

УНИВЕРЗИТЕТ У БЕОГРАДУ

МАШИНСКИ ФАКУЛТЕТ

Горан М. Ступар

**МОДЕЛИРАЊЕ ПРОЦЕСА У
ЕНЕРГЕТСКОМ ПАРНОМ КОТЛУ СА
ВИШЕСТЕПЕНИМ ДОВОЂЕЊЕМ
ВАЗДУХА ПО ВИСИНИ ЛОЖИШТА**

ДОКТОРСКА ДИСЕРТАЦИЈА

Београд, 2016

UNIVERSITY OF BELGRADE
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

Goran M. Stupar

**MODELING OF PROCESSES IN UTILITY
STEAM BOILER WITH AIR
STAGING**

DOCTORAL THESIS

Belgrade, 2016

Ментор докторске дисертације

Др Драган Туцаковић, редовни професор
Универзитет у Београду - Машински факултет

Чланови комисије за одбрану докторске дисертације

Др Драган Туцаковић, редовни професор
Универзитет у Београду - Машински факултет

Др Титослав Живановић, редовни професор
Универзитет у Београду - Машински факултет

Др Срђан Белошевић, научни саветник
Универзитета у Београду - Институт за нуклеарне науке Винча

МОДЕЛИРАЊЕ ПРОЦЕСА У ЕНЕРГЕТСКОМ ПАРНОМ КОТЛУ СА ВИШЕСТЕПЕНИМ ДОВОЂЕЊЕМ ВАЗДУХА ПО ВИСИНИ ЛОЖИШТА

Резиме

Предмет истраживања представља развој прорачунског система који обухвата диференцијални математички модел процеса у ложишту и интегрални математички модел рада постројења са међусобним интеракцијама, а све у циљу процене рада енергетског парног котла у целини. Овакав систем омогућио је шири приказ свих релевантних стања струја које учествују у процесима енергетског парног котла на угљени прах. Потреба за оваквим начином истраживања проистекла је из чињенице да није могуће посматрати део сложеног постројења а притом занемарити његово садејство са остатком система у коме он функционише, односно са којим чини целину. Развијени метод је применљив за инверзне проблеме процене радног стања код постојећих постројења, као и за оне директне, како модификације постојећих тако и развоја нових енергетских објеката. У склопу развоја прорачунског система предвиђено је дефинисање математичког модела сагоревања честица угљеног праха, струјања и зрачења продуката сагоревања, као и подмодела формирања и деструкције азотних оксида који у корелацији са интегралним термичким и аеродинамичким прорачунима омогућавају формирање свеобухватног описа погонског режима енергетског парног котла.

Развој оваквог прорачунског модела је значајан ради поузданог предвиђања перформанси енергетских парних котлова. Квалитет рада самог котла који је могуће проценити применом развијеног система прорачуна може се поделити у групе ефективног, ефикасног, сигурног и еколошки прихватљивог рада. Оваква анализа нарочито је битна с обзиром да рад котла може имати пресудан утицај на расположивост и економичност целокупног енергетског система чија је он компонента.

Развијена метода од посебне је важности за описивање начина функционисања енергетског парног котла у чијем ложишту се одвија подстехиометријско сагоревање. Оваква ложишта функционишу у склопу

примене примарних мера редукције садржаја азотних оксида у димним гасовима. Како код подстехиометријског сагоревања конвенционални прорачуни немају могућност процене величина стања учесника у процесу као ни притом пренесене енергије, изузетно је значајно развијање новог метода који би обезбедио процену рада савремених енергетских котлова пред којима је постављен и додатни задатак рада по жељеним еколошким нормама.

Поступак оваквог прорачуна котла се одвија у етапама, почев од интегралних прорачуна који обезбеђују улазну базу података. Оваква база подразумева скуп реалних параметара рада постројења, то јест, скуп оних величина којима систем делује на објекат чији се рад анализира нумеричким путем. Домен нумеричке анализе представља онај део гасног тракта котла у коме се врши сагоревање, па посебно треба нагласити да је могуће проширење граница ложишног простора пошто се применом појединих примарних метода редукције азотних оксида, а код постојећих котлова, сагоревање често завршава у области грејне површине која је прва по току гасова након ложишта парног котла. Други део методе систематског повезивања прорачуна представља нумерички прорачун зрачећег реактивног турбулентног двокомпонентног тока у склопу ложишта и карактеристичне грејне површине, као подскупу котловског постројења чији се рад са посебном пажњом анализира. Овакви тродимензијски прорачуни се спроводе пакетима рачунарске механике флуида (computational fluid dynamics - CFD), који као излазне рачунске величине обезбеђују како концентрације сагоревањем насталих компонената димних гасова, тако и температуре и апсорбоване количине топлоте од стране екранисаних зидова ложишта. Целокупном применом система процене дефинисане су температуре свих флуидних токова по граничним позицијама грејних површина, поља карактеристичних величина неопходних за додатне анализе одређеног дела постројења, као и протоци струја које партиципирају у топлотним процесима парног котла, односно одређени су сви реални радни параметри постројења у једном моменту стационарног режима рада. На овакав начин, дефинисан прорачунски систем омогућава праћење функционисања сложеног енергетског система и испитивање мера које утичу на његов рад.

До дефинисања овакве методологије комплексног прорачуна, интегралне методе се најчешће користе у главној етапи код процеса развоја, модификације постојећих и пројектовања нових енергетских објеката, без обзира на тренутни напредак комерцијалних пакета рачунарске механике флуида. Сходно томе, неопходно је било извршити проширење постојећих једнодимензијских прорачуна, изворно намењених само надстехиометријским условима рада за функционисање постројења са новим системима сагоревања. Жељено прилагођавање извршено је дефинисањем утицајних параметара на интензитет одвијања процеса у домену где се врши подстехиометријско сагоревање применом описаног система повезивања прорачунских процедура. На овакав начин и код имплементације нових система подстехиометријског сагоревања омогућена је примена интегралних прорачуна који као такви захтевају много мање рачунарских капацитета и неупоредиво мањи утрошак времена, а при томе омогућавају приказ ширег опсега резултата рада постројења. Овако унапређена једнодимензијска метода прорачуна састоји се од интегрисаних билансних и карактеристичних једначина теорије преношења количине топлоте за све грејне површине.

Један од главних циљева истраживања је да се ова методологија може применити за испитивање могућности продужења радног века појединих постројења у Србији који су у експлоатацији преко 30 година. Постојећи системи уз неопходну ревитализацију основних елемената морају имплементирати нове концепције сагоревања како би задовољили све строже еколошке норме које се односе на садржај азотних оксида. Овакве процедуре могу се применити и за проверу радних параметара нових постројења, на начин на који се то данас не врши, са могућностима повећања сигурности и ефикасности целокупног постројења.

