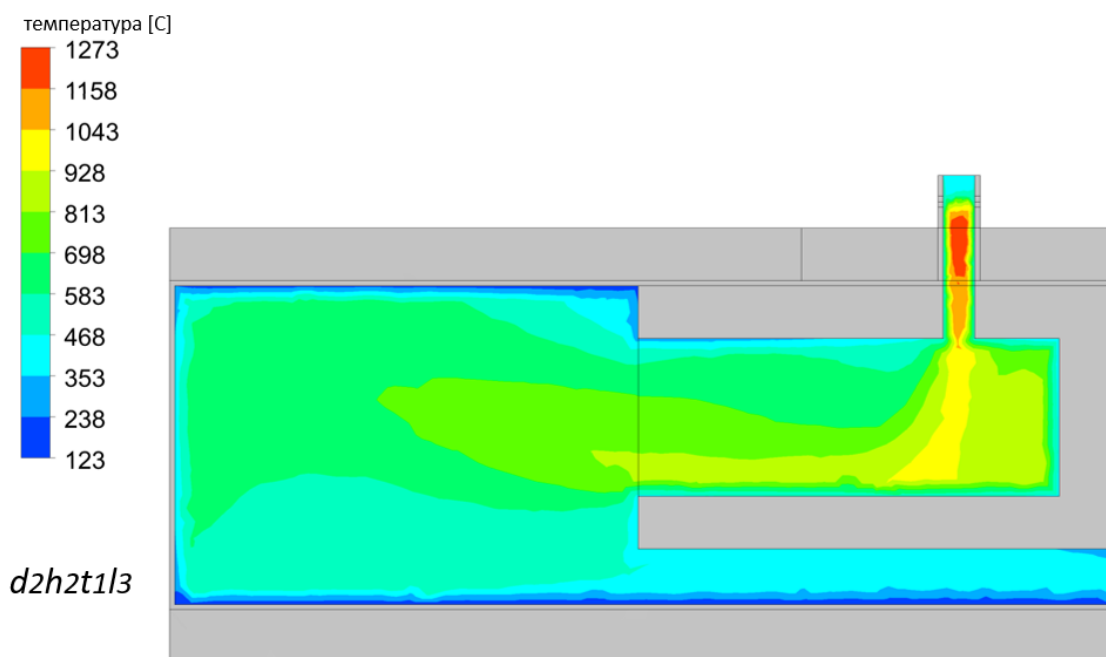
d1h2t2l2

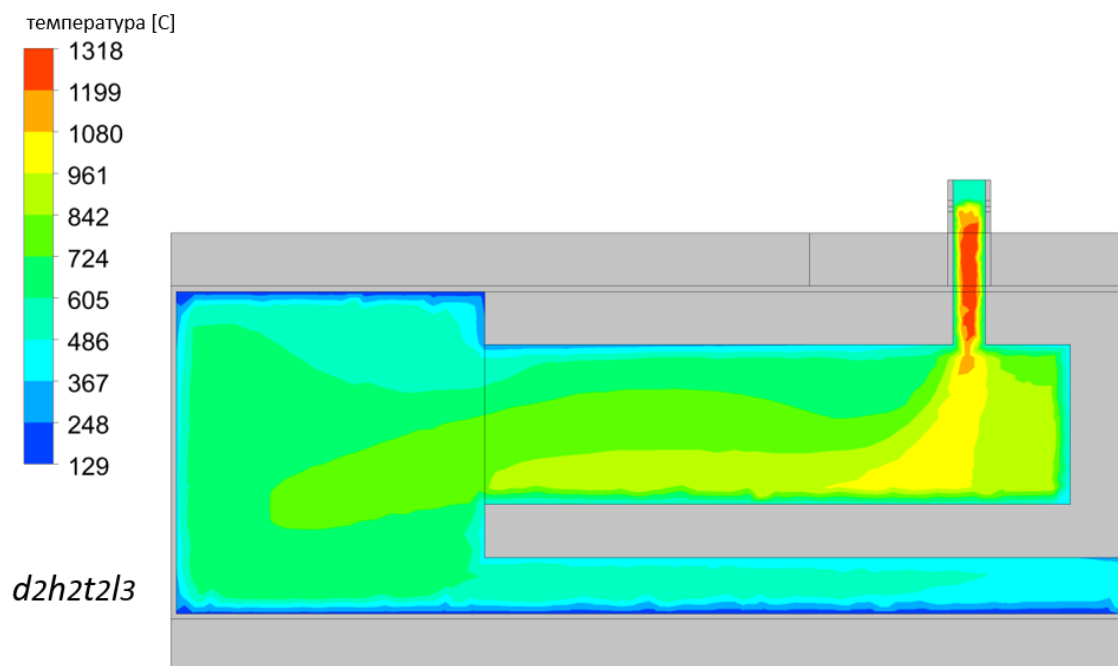
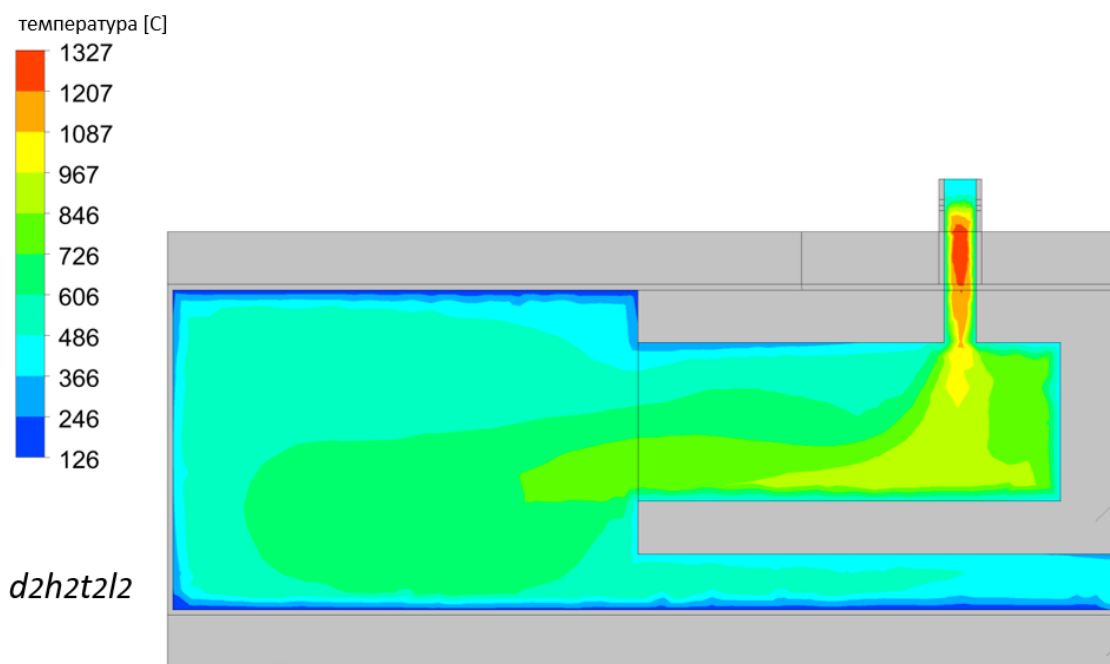




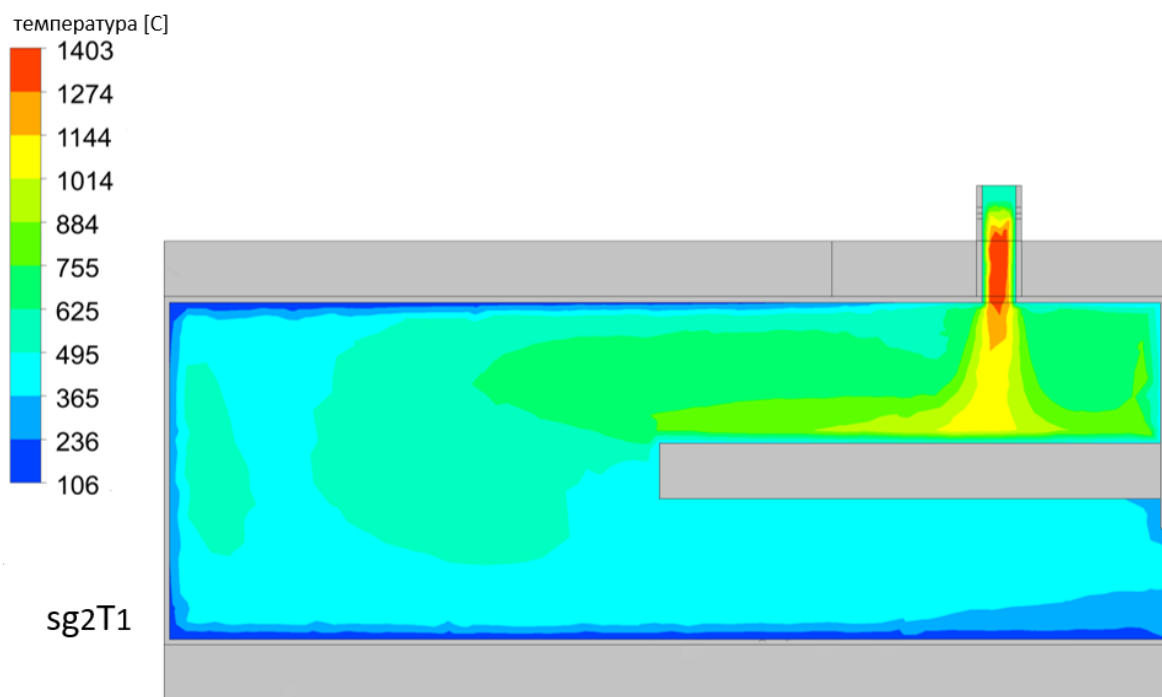
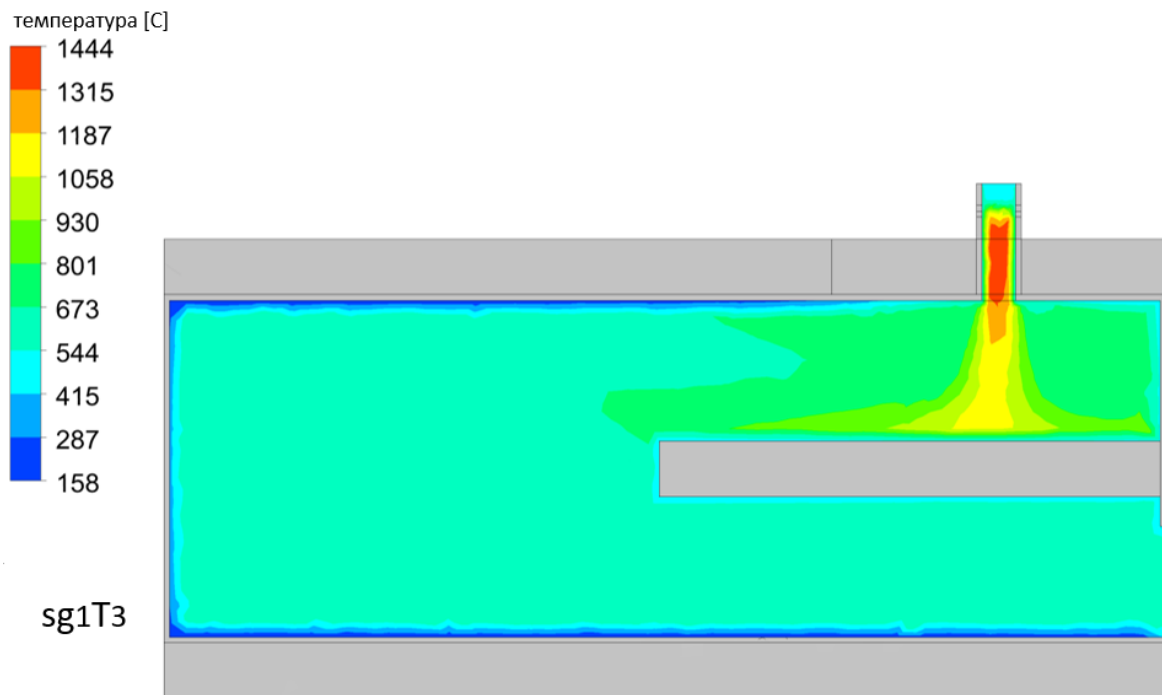




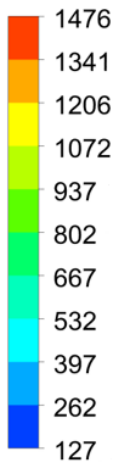




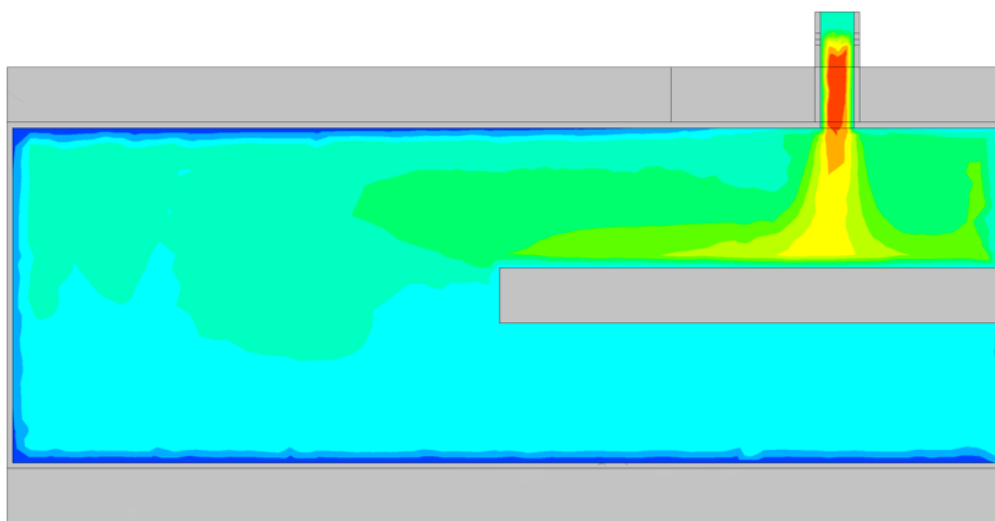
ПРИЛОГ 6. Резултати CFD симулација температурског поља димног гаса