Нумеричко решавање по времену осредњених Навије-Стоксових једначина стационарног турбулентног струјања, једначина континуитета, одржања енергије и концентрација компонената гасне фазе, кретања честица, хемијских реакција, топлотног процеса зрачењем и конвективним механизмом као и једначина којима је описана турбуленција везано је строго за домен у коме се одвија сагоревање честица угљеног праха. Решења која се добијају нумеричком симулацијом

процеса који се одвијају у домену изражених претходним једначинама у спрези са класичним методама процене рада котловског постројења служе како би се описао утицај новог система сагоревања на рад грејних површина котла које су иза прорачунског домена. Потврдом резултата методологије прорачуна на реалним термоенергетским постројењима створени су услови за проширење једнодимензијских метода процене рада постројења и на области примене нове шеме дозирања ваздуха по висини ложишта. Овим је сачувано, у области примењених инжењерских метода, акумулирано искуство у пројектовању и праћењу рада енергетских парних котлова.

Приликом истраживања обрађене су и дефинисане прорачунске процедуре, које су резултирале и развојем одговарајућег корисничког софтвера за интегралну процену квалитета рада енергетског парног котла, а у новим условима функционисања ложишта са вишестепеним увођењем ваздуха. Применом овако конципираног алата могуће је вршити анализу његовог рада преко низа погонских параметара у широким границама и кратком временском периоду. Верификација и валидација успостављених процедура је извршена поређењем са резултатима релевантних мерења за постојеће енергетске парне котлове у Србији. Резултати истраживања доприносе бољем разумевању процеса који се одвијају у енергетском парном котлу након увођења примарних мера за редуцирање садржаја азотних оксида и омогућавају одређивање утицајних параметара на његов рад, са крајњим циљем повећања расположивости целокупног постројења.

Кључне речи: прорачунски систем, вишестепено довођење ваздуха, подстехиометрија, интегрални и нумерички модел, угљени прах

Научна област: Машинство

Ужа научна област: Термотехника

УДК број: 621.311.22:621.18(043.3)

MODELING OF PROCESSES IN UTILITY STEAM BOILER WITH AIR STAGING

Abstract

The subject of research is the development of a calculation system comprising a differential mathematical model of processes within the furnace and an integral mathematical operation model of plant with mutual interactions, with the aim of overall utility steam boiler operation assessment. Such system enabled a wider overview of all relevant flows involved in the processes of the utility steam boiler operating on pulverized coal. The need for such research originated from the fact that it is not possible to observe a part of a complex plant and disregard its joint action with the rest of the system, with which it forms a whole. The developed method is applicable to inverse problems of operation mode assessment at existing plants, as well as to direct problems both for modification of existing and development of new utility objects. Within the development of the programme system, it has been anticipated to define a mathematical model of pulverized coal particles combustion, flow and radiation of two-phase gas-particles mixture, as well as a submodel of nitrogen oxides formation and destruction, which, in correlation with integral thermal and aerodynamic calculations, allow the formation of a comprehensive description of the utility steam boiler operating regime.

The development of such a calculation model is significant in the aim of reliable prediction of utility steam boilers' performances. The operation quality of boilers that may be assessed by using the developed calculation system can be divided into groups of effective, efficient, safe and ecologically acceptable work. Such analysis is of particular importance due to the fact that boiler operation can have a decisive impact on the availability and cost of the entire energy conversion system of which it is a component.

The developed method is of special importance for describing the operation of utility steam boiler with substoichiometric combustion taking place in its furnace. Such furnaces operate within application of primary measures of nitrogen oxides emission reduction in flue gases. Having in mind that substoichiometric combustion make

conventional calculations unable to assess the state of all relevant parameters involved in the process as well as the energy transferred thereby, it is of extreme importance to develop a new calculation model able to assess the operation of modern utility boilers, who have an additional task to operate within ecological regulations.

The procedure of such calculation is conducted in phases, starting from integral calculations which provide an input database. This database implies a set of real parameters of plant operation, i.e. a set of those values through which the system influences the object analyzed numerically. The field of numerical analysis represents the part of the boiler gas tract in which combustion takes place, and it should therefore be emphasized that it is possible to expand the boundaries of the combustion furnace, due to the fact that using particular primary measures of nitrogen oxides emission reduction, the combustion often ends up in the area of the heating surface, which is the first one after the existing steam boiler furnace. The second part of the method of calculation represents the numerical calculation of radiating reactive turbulent two-phase flow within the furnace and the specific heating surface, as a subset of the boiler plant analyzed with special attention. Such three-dimensional analysis is carried out through packages of computer fluid dynamics, which provide as output values not only concentrations of flue gas components resulting from combustion, but also the temperatures and the amount of heat absorbed by the screened walls of the furnace. After the application of the overall calculation system for evaluation, the values of all real plant operating parameters in a moment of a stationary operation regime are defined: temperatures of all flows at the boundary positions of the heating surfaces, fields of specific values necessary for additional analysis of a particular plant part, as well as flows of all participants in the electricity generating steam boiler processes. A system defined in this way enables monitoring of a complex utility system as well as examination of measures influencing its operation.

With such methodology of complete calculation, integral methods are used in the main phase of the development process, modification of existing and designing of new utility objects, regardless of the current progress of commercial packages of computational fluid dynamics. Consequently, it was necessary to expand the existing one-dimensional calculations, originally designed only for hyperstoichiometric operating conditions, for plants with new combustion systems. The desired adaptation

was carried out through defining the parameters influencing the intensity of the process in the area where substoichiometric combustion was being conducted, using the described method of connecting the calculations. In this way, when implementing new substoichiometric combustion systems the application of integral calculations is also enabled requiring by far less computing power and on incomparably shorter calculation time, while providing the results that show a complete image of the plant operation. The one-dimensional calculation method, improved in this way, consists of integrated balance and characteristic equations of heat transfer theory for all heating surfaces.

One of the main research aims is to enable application of this method for the extension of useful life of certain plants in Serbia that are in operation for over 30 years. Existing systems with the necessary revitalization of the basic elements, must implement the new concepts of combustion to meet increasingly stringent environmental standards in terms of nitrogen oxide content, as well as to check parameters of new plants, in a way which is not used nowadays, with the possibility of increasing the safety and efficiency of entire plant operation.

Numerical solving of time-averaged Navier-Stokes equations of stationary turbulent flow, equations of continuity and gas phase components concentrations, conservation of energy, movement of particles, chemical reactions, thermal process through radiative and convective mechanisms, as well as equations that describe turbulence, is related strictly to the area where combustion of pulverized coal particles takes place. The results gained through numerical simulation of processes taking place in the area described by previous equations in conjunction with conventional methods of assessing the boiler operation are used to describe the impact of the new combustion system on heating surfaces of the boiler, downstream of the calculation area. Confirmation of the calculation methodology results by comparison to real thermal power plants creates conditions for extension of one-dimensional methods of plant operation assessment to application of the new air introduction scheme along the furnace height. In this way, an invaluable accumulated experience of designing and monitoring of plant boilers has been preserved in the field of applied engineering methods.

During the research, calculation procedures that were formulated and defined resulted also in the development of appropriate software code for integrated assessment

of the utility steam boiler operation quality also within new operating conditions of furnace with multi-stage introduction of air, which enabled its operation analysis by a wide range of influential parameters and very efficiently. Verification and validation of established procedures were carried out by comparing with the results of relevant measurements on utility steam boilers in Serbia. The research results contribute to better understanding of the process carried out in the utility steam boiler after introduction of primary measures of nitrogen oxides emission reduction and enable defining of parameters influencing its work, with the final aim of increasing the entire plant availability.

Key words: calculation system, air staging, substoichiometrics, integral and numerical model, pulverized coal

Scientific area: Mechanical Engineering

Subfield of scientific area: Thermotechnics

UDC number: 621.311.22:621.18(043.3)

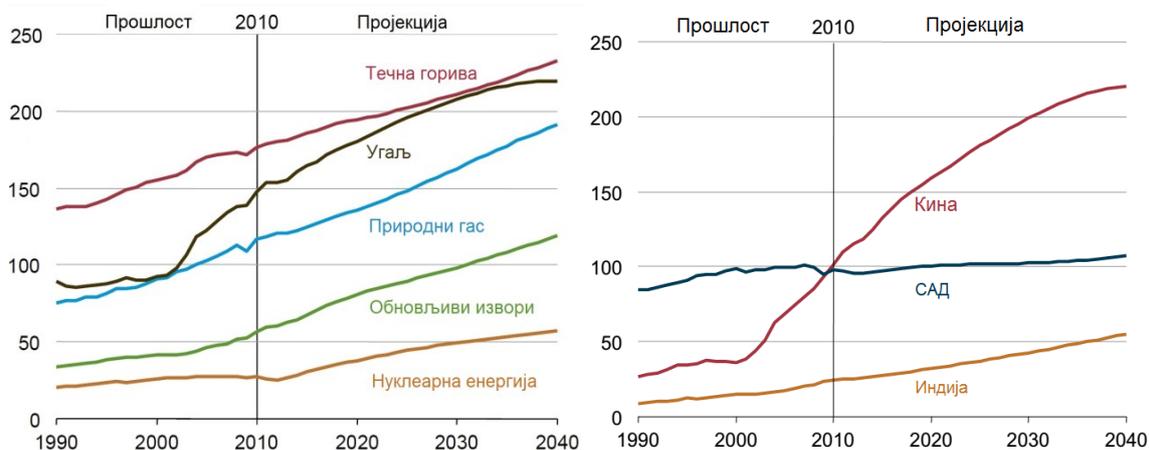
1. УВОД.....	1
1.1. Мотивација	1
1.2. Преглед литературе	6
1.3. Циљеви и полазне хипотезе истраживања.....	11
2. ОПИС РАДА СЛОЖЕНОГ КОТЛОВСКОГ ПОСТРОЈЕЊА	18
2.1. Систем припреме угљеног праха.....	18
2.2. Нумерички прорачуни у систему прорачуна котлова.....	21
2.3. Топлотни биланс парног котла	23
2.4. Топлотни и материјални биланс млинског сушења.....	24
2.5. Термички прорачун парног котла.....	25
2.6. Аеродинамички прорачуни млинског и ваздушног тракта	29
3. РАЧУНАРСКА МЕХАНИКА ФЛУИДА (COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS - CFD).....	30
3.1. Моделирање транспортних једначина	32
3.1.1. Једначина одржања масе	32
3.1.2. Једначина одржања (промене) количине кретања	32
3.1.3. Једначина моделирање турбуленције.....	33
3.1.4. Једначине енергије гасовите компоненте сложеног тока.....	34
3.1.5. Једначина кретања честица чврсте компоненте.....	36
3.1.6. Једначине енергије чврсте компоненте сложеног тока	36
3.1.7. Једначина моделирања топлотног преноса енергије зрачењем	39
3.1.8. Једначина моделирања настајања и деструкције азотних оксида	40
3.2. Нумерички прорачун ложишта са конвенционалним сагоревањем	45
3.3. Нумерички прорачун ложишта са вишестепеним довођењем ваздуха по висини	53
3.4. Промене у ложишту настале вишестепеним довођењем ваздуха.....	61
4. ЗОНАЛНИ МОДЕЛ ПРОРАЧУНА ЛОЖИШТА.....	65
4.1. Допуњена метода модификованог зоналног прорачуна	66
4.1.1. Расподела ваздуха по зонама ложишта	67
4.1.2. Расподела продуката сагоревања по зонама ложишта	69
4.1.3. Излазна стања продуката сагоревања по зонама ложишта	72
4.2. Прилагођавање и примена допуњеног модификованог зоналног метода.....	87
5. ПОТВРДА И ПРИКАЗ РЕЗУЛТАТА МОДЕЛА.....	94
5.1. Рад постројења у погонским условима.....	94
5.2. Параметарска анализа.....	101
5.2.1. Промена топлотних отпора зидова и количине хладних рециркулисаних гасова	101
5.2.2. Рад котла при промени продукције.....	105
5.2.3. Однос ослобођене и пренесене енергије у ложишту.....	110
5.2.4. Промена концентрације азотних оксида.....	114
6. ЗАКЉУЧАК.....	115

ПРИЛОГ	I
П.1. Технички опис предметног енергетског парног котла ТЕ Костолац Б.....	I
П.1.1. Техничка и елементарна анализа разматраних угљева.....	VII
П.2. Рад котла у конвенционалним условима	VII
П.2.1. Топлотни биланс парног котла.....	VII
П.2.2. Изводи термичког прорачуна парног котла.....	X
П.2.3. Прорачун млинског сушења парног котла	XI
П.2.4. Протоци аеросмеше на улазу у ложиште парног котла	XII
П.2.5. Протоци ваздуха за млин у погону и млин изван погона	XII
П.2.6. Топлотни биланс парног котла - промена вишка ваздуха у ложишту	XIV
П.2.7. Изводи термичког прорачуна парног котла - промена вишка ваздуха у ложишту ..	XV
П.3. Рад котла са вишестепеним довођењем ваздуха по висини ложишта	XVII
П.3.1. Промена продукције паре енергетског парног котла	XVII
П.3.1.1. Топлотни биланс парног котла - ВЗД2 у и изнад ложишта	XVII
П.3.1.2. Изводи термичког прорачуна парног котла - ВЗД2 у и изнад ложишта	XIX
П.3.1.3. Прорачун млинског сушења парног котла - ВЗД2 у и изнад ложишта	XXI
П.3.1.4. Протоци аеросмеше на улазу ложишта - ВЗД2 у и изнад ложишта.....	XXII
П.3.1.5. Протоци ваздуха за млин у и млин изван погона - ВЗД2 у и изнад ложишта ..	XXIII
П.3.2. Промена топлотне ефикасности и количине рециркулисаних хладних гасова....	XXIV
П.3.2.1. Топлотни биланс парног котла - ниво ВЗД2 у ложишту	XXIV
П.3.2.2. Изводи термичког прорачуна парног котла са вишестепеним довођењем ваздуха по висини ложишта - ниво ВЗД2 у ложишту.....	XXV
П.4. Упоредни приказ рачунских и мерених резултата	XXVII
П.5. Кориснички софтвер за проверу радних услова енергетског парног котла након уведених примарних мера за редукцију садржаја азотних оксида	XXIX
П.5.1. Потреба за развојем и применом софтвера	XXIX
П.5.2. Опис софтвера	XXX
П.5.3. Кратак приказ софтвера.....	XXXI
П.5.4. Примена софтвера.....	XXXV
П.6. Assessing the impact of primary measures for NO _x reduction on the thermal power plant steam boiler.....	XLIV