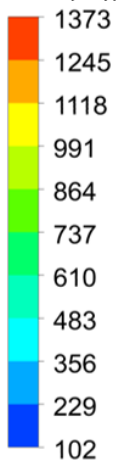
температура [C]



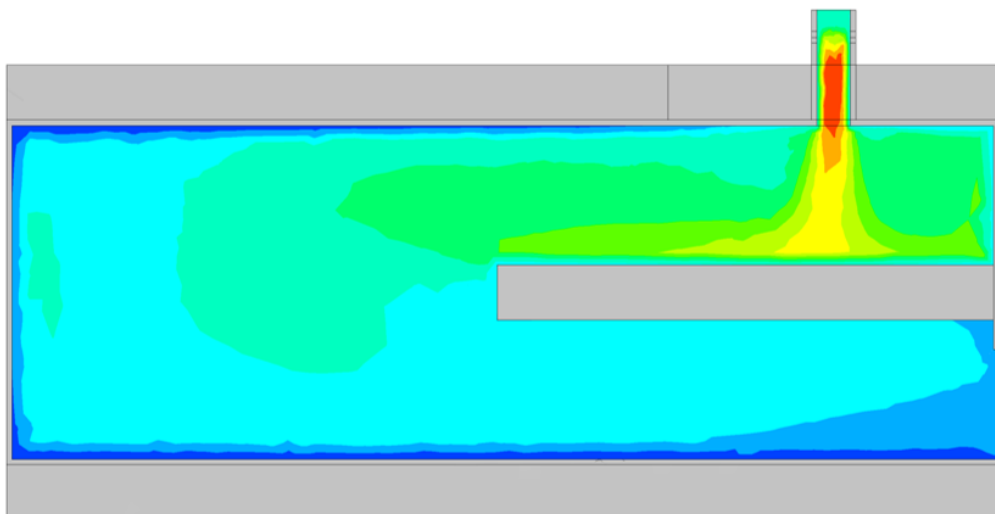
sg2T2

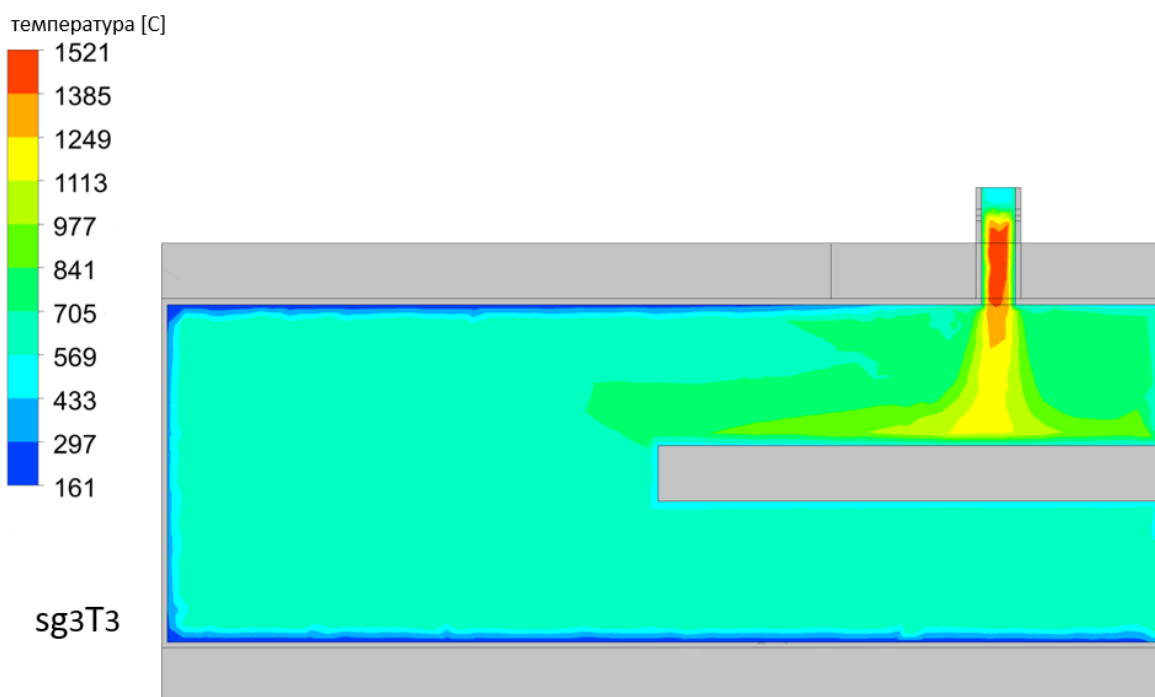
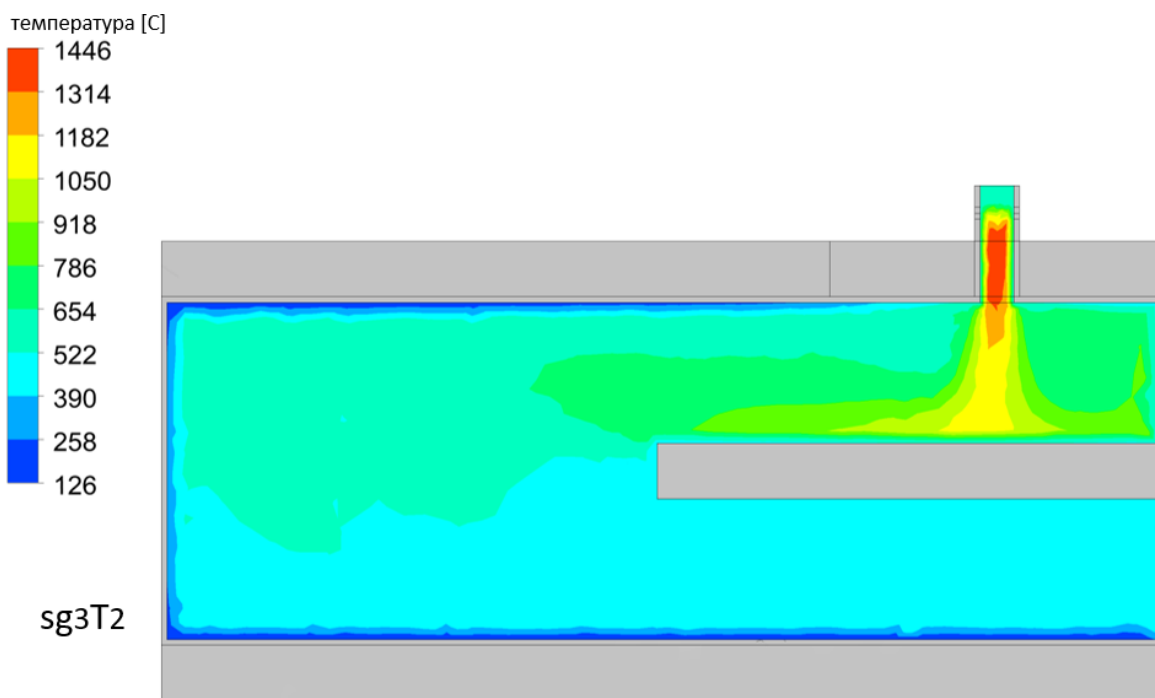


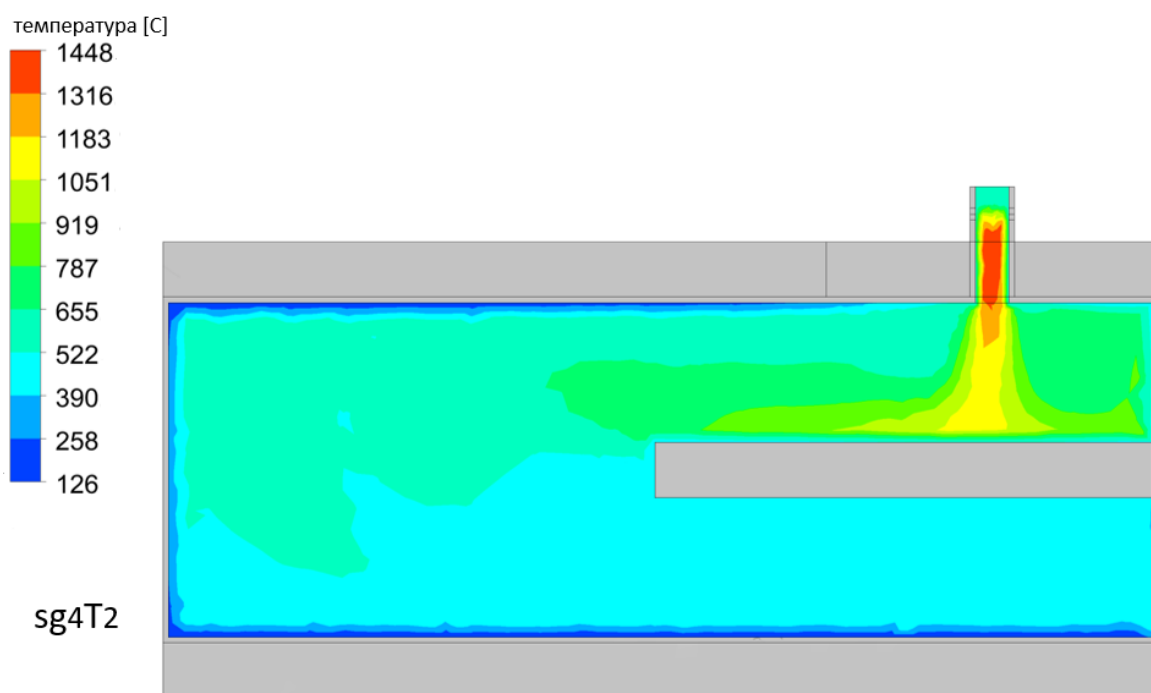
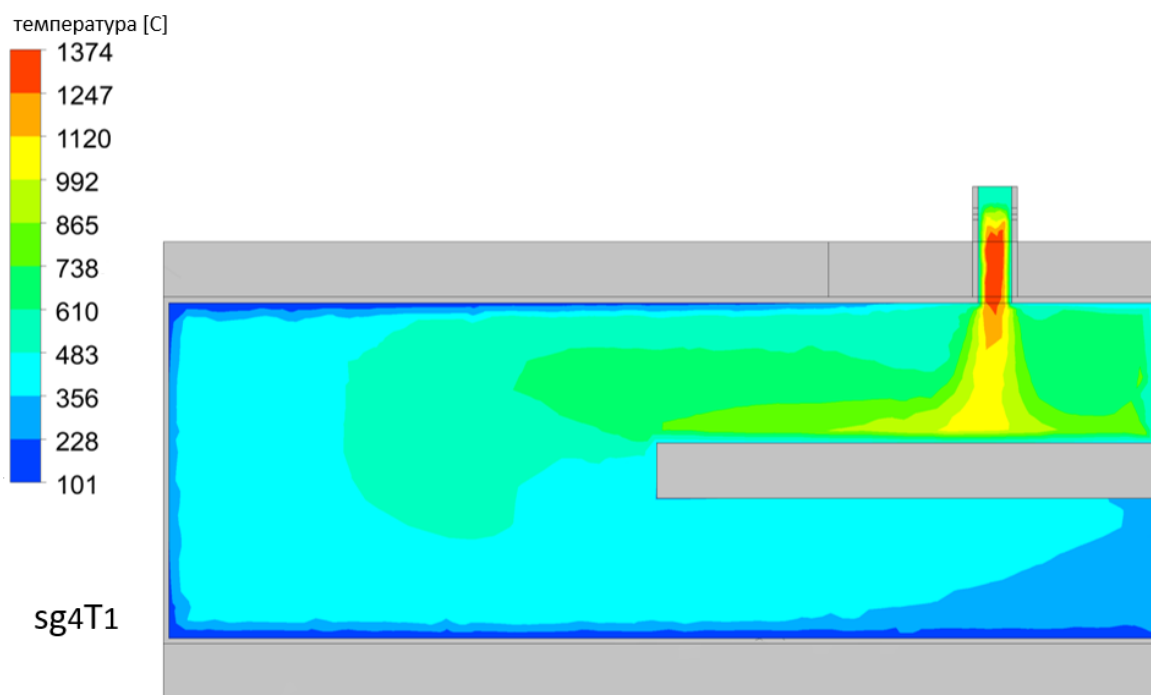
температура [C]

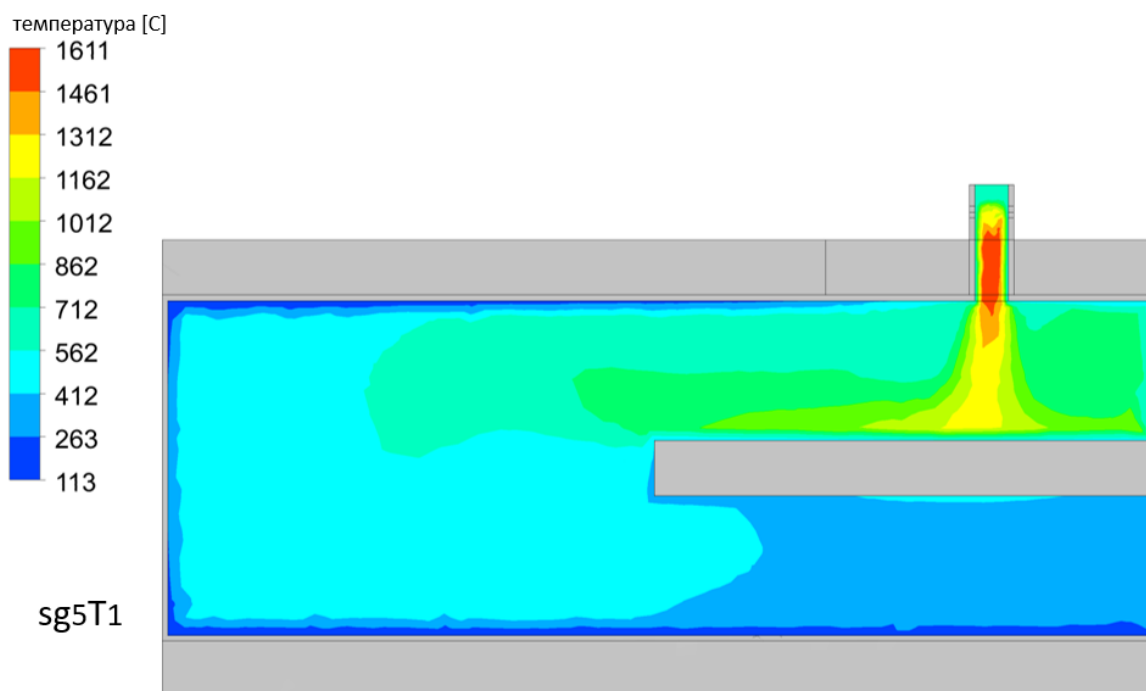
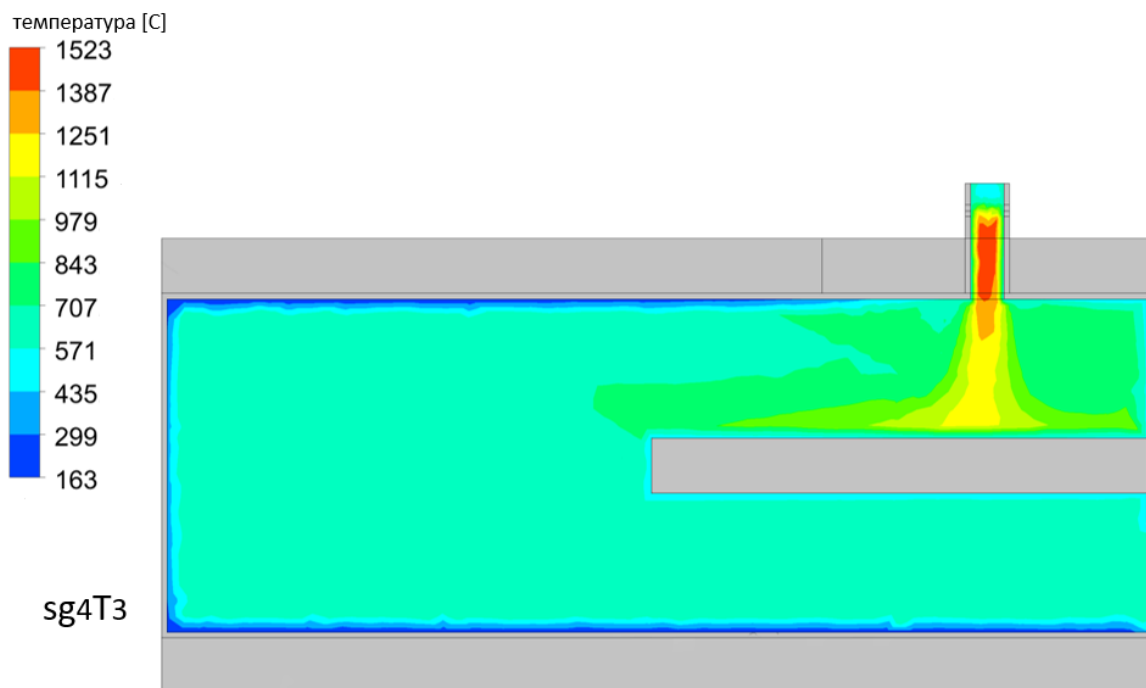


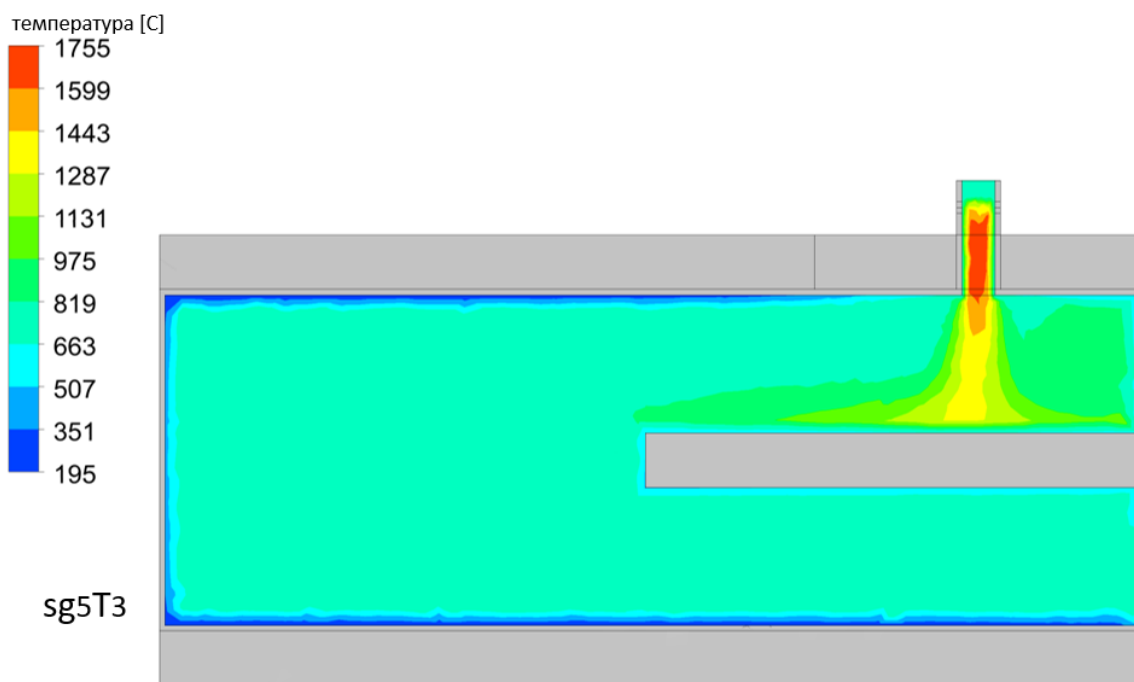
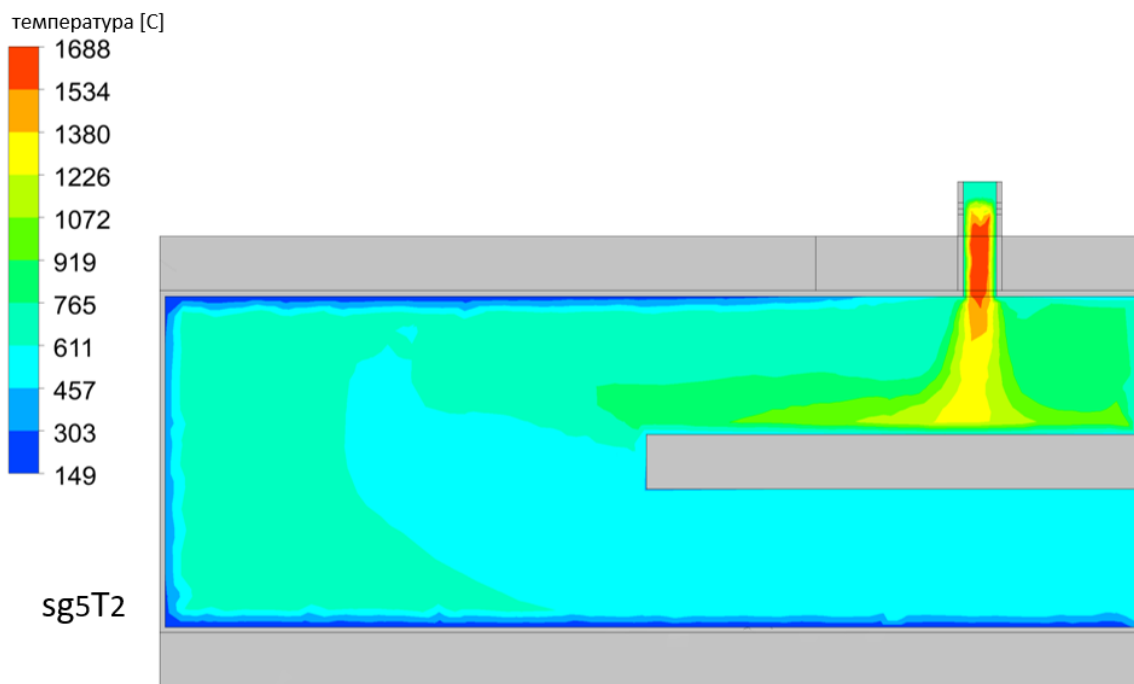
sg3T1

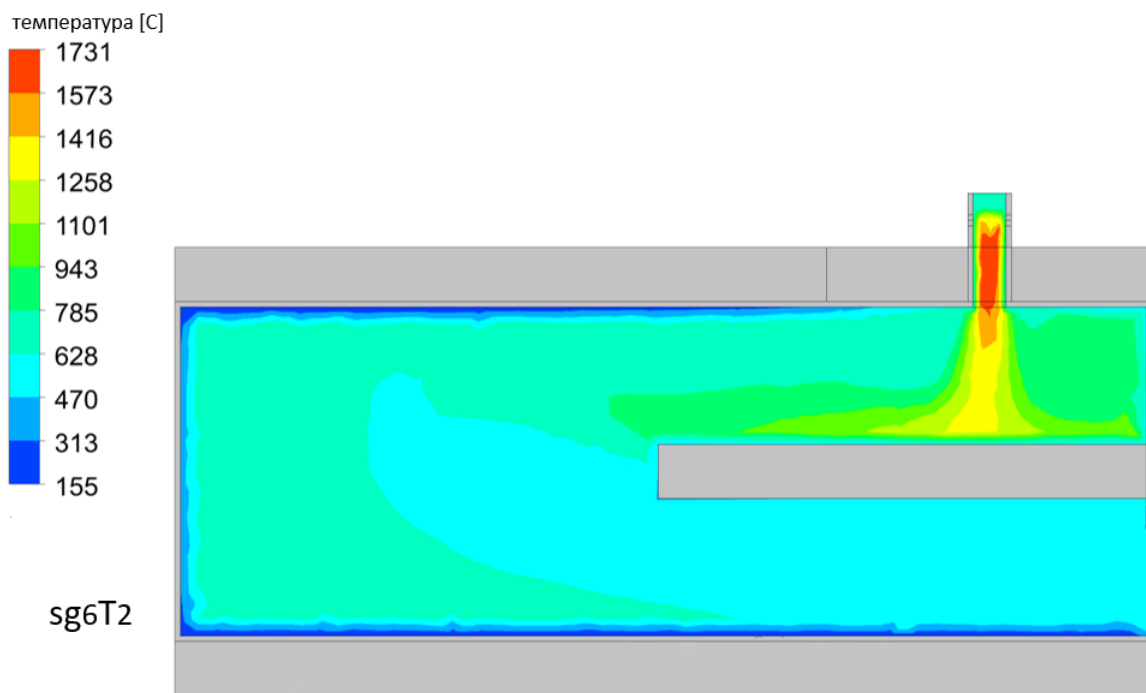
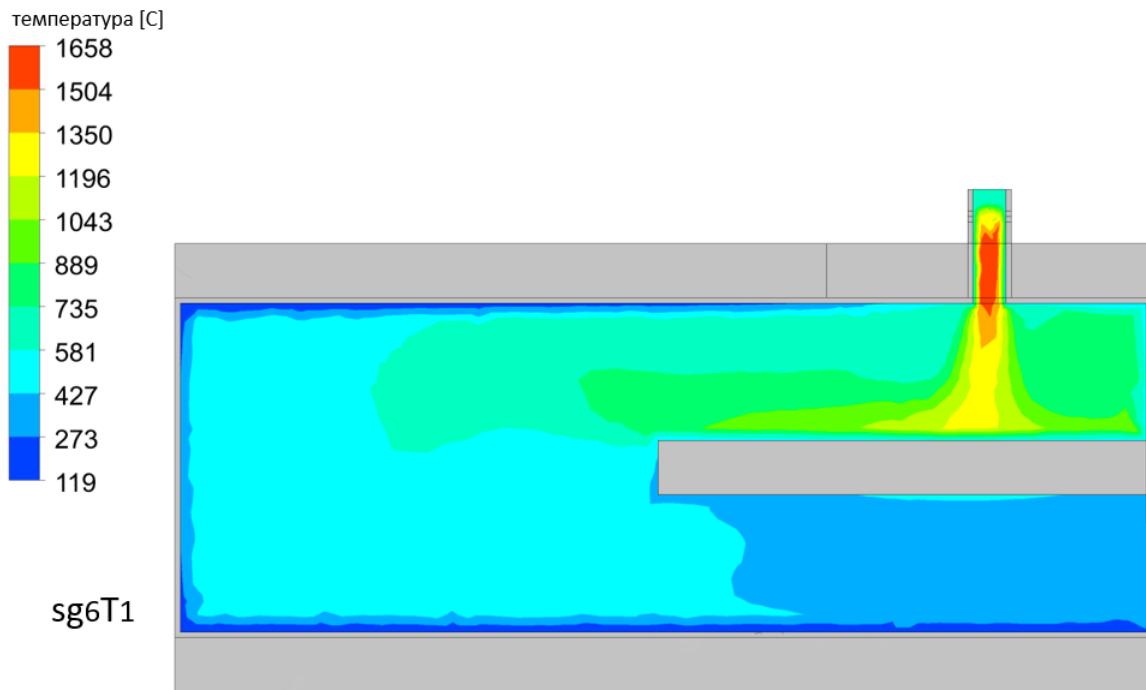