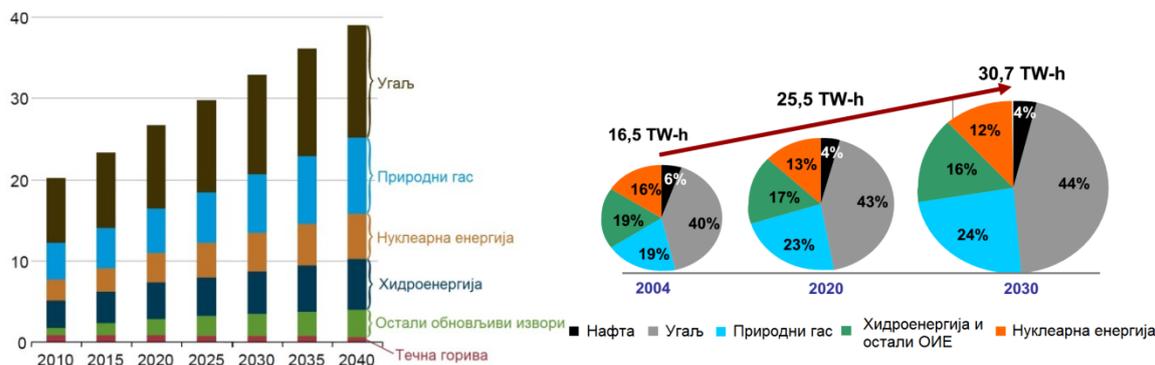
1. Увод

1.1. Мотивација

Свакодневни раст потреба савременог човека за енергијом резултирао је повећањем друштвене пажње при експлоатацији енергетских ресурса. Овакав приступ се јавља пре свега у правцу пораста ефикасности процеса приликом конверзије примарне енергије у њене погодне облике за корисника и смањењем обима емитованих штетних материја у Земљину атмосферу. Минимизирање дисипације енергије приликом њеног комплетног дистрибутивног пута омогућило би продужетак времена трајања расположивих резерви а самим тим и снизило специфичну количину емитованих загађујућих материја по јединици испоручене енергије. Други, посебан аспект, односи се на увођење нових мера и технологија које би приликом трансформације примарних видова енергије додатно снизиле нежељене појаве загађивања природе. На слици 1 приказана је пројекција потрошње енергије у свету и водећим државама у овој области. Уочљив је стални раст потреба за енергијом у свету где Кина, као најмногуљуднија и најбрже растућа економија света, значајно одступа од осталих. Фосилна горива, при томе имају водећи удео међу изворима при генерисању електричне снаге, што је приказано на слици 2. Угаљ представља најзаступљенији извор у овој области (више од 40 %) а након нафте, други извор примарне енергије у свету са учешћем већим од 25 %. Светска потрошња угља у просеку годишње расте 1,3 % (слика 3), а Кина (са учешћем око 50 %) и Индија (са учешћем око 10 %), као државе лидери у овој области, у будућности планирају додатно повећање употребе овога

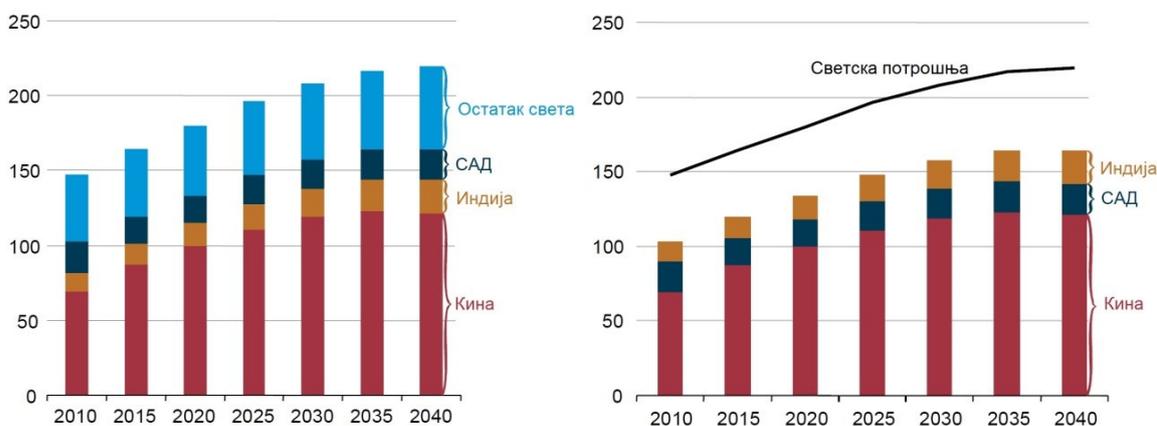


Слика 1. Потрошња енергије у свету по изворима и укупна у водећим државама (10^{15} Btu) [1]

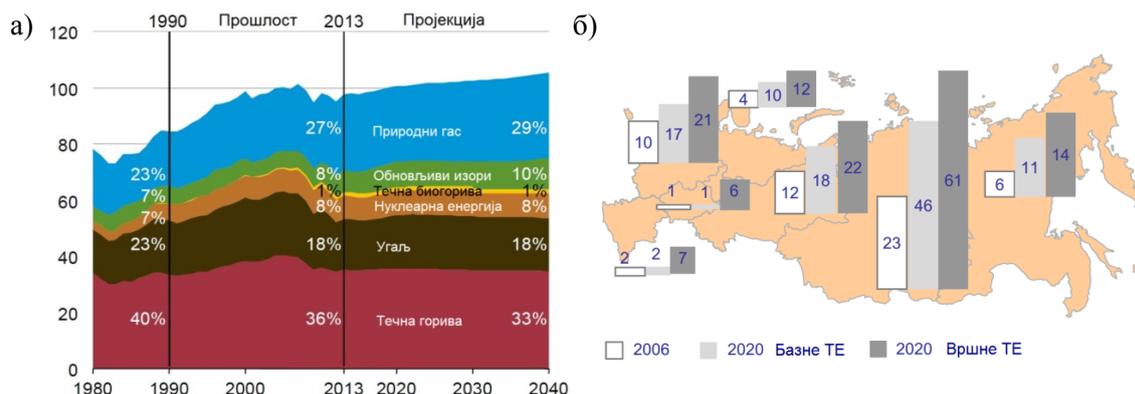


Слика 2. Светска производња електричне енергије по изворима, 2010-2040 (10¹² Wh) [1]

енергента. Процене су да ће Индија до 2030. године по употреби угља премашити Сједињене Америчке Државе, које пројектују до 2040. године [2] стабилно учешће угља од 18 % у укупној потрошњи енергената што уједно представља око 14 % светске потрошње. Сликаом 4 детаљно су приказане пројекције потрошње енергије у САД по изворима. Уочљиво је да и Руска Федерација, као земља са највећим резервама фосилних горива (природног гаса, нафте и угља), вишеструко повећава термоенергетске капацитете на угљ до 2020. године [3]. У Европи, где су најзначајнији потрошачи угља Немачка, Пољска и Велика Британија, планирана су смањења термоенергетских капацитета на угљ са 204 GW_e из 2010. године на 169 GW_e до 2040. године. Оваква смањења су предвиђена, пре свега, због обавезујућих ограничења емисија азотних и сумпорних оксида, због којих ће од 2016. године бити затварани старији термоенергетски блокови, а чији тренд неће моћи пратити новоинсталирана постројења на угљ. Са 24 % учешћа угља у производњи електричне енергије у Европи 2010. године планирано је свођење на 15 % до 2040. године. Већина европских држава које троше значајне