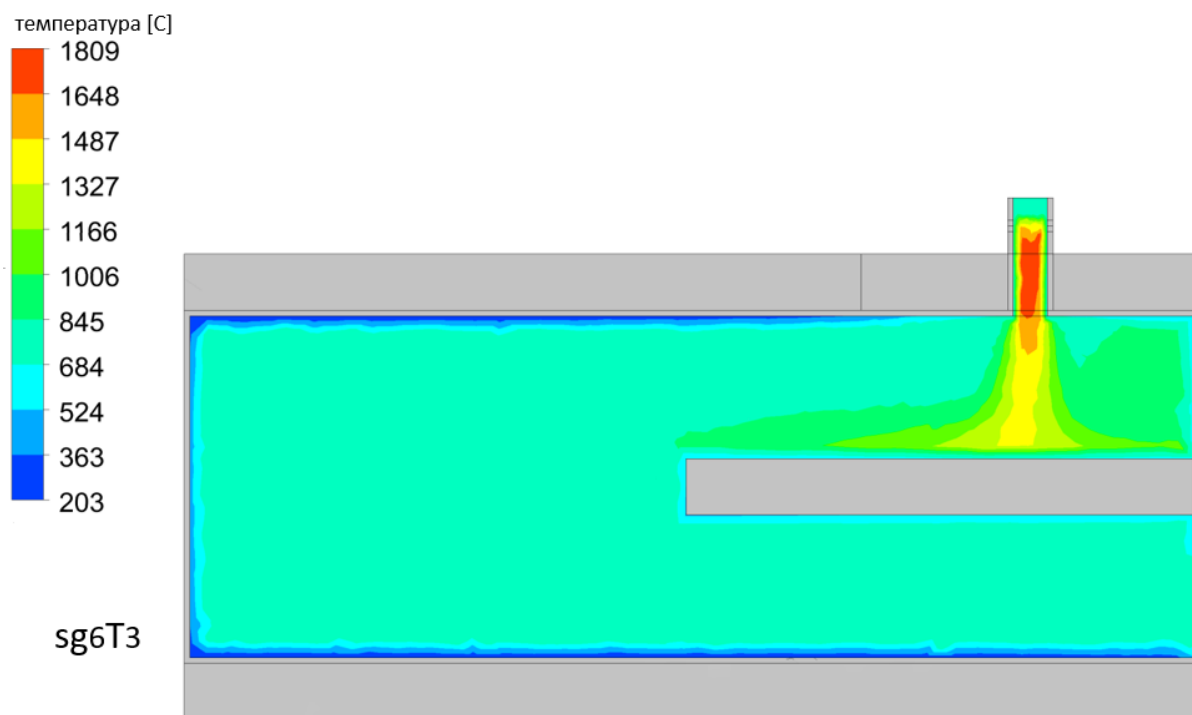




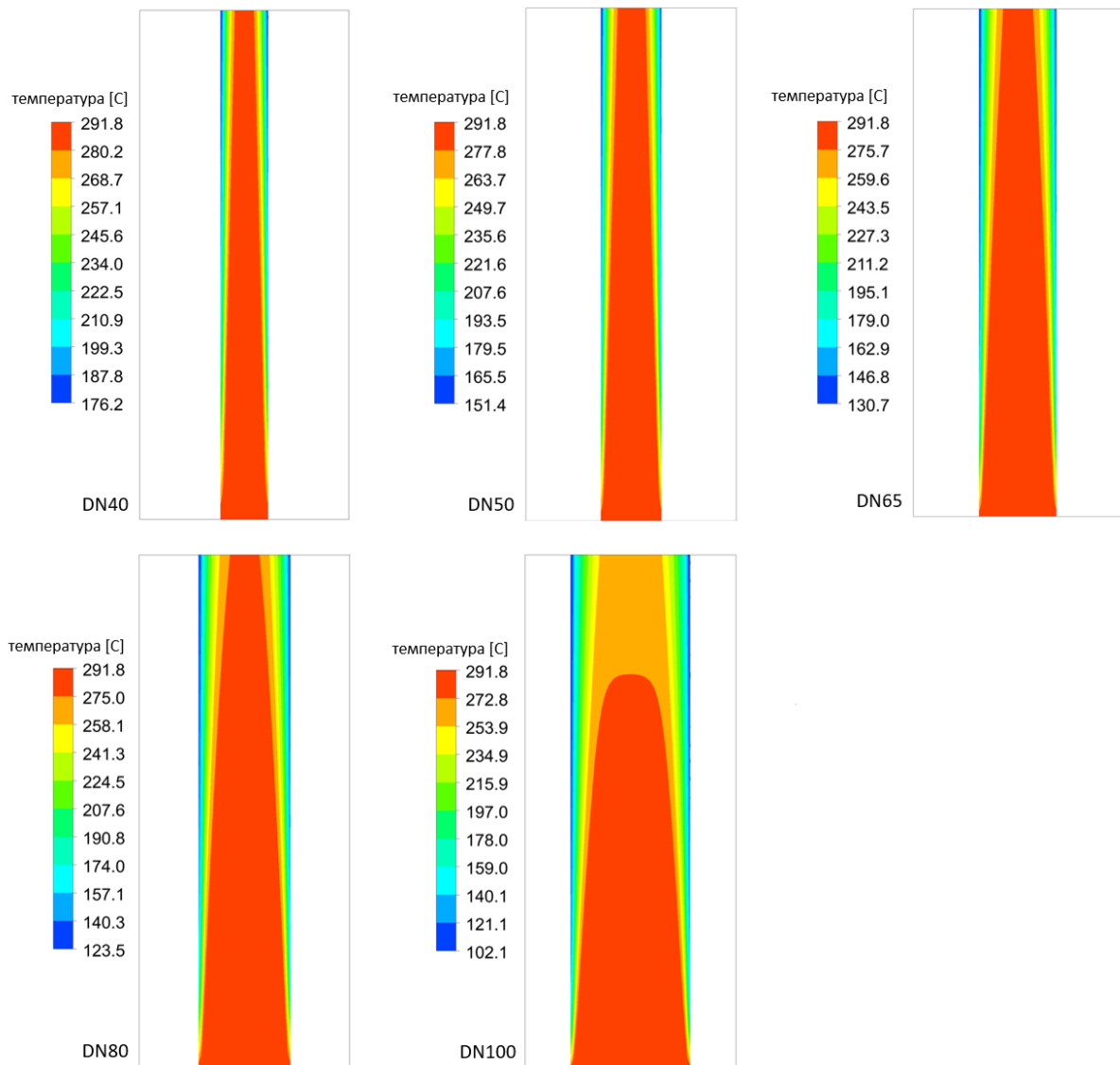




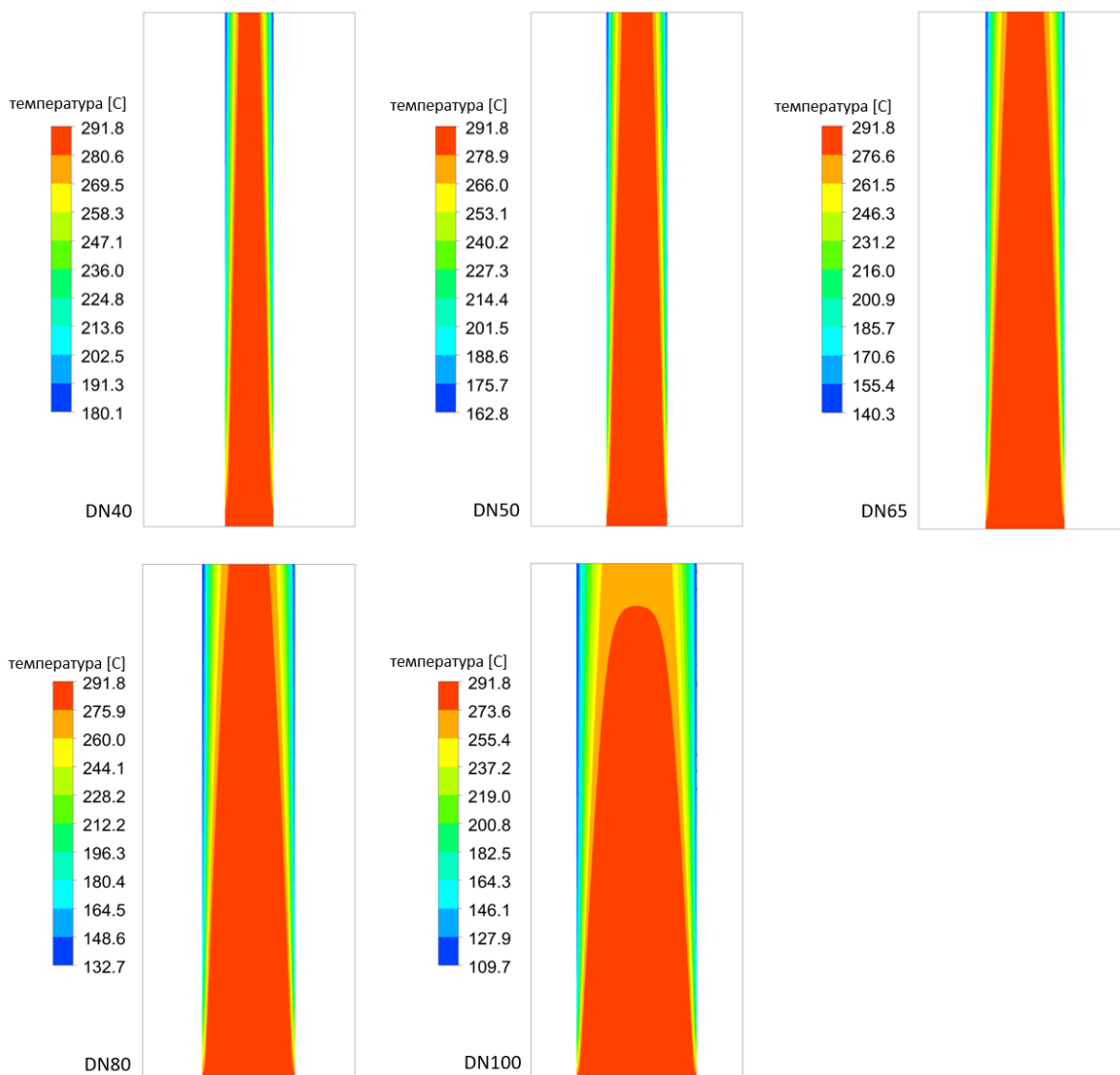




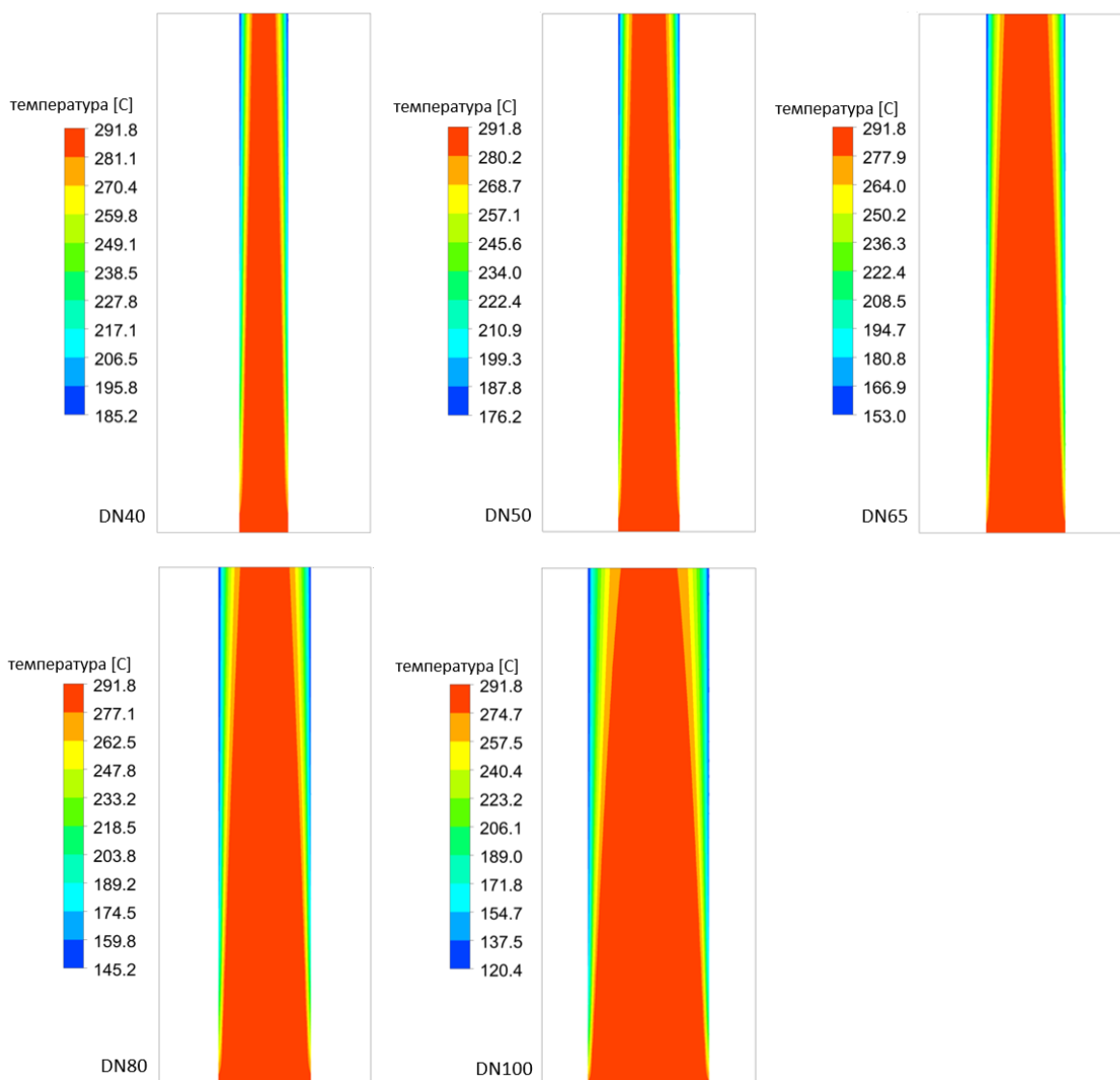
ПРИЛОГ 7. Резултати CFD симулација температурског поља унутар димоводних цеви без турбулатора за проток димног гаса од  $0.00452 \text{ kg/s}$ .



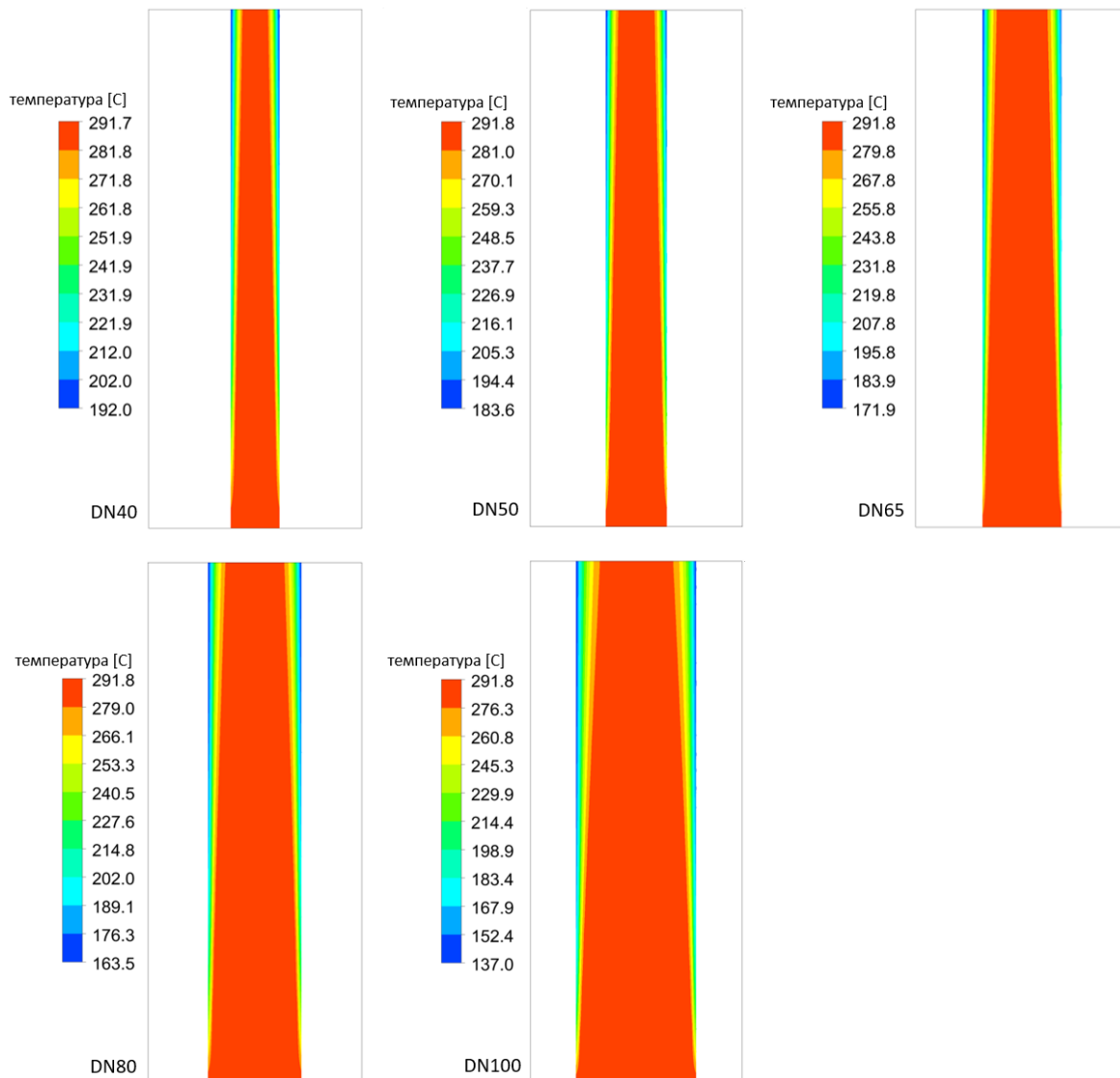
Резултати CFD симулација температурског поља унутар димоводних цеви без турбулатора за проток димног гаса од  $0.00565 \text{ kg/s}$ .



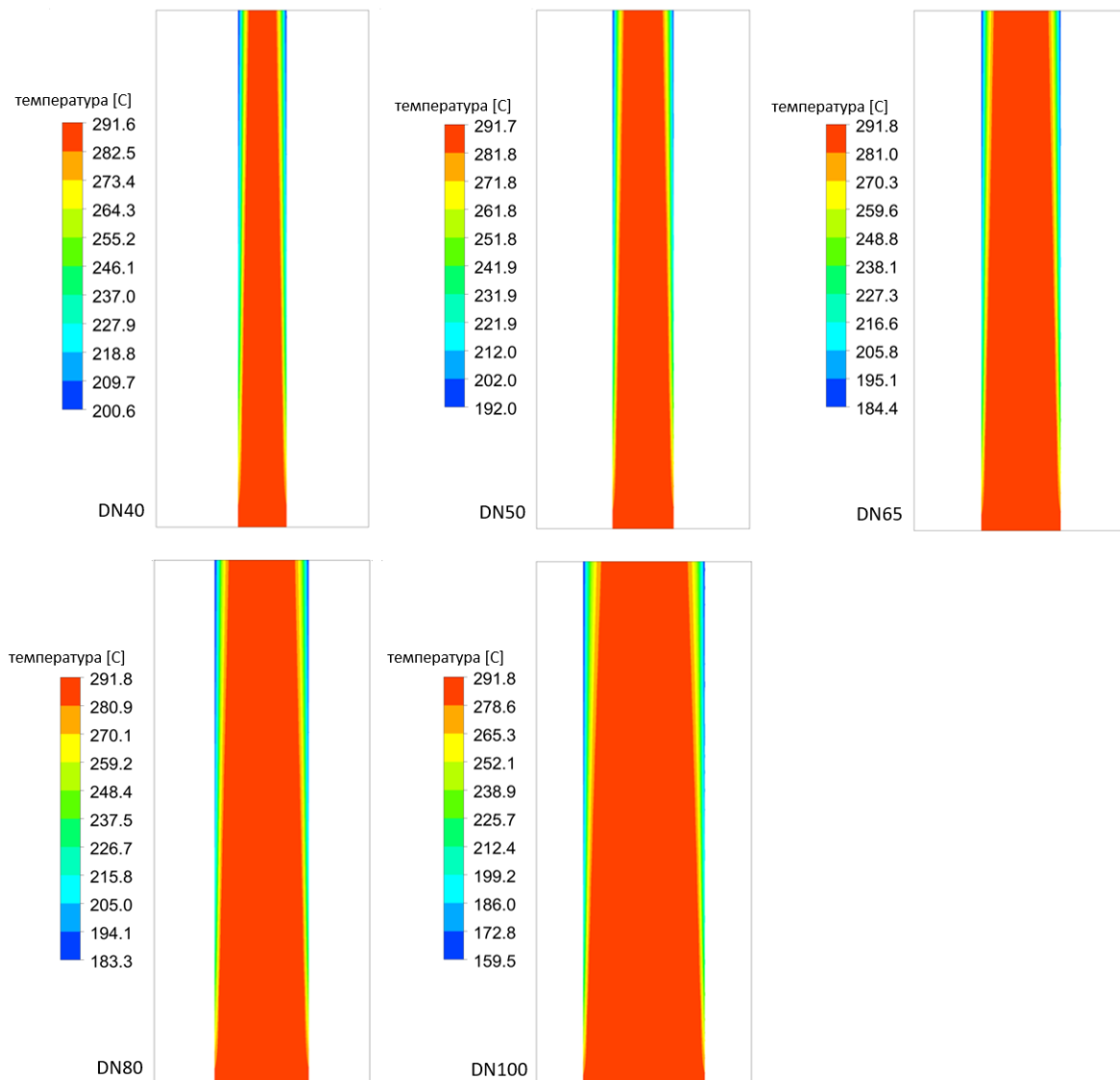
Резултати CFD симулација температурског поља унутар димоводних цеви без турбулатора за проток димног гаса од  $0.00753 \text{ kg/s}$ .



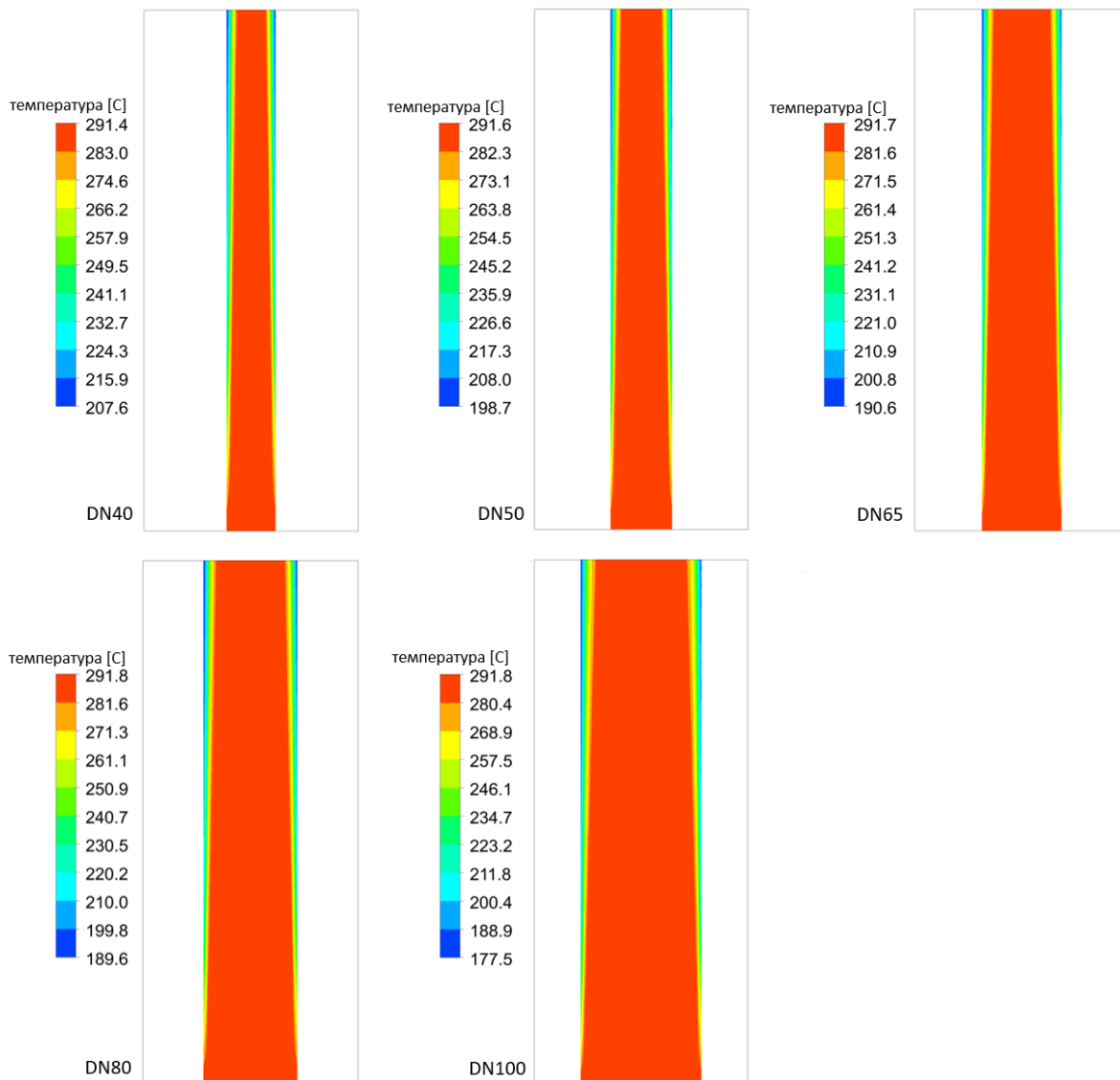
Резултати CFD симулација температурског поља унутар димоводних цеви без турбулатора за проток димног гаса од  $0.0113 \text{ kg/s}$ .