Слика 3. Светска потрошња угља по државама, 2010-2040 (10¹⁵ Btu) [1]



Слика 4. а) Потрошња примарне енергије у САД по изворима [2] у 10^{15} Btu;

б) термоенергетска постројења на угаљ у Руској Федерацији у периоду 2006.-2020. (GW_c) [3]

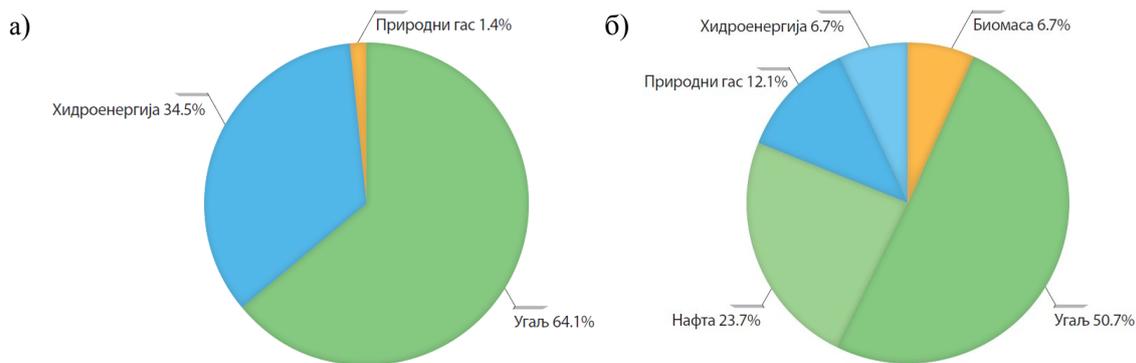
количине угља, заправо експлоатишу домаће ресурсе и у скорој будућности не планирају снижавање употребе овог енергента. У ову групу земаља спада и Република Србија у којој око 90 % резерви фосилних горива чини угаљ, односно преко 80 % нискокалоричан лигнит. У табели 1. приказане су геолошке резерве угља Републике Србије. Угаљ учествује са око 65 % (слика 5) у домаћој производњи електричне енергије, а присутан је у довољним количинама, према планираном нивоу потрошње, за експлоатацију и након 2050. године. Више од 75 % укупних резерви угља Републике Србије налази се у Косовско-Метохијском басену, а најзначајније резерве лигнита које се тренутно експлоатишу у Србији налазе се у Колубарском (14 %) и Костолачком басену (3,3 %). Значајних резерви

Табела 1. Укупне геолошке резерве угља Републике Србије, ($10^3 t$) [4]

Угаљ	Србија без АП	АП Косово и Метохија*	АП Војводина	Укупно	%
Камени	8 215	-	-	8 215	0,04
Мрки	111 294	-	-	111 294	0,54
Мрколигнитски	536 678	-	8 729	545 407	2,64
Лигнит	3 989 333	15 746 000	275 000	20 010 333	96,78

* Косово и Метохија је Аутономна покрајина у саставу Републике Србије и на основу Резолуције Савета безбедности Уједињених нација 1244 од 10. јуна 1999. године налази се под привременом цивилном и војном управом Уједињених нација.

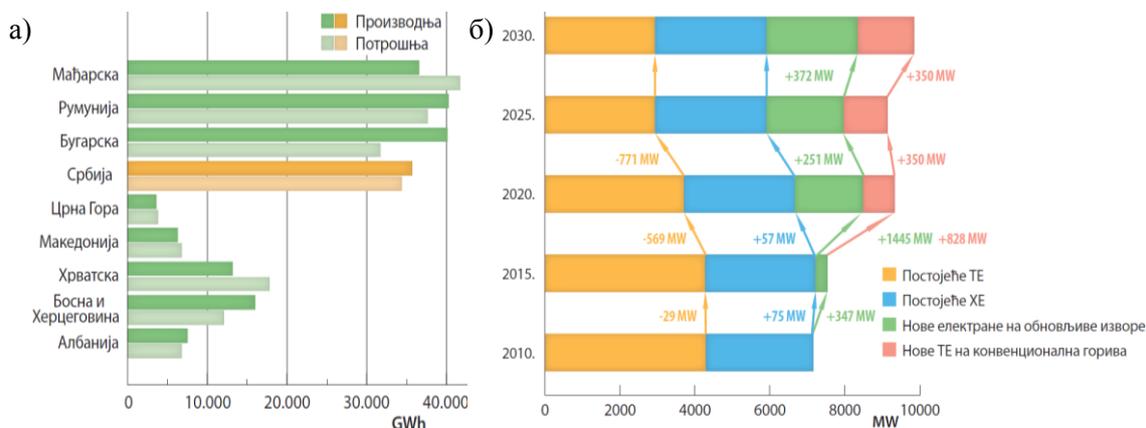
лигнита има још, као неискоришћеног потенцијала Сјеничког и Ковинског басена, у количинама око 2,7 % укупних ресурса угља [4]. Србија спада у ред земаља које сопственим капацитетима покривају потрошњу електричне енергије (слика 6) и као таква своју енергетску стабилност и у будућности већински ће заснивати на постројењима у којима се као примарна енергија користи угаљ. Стратегијом



Слика 5. а) Учешће енергената у производњи електричне енергије; б) структура потрошње примарне енергије 2010. године [4]

развоја до 2030. године планиране су ревитализације свих блокова веће снаге као и изградња нових термоенергетских постројења која ће морати, поред стандардних захтева за сигурним и ефикасним радом уз постизање жељеног ефекта снаге, испуњавати и све строже еколошке стандарде који се у данашњем времену обавезујућим регулативама намећу.

Како поједине материје које настају процесом сагоревања фосилних горива, као једном од основних процеса конверзије у природи акумулиране енергије, имају негативан утицај на здравље човека и природу у целини, неопходно је у ту сврху додатно организовати и прилагодити процесе у енергетским парним котловима. Једну групу посебно неповољних материја које притом настају представљају оксиди азота - NO_x [5]. Садржај NO_x у излазним димним гасовима термоенергетских постројења у Србији, при сагоревању лигнита, превазилази европску норму од 200 mg/Nm^3 [6] која је у Европској унији обавезујућа [7-8]. Азотни оксиди приликом сагоревања високореакционих угљева највећим делом настају, готово независно од температуре, оксидацијом



Слика 6. а) Производња и потрошња електричне енергије у Србији и државама у окружењу; б) производни капацитети у Србији до 2030. године [4]