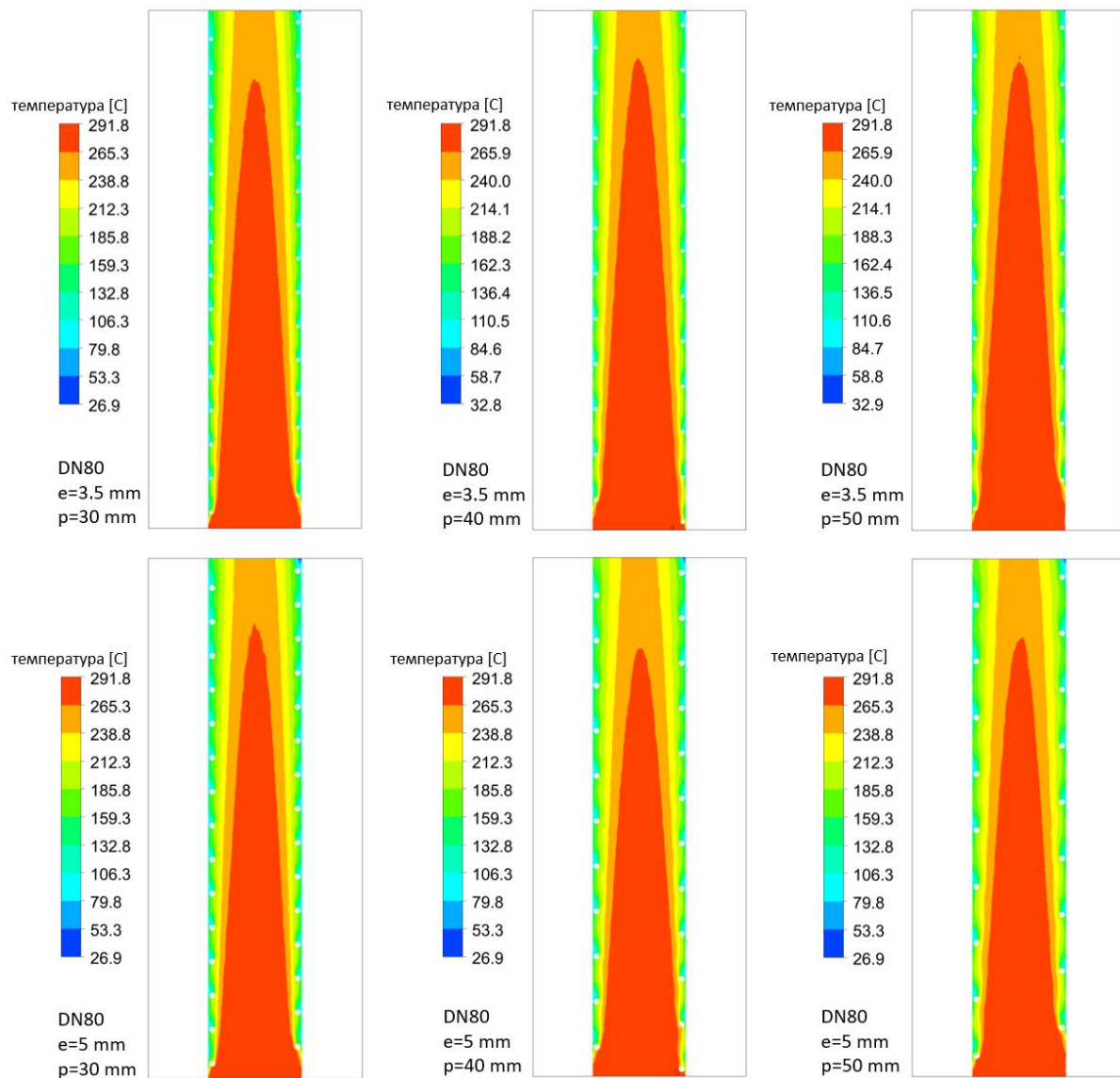
Резултати CFD симулација температурског поља унутар димоводних цеви без турбулатора за проток димног гаса од  $0.0188 \text{ kg/s}$ .

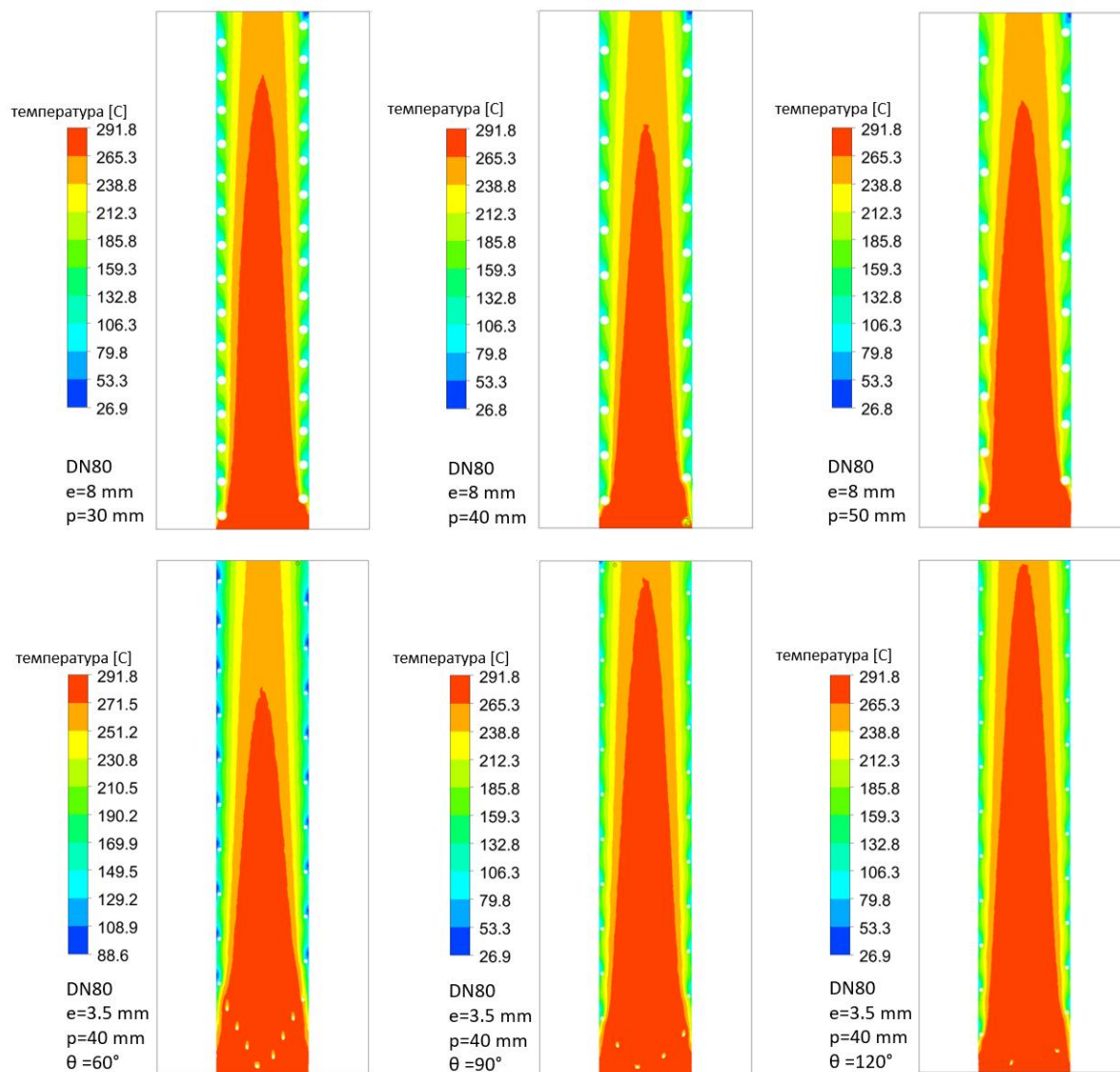


Резултати CFD симулација температурског поља унутар димоводних цеви без турбулатора за проток димног гаса од  $0.0282 \text{ kg/s}$ .

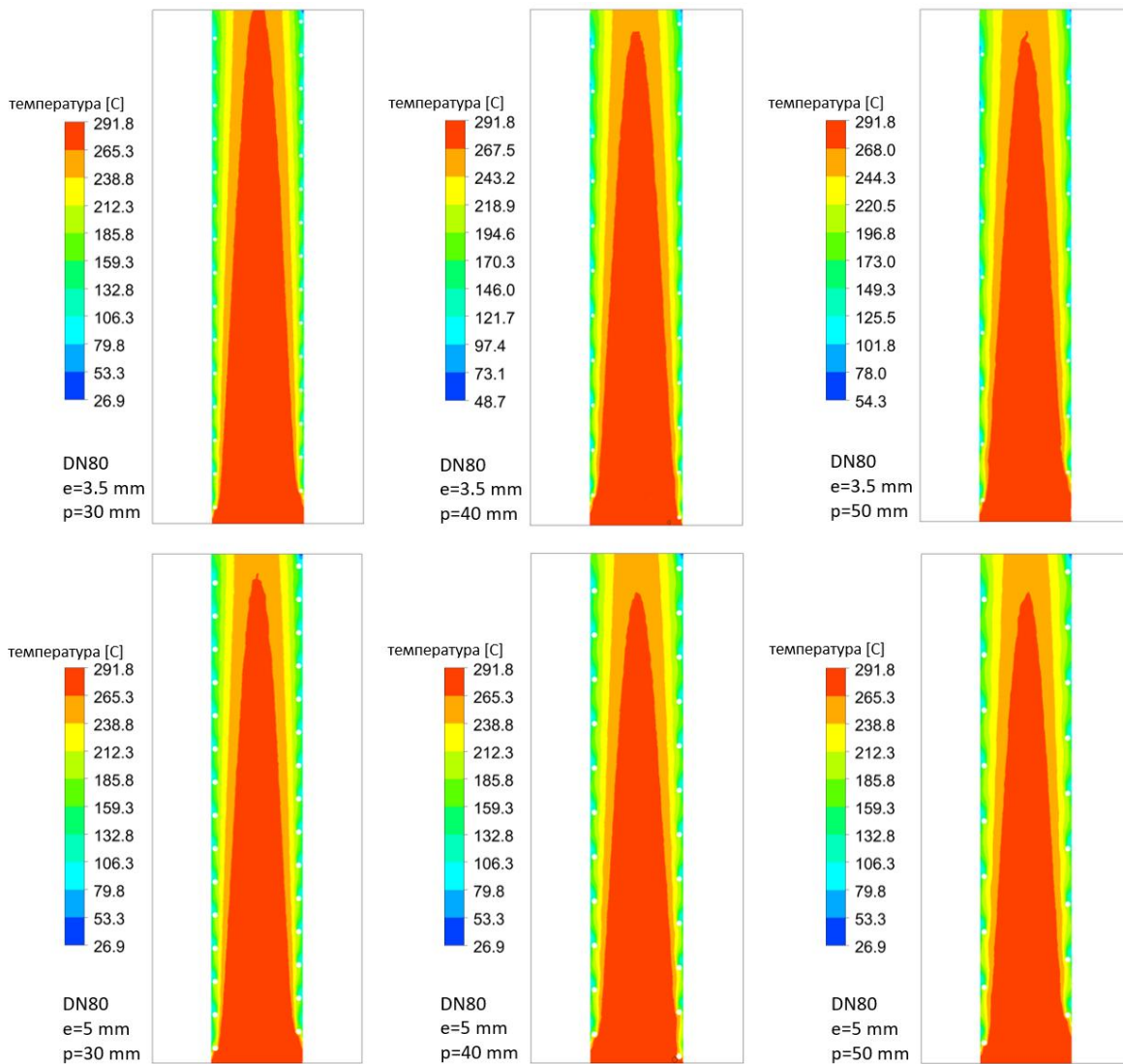


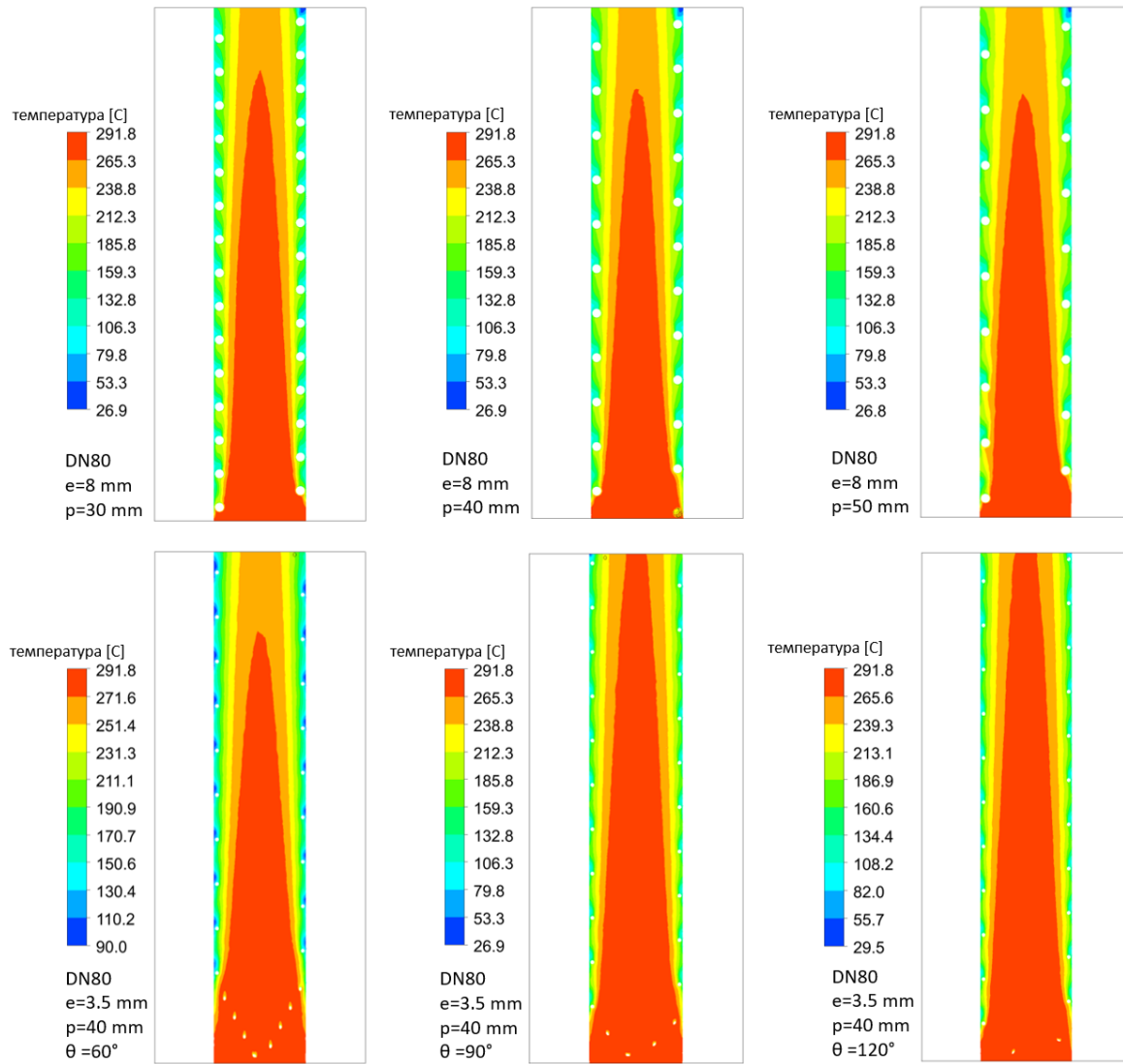
ПРИЛОГ 8. Резултати CFD симулација температурског поља унутар димоводних цеви за проток димног гаса од  $0.00452 \text{ kg/s}$ .



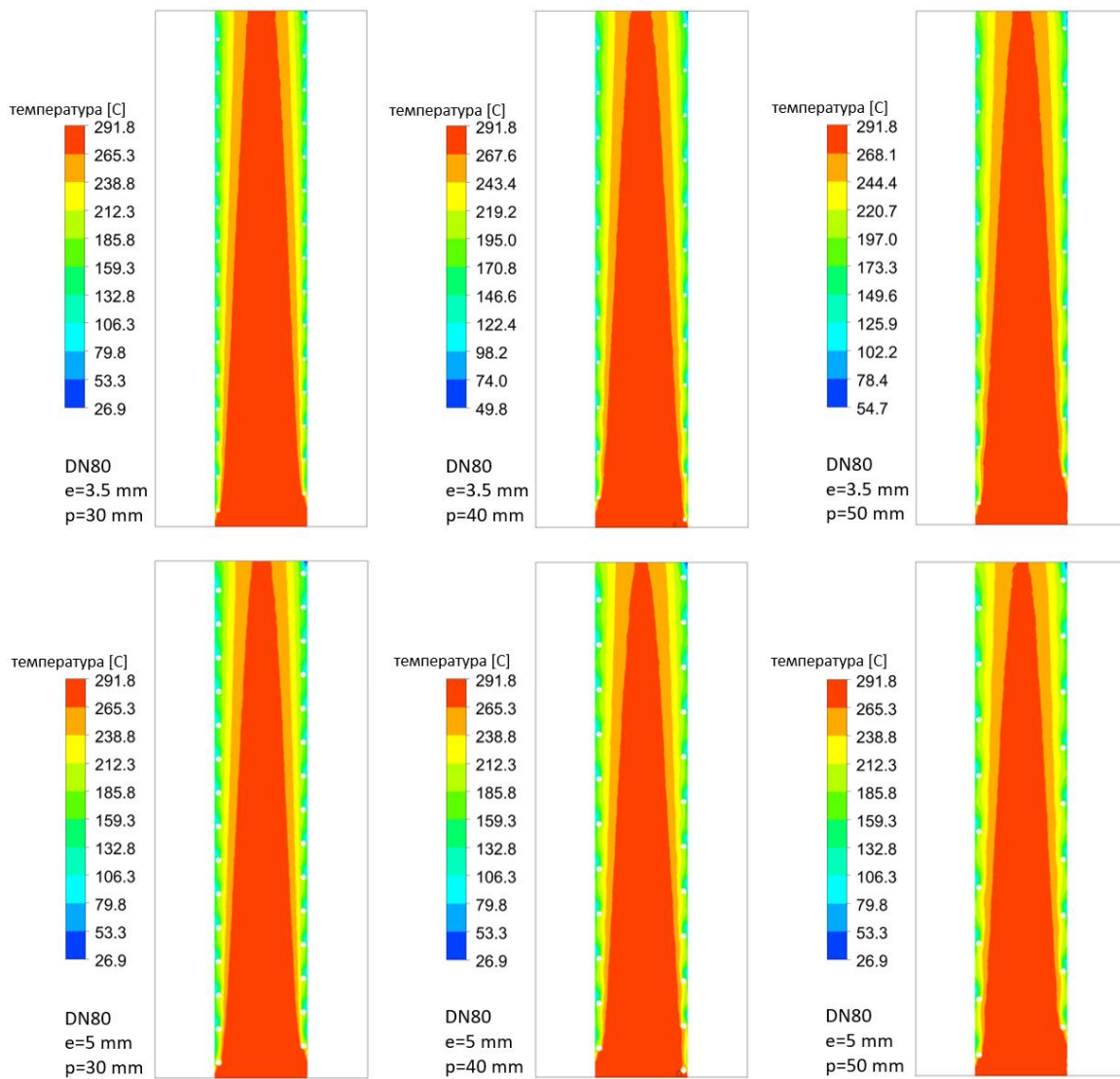


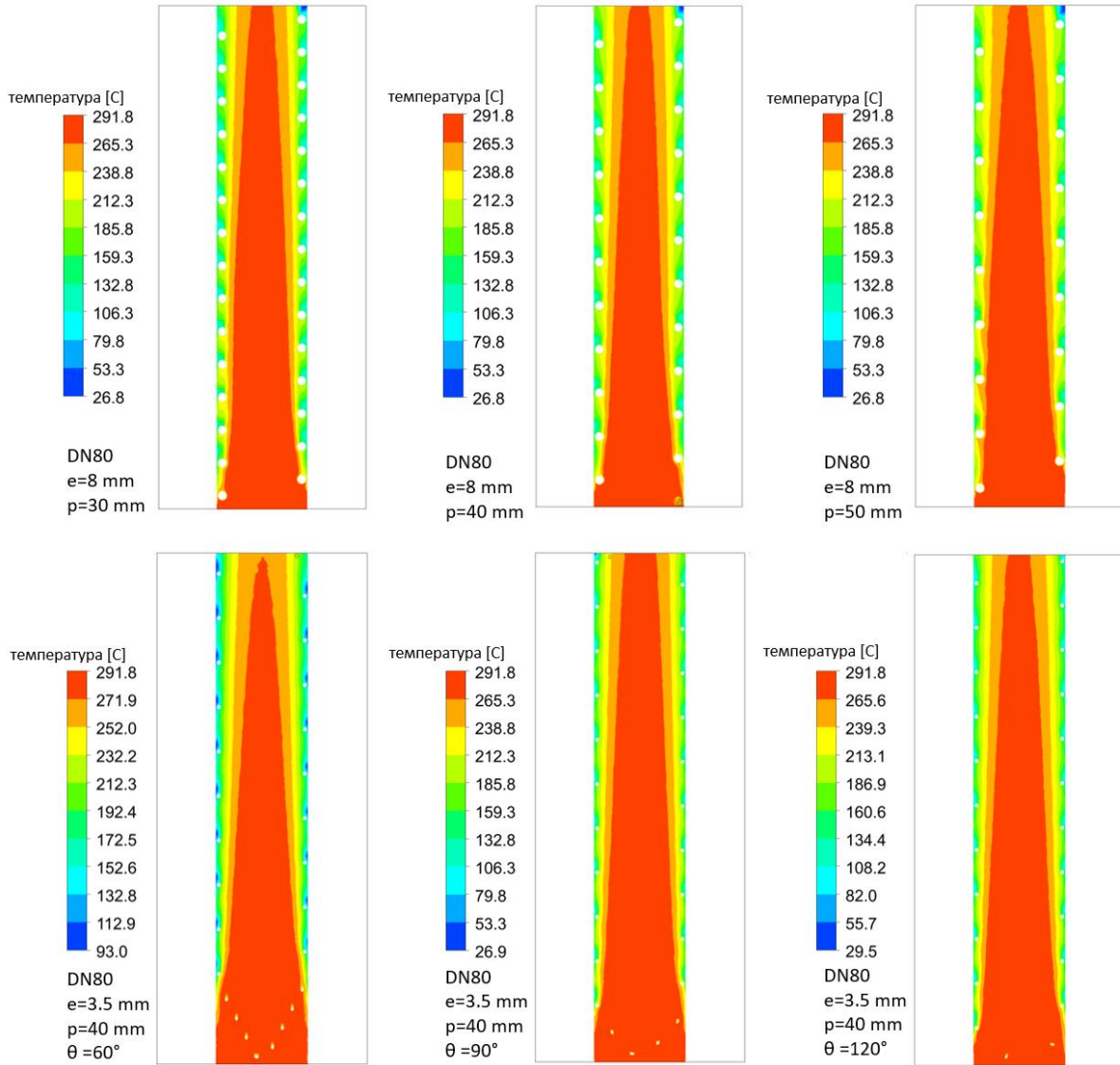
Резултати CFD симулација температурског поља унутар димоводних цеви за проток димног гаса од  $0.00565 \text{ kg/s}$ .



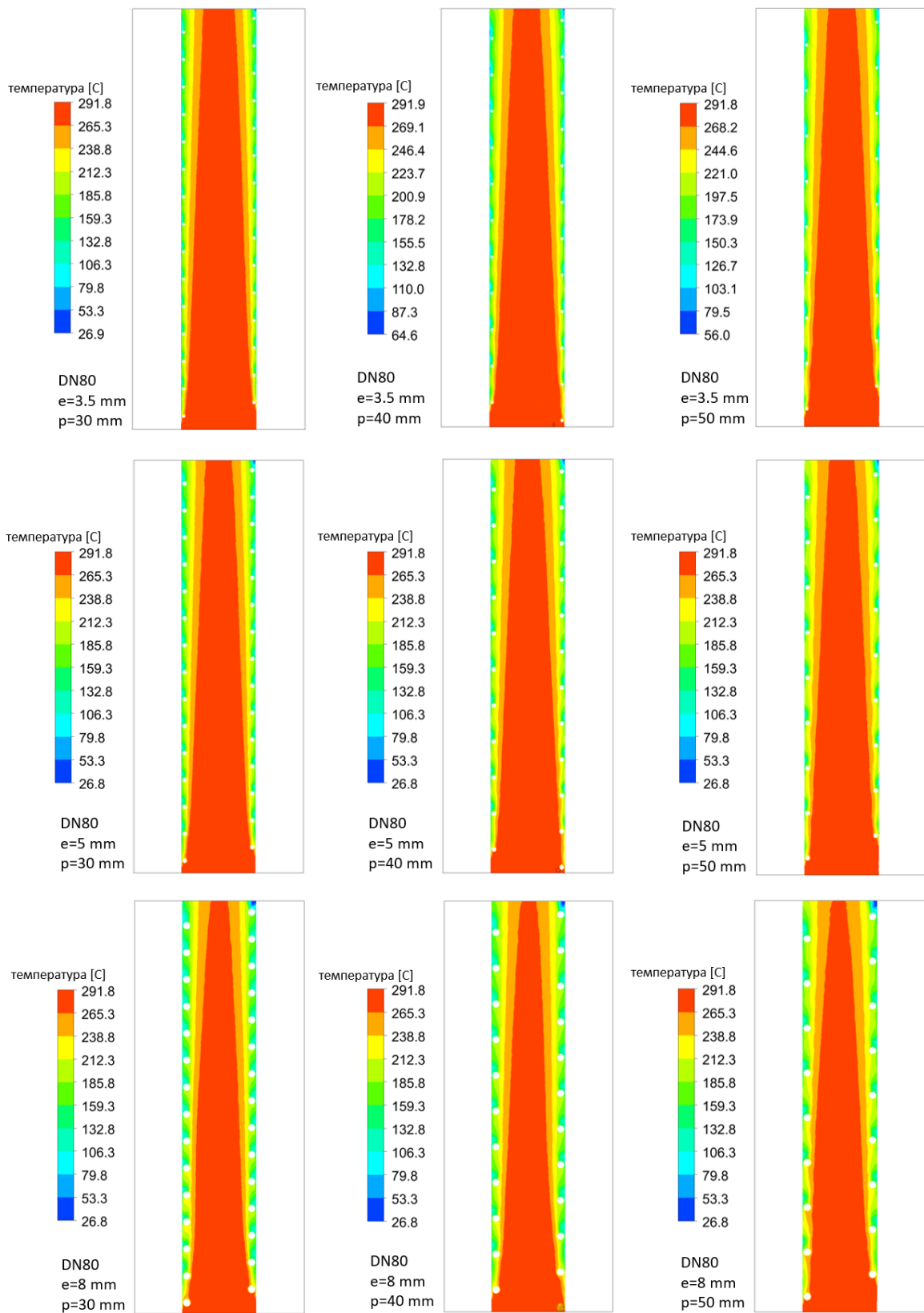


Резултати CFD симулација температурског поља унутар димоводних цеви за проток димног гаса од  $0.00753 \text{ kg/s}$ .