азота из горива (горивни NO_x) и мањим делом, само при високим локалним температурама, оксидацијом азота из ваздуха (термички NO_x) [9]. Како је, при сагоревању лигнита, формирање највећег дела NO_x првенствено зависно од садржаја азота у гориву и локално доступног кисеоника у зонама где се врши сагоревање честице [10] неопходно је управљати процесима у парном котлу тако да се остваре, ако је то могуће, и са овог аспекта повољни услови рада. За постизање еколошких стандарда у овом домену развијене су различите методе за смањење садржаја створених оксида азота у димним гасовима. У прву групу спадају примарне методе за редукцију азотних оксида које подразумевају превентивно деловање у циљу успоравања процеса формирања нежељених једињења. Овакве методе захтевају значајно мање инвестиционе трошкове, нарочито при модернизацији постојећих постројења и подразумевају такву организацију сагоревања у ложишту да се оно одвија у условима неповољног окружења за интензивно настајање азотних оксида [11]. Иако мање делотворне од секундарних метода, које подразумевају третирање гасова након настајања штетних једињења додавањем одговарајућих реагенса, примарни поступци постају незаобилазан вид организације рада ложишта енергетских парних котлова приликом сагоревања угљеног праха. Као најзначајнија погодност ових мера је што се њиховом применом постиже ефекат рада са мањом продукцијом NO_x без повећања експлоатационих трошкова функционисања постројења у виду перманентног снабдевања потребним реагенсима и одржавања инсталације за њихово допремање. Код геолошки млађих угљева, у какве спадају домаћи лигнити, предвиђа се да је могуће приближити се или у потпуности задовољити норме у области жељеног нивоа емитовања NO_x само примарним поступцима. Како је у ложишту неопходно створити окружење које нема већу концентрацију кисеоника, односно водити процес тако да количина допремљеног кисеоника у зоне у којима се врши сагоревање буде приближна оној која се троши за реакцију оксидације, најпримењиванија мера ове групације је вишестепено контролисано довођење ваздуха по висини ложишта [12].

Постојеће интегралне прорачунске процедуре за процену рада парних котлова, развијене за пројектовање котлова, немају могућност праћења рада ложишта са вишестепеним довођењем ваздуха по висини ложишта.

Конвенционалне концепције рада ложишта подразумевају довођење укупне количине ваздуха у зону горионика и она је увек емпиријски већа од идеалне (стехиометријске) количине неопходне за засићење реакције сагоревања. Уведена примарне мере вишестепеног дозирања ваздуха по висини ложишта подразумева сагоревање честица угљеног праха у подстехиометријском окружењу. Пошто се пред савремена енергетска постројења постављају и нови услови еколошки прихватљивог начина рада, неопходно је испитати промене које су настале увођењем оваквих, модерних шема сагоревања и дефинисати прорачунске процедуре којима се предвиђа рад постројења у новим погонским условима.

1.2. Преглед литературе

Вишестепено сагоревање представља најчешће заступљену примарну меру при организовању сагоревања са ниским концентрацијама насталих азотних оксида и као такво је предмет широког интересовања истраживача у индустрији и науци. Дозирано довођење ваздуха у процес, изнад главне зоне сагоревања изворно се примењује при сагоревању горива на решеци. Овакав вид допреме ваздуха, још педесетих година 20. века [13], имао је за циљ да осигура потпуно догоревање сагорљивих компонената при организацији сагоревања у слоју, када се гориво у процес уводи неприпремљено. Данас оваква мера има исту намену и код великих енергетских котлова, код којих се врше додатни напори за припрему горива (осушени угљени прах) пре његовог увођења у ложиште али се главна зона сагоревања контролисано одржава у условима са уделом кисеоника при којој није могуће потпуно сагоревање.

Многи аутори, а међу њима *Le Bris* [14] и *Diez* [15], потврђују позитиван утицај система вишестепеног довођења ваздуха по висини ложишта (*Over Fire Air – OFA*, односно ваздух за догоревање – ВЗД) на смањење садржаја азотних оксида у димним гасовима. Поређењем резултата нумеричких прорачуна и мерењима на термоенергетским постројењима *Бабий* и *Котлер* су у [16] пронашли експоненцијалну зависност садржаја азотних оксида од удела кисеоника у зони горионика. Они наводе висок степен контакта реактаната, снижење температуре у главној зони сагоревања (без утицаја на ефикасност и стабилност сагоревања), интензивирање локалног мешања продуктованих гасова са реакционом смешом и остваривање процеса са што мањим коефицијентом вишка

ваздуха као главне смернице за развој горионика који функционишу при новим шемама сагоревања. У [17] *Shi*, након опсежног нумеричког истраживања потврђује да снижавање температуре у зонама сагоревања, изазвано локалним снижењем стопе сагоревања, има за последице значајно мање концентрације продукованих азотних оксида. У раду [18] *Жуйков* истиче рецикулацију хладних димних гасова са краја котла као значајну меру за редукцију садржаја, у ложишту продукованих азотних оксида. Он истиче да је допринос рециркулисаних продуката сагоревања пре свега у обарању стопе ланчане реакције у ложишту услед присуства инертног гаса, односно спуштања концентрације реактаната. Истраживање које је приказао препознаје комбинацију вишестепеног довођења ваздуха и рецикулације хладних димних гасова као најповољнију са аспекта снижења концентрације NO_x у ложишту. На овакву комбинацију примарних мера упућује и *Tobin* у [12]. Мане рецикулације дела хладних димних гасова у ложиште, истиче *Baltasar* у [19], а односе се на смањење ефикасности сагоревања која се огледа у повећању излазне концентрације заосталих сагорљивих честица и угљен-моноксида. Комбинацију примарних мера испитује *Zhang* у [20] и доказује да најзначајнији допринос има вишестепено довођење ваздуха по висини ложишта. *Yang* са већом групом аутора у [21] показује да је ширим прегледом радног режима постројења, који укључује аеродинамичка одступања, могуће предвидети експлоатационе неравномерности на идентичним енергетским котловима. Они закључују да се приступом нумеричке симулације, заједно са аеродинамичким процедурама могу отклонити поремећаји у раду енергетског парног котла. Предности оваквог начина истраживања приказује *Tian* у [22], варирањем угла увођења струја реактаната у ложиште, дајући смернице за решавање експлоатационих проблема са температуром прегрејане паре на излазу из котла, изазване изразито нехомогеним температурским пољем продуката сагоревања. У истраживању [23,24] лабораторијски су испитани утицаји смањења стехиометријске количине ваздуха, времена боравка честице у ложишту и карактеристика угља на ниво формираних штетних једињења. Поред повољног утицаја редукционе зоне на ниво формираних NO_x , аутори истичу да је продужено задржавање честице угљеног праха у оваквим зонама додатно снизило концентрацију загађивача. Они су, такође пронашли да је код угљева са већим

садржајем волатила нижа стопа конверзије у азот-моноксид а при функционисању са новим шемама сагоревања у подстехиометријским условима, при томе је оптимални степен догоревања угљеног праха у излазним зонама око 20 %. У [25] *Li* при експлоатационим условима сумира повољне утицаје процеса у енергетском парном котлу у чијем ложишту је промењен начин довођења ваздуха. Овакве промене довеле су до снижавања емисије азотних оксида и ефикаснијег сагоревања, што је у коначном резултирало повећањем степена корисности котла. Насупрот томе, *Liu* у [26, 27] на истом постројењу констатује, да се са повећањем односа горива и секундарног ваздуха у горионику, повишавају температуре продуката сагоревања на излазу из котла и садржај несагорелог у пепелу, као и то да даљим повећавањем количине ваздуха за догоревање (преко 25 %) неће доћи до значајнијег смањења NO_x колико ће се нарушити ефикасност процеса сагоревања. Овако је, преко експерименталних испитивања, дефинисан најповољнији удео ваздуха у зонама које су богате горивом. У [28] *Wang* у лабораторијским условима утврђује да осушени лигнит има за последицу ефикасније сагоревање, при коме се формирају и мање количине азотних оксида, а у условима дозирања ваздуха у простор за сагоревање. Оптимална стопа догоревања је оцењена са 15-20 % од укупне количине уведеног горива у процес. *Korytnyi* успоставља зависности између карактеристика велике групе угљева са мереним вредностима температура димних гасова и концентрације NO_x на пилот уређају употребом рачунарске механике флуида [29]. *Choi* у [30] наглашава зависност протока карактеристичних струја, њихове температуре и концентрације кисеоника као кључне на садржај азотних оксида на термоенергетском постројењу од 500 MW_e. *Huang* [31] разматра оптимизацију протока ваздуха и потрошње угљеног праха након увођења примарних мера, док *Белошевић* у [32] представља детаљну нумеричку анализу утицаја појединих параметара на положај пламена у енергетском парном котлу. Пошто омогућава детаљан увид у процес, а праћена је перманентним развојем рачунарских капацитета, нумеричка симулација данас представља доступан и готово незаобилазан метод при анализи и оптимизацији различитих техничких процеса. Аутори у радовима [33-37] успешно примењују сопствене нумеричке моделе за описивање процеса у ложиштима, иако се широким прегледом доступне литературе може закључити да већина примењује

комерцијалне кодове. Овај вид истраживања наводи *Baek* – а у [38] на закључак да мешање различитих угљева има значајнији утицај на смањење губитака енергије услед повећаног присуства фиксног угљеника у издвојеном летећем пепелу, док су промене на садржај азотних оксида занемарљиве. Предвиђања у овом правцу вршио је и *Backreedy* у [39] при чему је квантификовао количине несгорелог угљеника и садржај NO_x у постројењима са тангенцијално постављеним горионцима на угаљ. *Zhou* [40] и Белошевић [41] су анализирали аеродинамичке утицаје на струјно поље у ложишту, као и ефикасност самог процеса сагоревања, а аутори у [41] посебно анализирају могућности контроле садржаја NO_x модификацијама сагоревања у ложишту енергетског парног котла на угљени прах. *Adamczyk* у [42] врши, такође нумеричким приступом, истраживање могућности примене догоревања додатног гасовитог горива код парних котлова велике снаге на угаљ са посебним освртом на стабилност рада реконструисаног постројења, а у циљу редукције садржаја азотних оксида у излазним продуктима сагоревања. *Visona* експериментом у [43] долази до закључка да већину преносника азота из волатила (преко 70 %) чини HCN . *Van der Lans*, *Kouprianov* и *Orfanoudakis* у [44-46] идентификују проблеме који настају у виду повећане концентрације угљен-моноксида услед екстремно ниских удела ваздуха у зонама сагоревања и врше експерименталну оптимизацију коефицијента вишка ваздуха балансирајући између топлотних губитака и концентрација NO_x и CO . *Kouprianov* приказује у [47] емпиријску математичку методу за процену садржаја азотних оксида засновану на специфичној потрошњи горива и закључује да са падом квалитета горива у експлоатацији долази до смањења концентрације загађивача у продуктима сагоревања. *Stanmore* у [48] дефинише модел формирања азотних оксида из угљева и као даљу смерницу истиче да је потребно смањивати број комплексних интеракција при описивању процеса све до достизања само једне променљиве која би изражавала његову ефикасност. *Plaza* у [49] приказује успешну примену интегралне зоналне методе при конвенционалној организацији сагоревања за опис утицаја прљања грејних површина. Аутор констатује да је на овакав начин могуће пронаћи оптимално решење при пројектовању котлова, односно димензија и распореда грејних површина у оперативним условима ограниченог временског рока. *Kouprianov* у свом истраживању [50] примењује

нормативни зонални метод за дефинисање утицаја расподеле угљеног праха по етажама горионика и квалитета његове мељаве на промену температуре по висини ложишта. На овакав начин успешно је одређен технички минимум рада постројења, али такође у конвенционалним условима сагоревања угљеног праха. *Asotani* је приказао [51] да је у одређеној мери могуће вршити потврду резултата нумеричке симулације праћењем радног режима енергетског парног котла у експлоатацији, иако су оваква истраживања увек праћена већим бројем међусобно независних претпоставки. У [52,53] дате су опште смернице за побољшање термоенергетског циклуса, а *Beer* јасно истиче да процес који се у котлу успешно одвија са мањом количином ваздуха повећава корисност целокупног енергетског блока. Уколико је могуће остварити овакво снижење коефицијента вишка ваздуха у процесу доћи ће до додатних бенефита у виду мањег загађења животне средине. *Musa* у [54] испитује могућности успешне примене секундарне мере селективне некаталитичке редукције азотних оксида (SNCR) и констатује да при реорганизацији начина довођења ваздуха у ложиште може доћи до снижавања температуре продуката сагоревања. *Holkar* и *Huang* [55,56] своја нумеричка истраживања топлотних и процеса формирања азотних оксида базирају искључиво на експерименталним подацима помоћу чега усвајају одговарајуће моделе при нумеричкој процени стања у енергетском парном котлу. *Chui* је у сарадњи са Canmet ENERGY (Канада) започео рад са задатком стварања корисничког алата за моделирање процеса у парним котловима на угљ у циљу повећања ефикасности и смањења загађујућих гасова у 11 изабраних енергетских јединица [57]. Аутор предвиђа да ће на овај начин бити могуће стицање јасне слике рада постројења у раним фазама пројектовања, како о емисији NO_x тако и о ефикасности и стабилности самих процеса.

У сврху испитивања могућности примене појединих мера редукције азотних оксида као и препознавања тиме изазваних ефеката на функционисање целокупног котловског постројења у овом докторском раду извршено је моделирање процеса у ложишту (сагоревања, топлотног преноса енергије и процеса кретања) и повезивање тако добијених резултата са интегралним термичким и аеродинамичким прорачунима у циљу процене рада котла у целини. Како котловски систем карактерише скуп већег броја међусобно зависних

непознатих величина, које проистичу из међусобних интеракција струја учесница у процесу, при анализи рада сложеног система неопходно је вршити перманентну контролу граничних услова издвојеног елемента у коме се процеси описују, са додатним напором, путем нумеричке симулације. *Diez* у [58] даје преглед конвенционалних метода праћења рада котловских постројења и наглашава потенцијал у спрези са нумеричким симулацијама. *Park* је у [59] истакао могућност оваквог повезивања нумеричких прорачуна процеса у гасном тракту парног котла са једнодимензијским прорачунима стања водене и парне стране постројења, а овакав начин истраживања потврдио, са великом тачношћу, резултатима измереним на реалном постројењу.