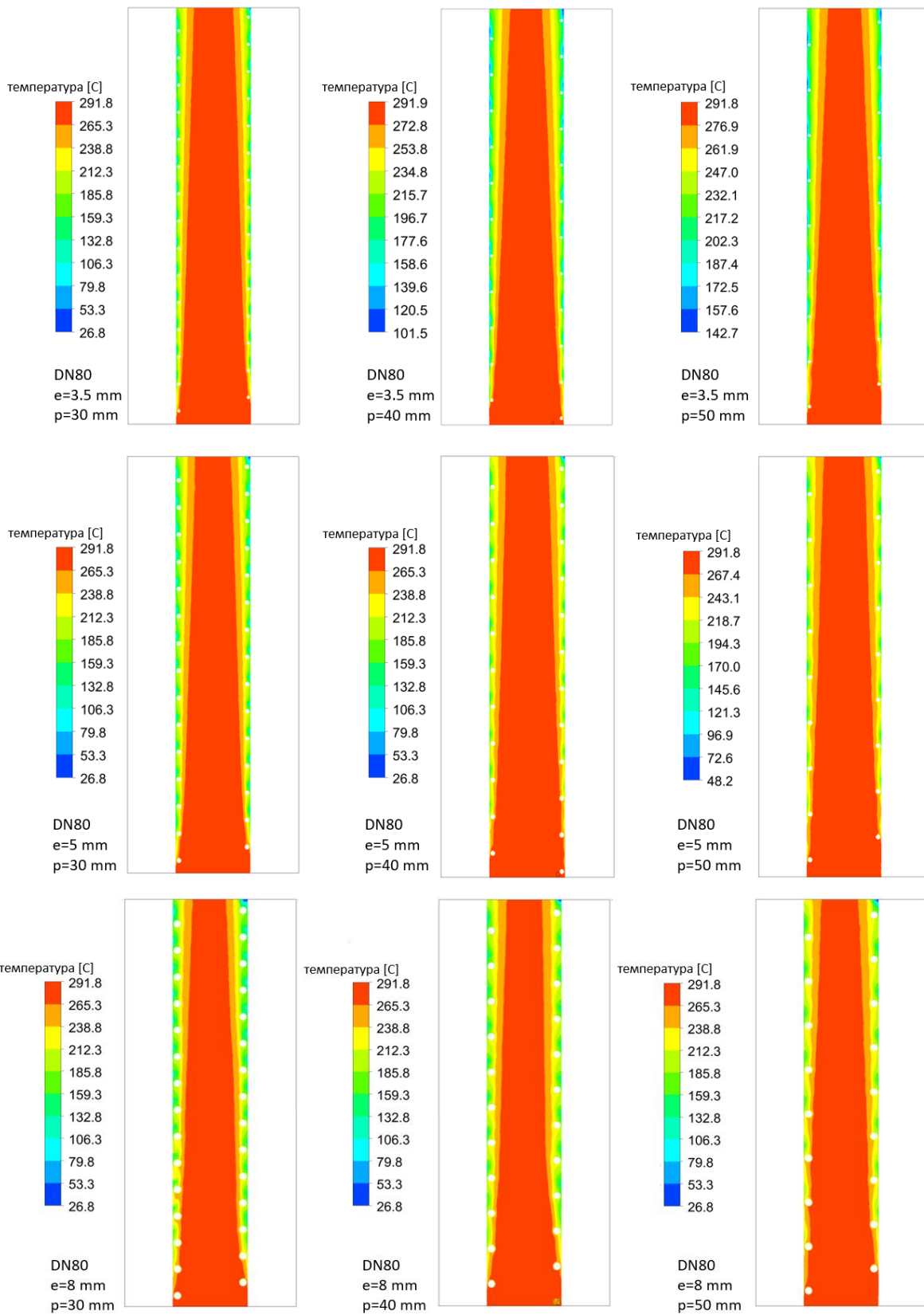




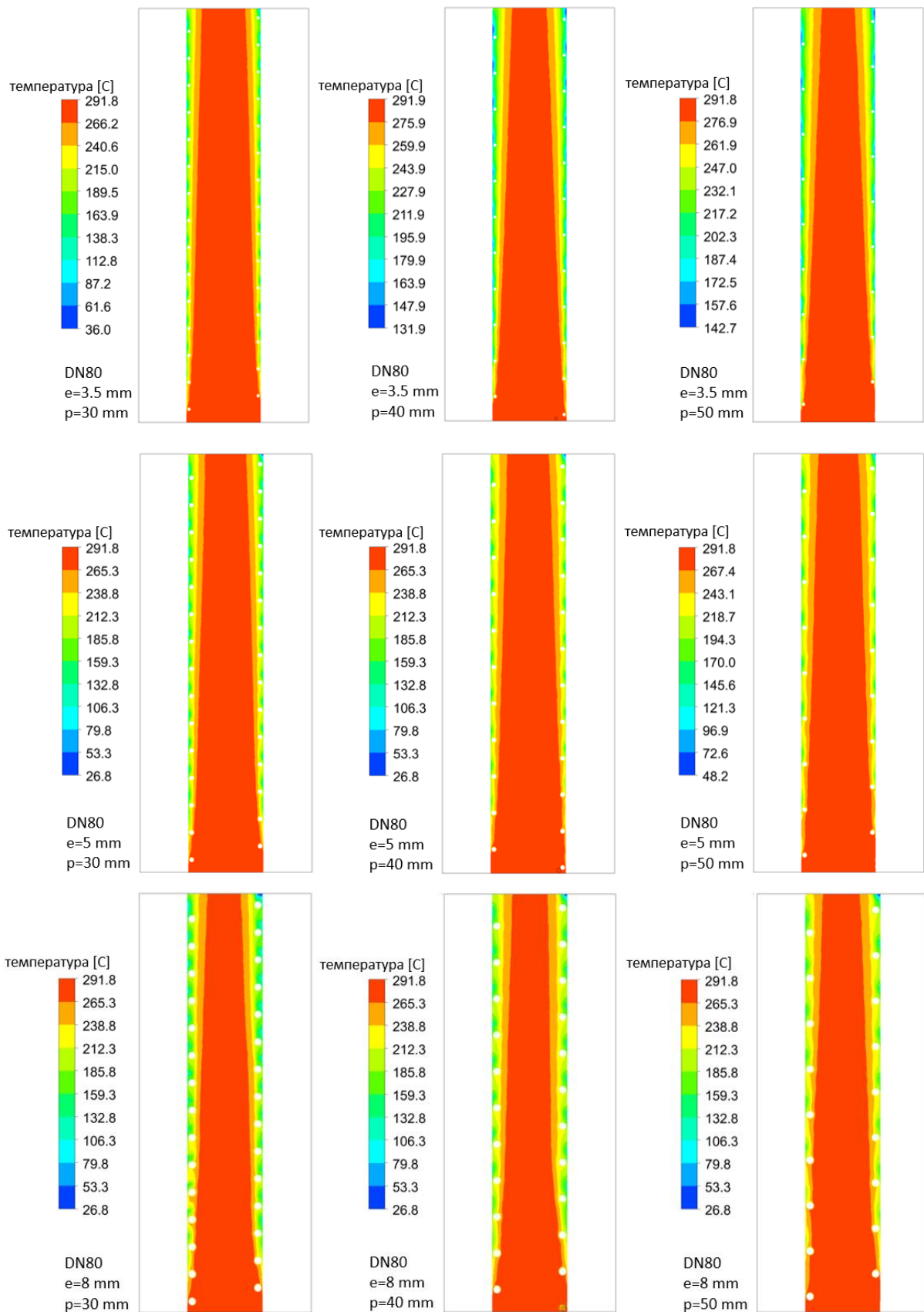
Резултати CFD симулација температурског поља унутар димоводних цеви за проток димног гаса од  $0.0113 \text{ kg/s}$ .



Резултати CFD симулација температурског поља унутар димоводних цеви за проток димног гаса од  $0.0188 \text{ kg/s}$ .



Резултати CFD симулација температурског поља унутар димоводних цеви за проток димног гаса од 0.0282 kg/s.



## Биографија аутора

Ђорђе Новчић, мастер инжењер машинства, рођен је 04. децембра 1991. године у Краљеву, где и сада живи. Ожењен, отац једног детета.

Основне академске студије машинског инжењерства уписао је 2010. године на Факултету за машинство и грађевинарство у Краљеву Универзитета у Крагујевцу и завршио их у предвиђеном року 13.09.2013. године са просечном оценом 9.36. На истом Факултету уписао је мастер академске студије, смер: Енергетско машинство и аутоматско управљање и завршио их у предвиђеном року 29.09.2015. године са просечном оценом 10.00. Након дипломирања, уписао је докторске академске студије школске 2015/2016 године. Током основних и мастер студија био је стипендиста Министарства просвете, науке и технолошког развоја.

Од 01.04.2016. до 30.04.2018. године као студент докторских студија био је ангажован у звању Истраживач-стипендиста Министарства просвете, науке и технолошког развоја и укључен у реализацију пројекта ТР 33027 „Развој енергетски ефикасног постројења за гасификацију и когенерацију чврсте биомасе“.

Од 01.05.2018. године запослен је на Факултету за машинство и грађевинарство у Краљеву као Истраживач приправник, на основу конкурса Министарства просвете, науке и технолошког развоја за укључивање 1000 младих истраживача у научноистраживачке пројекте. Изабран је у звање Истраживача сарадника 29.08.2019. године, а 28.08.2023. године изабран је у звање Вишег стручног сарадника на Катедри за енергетику и заштиту животне средине. Ангажован је на извођењу вежби из предмета: Енергија и окружење, Алтернативни извори енергије, Климатизација, Топлотни уређаји и постројења и Моделирање и симулација термичких процеса – CFD. Говори, чита и пише Енглески језик.

**ИЗЈАВА АУТОРА О ОРИГИНАЛНОСТИ ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ**

Изјављујем да докторска дисертација под насловом:

**МУЛТИФУНКЦИОНАЛНОСТ КЕРАМИЧКИХ И МЕТАЛНИХ ДОДАТАКА У  
КОТЛОВИМА НА БИОМАСУ**

представља *оригинално ауторско дело* настало као резултат *сопственог истраживачког рада*.

*Овом Изјавом такође потврђујем:*

- да сам *једини аутор* наведене докторске дисертације,
- да у наведеној докторској дисертацији *нисам извршио/ла повреду* ауторског нити другог права интелектуалне својине других лица,

У Краљеву, 21.10.2025. године,



---

потпис аутора

**ИЗЈАВА АУТОРА О ИСТОВЕТНОСТИ ШТАМПАНЕ И ЕЛЕКТРОНСКЕ ВЕРЗИЈЕ  
ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ**

Изјављујем да су штампана и електронска верзија докторске дисертације под насловом:

**МУЛТИФУНКЦИОНАЛНОСТ КЕРАМИЧКИХ И МЕТАЛНИХ ДОДАТАКА У  
КОТЛОВИМА НА БИОМАСУ**

истоветне.

У Краљеву, 21.10.2025. године,



---

потпис аутора

**ИЗЈАВА АУТОРА О ИСКОРИШЋАВАЊУ ДОКТОРСКЕ ДИСЕРТАЦИЈЕ**

Ја, Ђорђе А. Новчић,

дозвољавам

не дозвољавам

Универзитетској библиотеци у Крагујевцу да начини два трајна умножена примерка у електронској форми докторске дисертације под насловом:

**МУЛТИФУНКЦИОНАЛНОСТ КЕРАМИЧКИХ И МЕТАЛНИХ ДОДАТАКА У  
КОТЛОВИМА НА БИОМАСУ**

и то у целини, као и да по један примерак тако умножене докторске дисертације учини трајно доступним јавности путем дигиталног репозиторијума Универзитета у Крагујевцу и централног репозиторијума надлежног министарства, тако да припадници јавности могу начинити трајне умножене примерке у електронској форми наведене докторске дисертације путем *преузимања*.

Овом Изјавом такође

дозвољавам

не дозвољавам<sup>1</sup>

---

<sup>1</sup> Уколико аутор изабере да не дозволи припадницима јавности да тако доступну докторску дисертацију користе под условима утврђеним једном од *Creative Commons* лиценци, то не искључује право припадника јавности да наведену докторску дисертацију користе у складу са одредбама Закона о ауторском и сродним правима.

припадницима јавности да тако доступну докторску дисертацију користе под условима утврђеним једном од следећих *Creative Commons* лиценци:

- 1) Ауторство
- 2) Ауторство - делити под истим условима
- 3) Ауторство - без прерада
- 4) Ауторство - некомерцијално
- 5) Ауторство - некомерцијално - делити под истим условима
- ⑥ Ауторство - некомерцијално - без прерада<sup>2</sup>

У Краљеву, 21.10.2025. године,



---

потпис аутора

---

<sup>2</sup> Молимо ауторе који су изабрали да дозволе припадницима јавности да тако доступну докторску дисертацију користе под условима утврђеним једном од *Creative Commons* лиценци да заокруже једну од понуђених лиценци. Детаљан садржај наведених лиценци доступан је на: <http://creativecommons.org.rs/>