1.3. Циљеви и полазне хипотезе истраживања

Предмет истраживања ове докторске тезе представља развој прорачунског система који обухвата диференцијални математички модел процеса у ложишту и интегрални математички модел рада постројења са међусобном интеракцијом, а све у циљу процене рада енергетског парног котла у целини. Овај систем омогућио је шири приказ свих релевантних стања струја које учествују у процесима енергетског парног котла на угљени прах. Метод оваквог систематског повезивања прорачуна, применљив је за инверзне проблеме код постојећих постројења, као и за директне проблеме - како модификације постојећих тако и развоја и пројектовања нових објеката. У склопу развоја прорачунског система предвиђа се дефинисање математичког модела сагоревања честица угљеног праха, струјања и зрачења смеше гасова и честица (продуката сагоревања), као и подмодела формирања и деструкције азотних оксида који у корелацији са интегралним термичким и аеродинамичким процедурама омогућавају формирање свеобухватног описа погонског режима енергетског парног котла.

Развој оваквог прорачунског модела битан је ради поузданог предвиђања перформанси и радних карактеристика енергетских парних котлова. Квалитет рада самог котла применом развијеног система прорачуна може се поделити у групе ефективног, ефикасног, сигурног и еколошки прихватљивог рада. Оваква анализа од нарочитог је значаја с обзиром да рад котла може имати пресудан утицај на расположивост и економичност целокупног енергетског система чија је компонента.

Развијање методе од посебне је важности за описивање рада енергетског парног котла у чијем ложишту се одвија подстехиометријско сагоревање. Оваква ложишта функционишу у склопу примарних мера редукције садржаја азотних оксида у димним гасовима. Како код подстехиометријског сагоревања конвенционални прорачуни немају могућност антиципирања интензитета, односно брзине одвијања ложишних процеса (коначних стања струја које учествују у процесима као и тока при томе пренесене енергије), од изузетног интереса је развијање новог модела прорачуна који би обезбедио процену рада савремених енергетских котлова пред којима је постављен и додатни задатак рада по еколошким нормама.

Уз овакву методологију описа рада сложеног постројења, интегралне методе се користе у главној етапи код процеса развоја, модификације постојећих и пројектовања нових објеката, без обзира на тренутни напредак комерцијалних пакета рачунарске механике флуида, па је неопходно извршити прилагођавање постојећих једнодимензијских прорачуна дефинисањем утицајних параметара на интензитет одвијања процеса у домену где се врши подстехиометријско сагоревање. На такав начин, и код имплементације нових система сагоревања у окружењу са недостатком кисеоника, омогућена је примена интегралних прорачуна који као такви захтевају много мање рачунарских капацитета и процесорског рада, што коначно изискује неупоредиво мањи утрошак времена. Овакве процедуре, при томе омогућавају и добијање резултата који приказују шири план рада постројења. Унапређена једнодимензијска метода прорачуна се састоји од интегрисаних билансних и карактеристичних једначина теорије преношења количине топлоте. Нумеричко решавање временски осредњених Навие-Стоксових једначина стационарног турбулентног струјања, једначина континуитета, одржања енергије и концентрације компонената гасне фазе, кретања честица горива, хемијских реакција, топлотног процеса зрачењем и конвективним механизмом као и једначина којима је описана турбуленција везано је строго за домен у коме се одвија сагоревање честице угљеног праха. Решења која се добијају нумеричком симулацијом процеса који се одвијају у домену описаних претходним једначинама спрегнута су са класичним прорачуном, а служе како би се описао утицај новог система сагоревања на рад грејних

површина котла иза прорачунског домена по току продуката сагоревања, односно на ефекат који би котао у новим условима био у стању да постигне.

Иако постоји велики број радова који се баве посебним аспектима нумеричких метода прорачуна, и даље постоји простор за њихово значајно унапређење у смислу анализе рада сложених постројења у целини. Један од главних циљева истраживања је да се помоћу ове методологије развије поуздана процедура која се може применити за испитивање могућности продужења радног века енергетских постројења у Србији која су у експлоатацији преко 30 година, а који уз неопходну ревитализацију основних елемената система морају имплементирати и нове концепције сагоревања како би задовољили еколошке норме у погледу садржаја азотних оксида. Оваква процедура може да се примени за процену постизања жељеног ефекта, односно радних параметара нових, модерних постројења, на начин на који се то данас не врши, са могућношћу идентификације праваца за повећање сигурности и ефикасности његовог рада.

Потребно је дефинисати прорачунске процедуре, које резултују развојем одговарајућег софтвера за процену квалитета рада енергетског парног котла, а чијом ће се применом извршити анализа параметара који утичу на његов рад у широким границама. Верификација и валидација успостављених процедура ће бити извршена поређењем са резултатима релевантних мерења за постојеће енергетске парне котлове у Србији. Резултати истраживања треба да допринесу бољем разумевању процеса који се одвијају у ложиштима енергетских парних котлова са вишестепеним довођењем ваздуха по висини и да допринесу одређивању утицајних параметара на његов рад, у циљу повећања расположивости истог.

У складу са предметом, циљеви истраживања у оквиру ове докторске дисертације су:

- а) развој методологије повезивања нумеричких и интегралних прорачуна;
- б) нумеричко моделирање сагоревања угљеног праха, топлотног процеса механизмима зрачења, конвекције, формирања и деструкције азотних оксида у ложишту енергетског парног котла;
- в) развој сопственог софтвера за процену рада енергетског парног котла са аспекта ефективног, ефикасног, сигурног и еколошки прихватљивог рада;

г) истраживање могућности коришћења методе и софтвера за продужење радног века енергетских парних котлова са организацијом подстехиометријског сагоревања, односно вишестепеног довођења ваздуха по висини ложишта и

д) очување вишедеценијских искустава у пројектовању и анализи рада котловског постројења применом на овакав начин допуњених интегралних метода за процену квалитета рада уз свођење дуготрајних експерименталних испитивања на најмању меру.

Основна претпоставка рада подразумева да је интегрални метод прорачуна, чији је развој предложен у овој дисертацији, бржи и једноставнији за употребу од постојећих захтевних модела рачунарске механике флуида за просторни прорачун процеса. Достижање решења код таквих модела може бити подложно нестабилности и у знатно већој мери зависи од нумеричке грешке услед дискретизационе шеме као и од непоузданости специфичних модела турбуленције и зрачења. Предност интегралних метода је и лака приступачност основним геометријским параметрима, који се једноставно могу мењати и адаптирати, у различитим фазама развоја, као и при оптимизацији рада само дела постројења. Овакав приступ код кодова рачунарске механике флуида увек изискује значајно већу количину активности, времена и специфичних знања.

Код предложеног истраживања се полази од претходно развијених, аналитичких модела једнодимензијских прорачуна процеса у енергетским парним котловима којима се омогућава рачунање полазних вредности које квалитативно и квантитативно описују све струје на улазу у прорачунски домен у којем се врши сагоревање.

За решавања карактеристичних једначина којима се описују процеси у простору где се врши сагоревање угљеног праха користе се стандардне, потврђене методе рачунарске механике флуида, развијене наменски за овакве проблеме. Нумеричко решавање постављеног проблема претпоставља да се коначним бројем контролних запремина може приближно представити континуално поље карактеристичних величина.

Код дефинисања модела зрачења полази се од претпоставки да зидови ложишта апсорбују, рефлектују и емитују енергију као сива тела. Усваја се да су ове карактеристике равномерне по целој граничној површини. Такође,

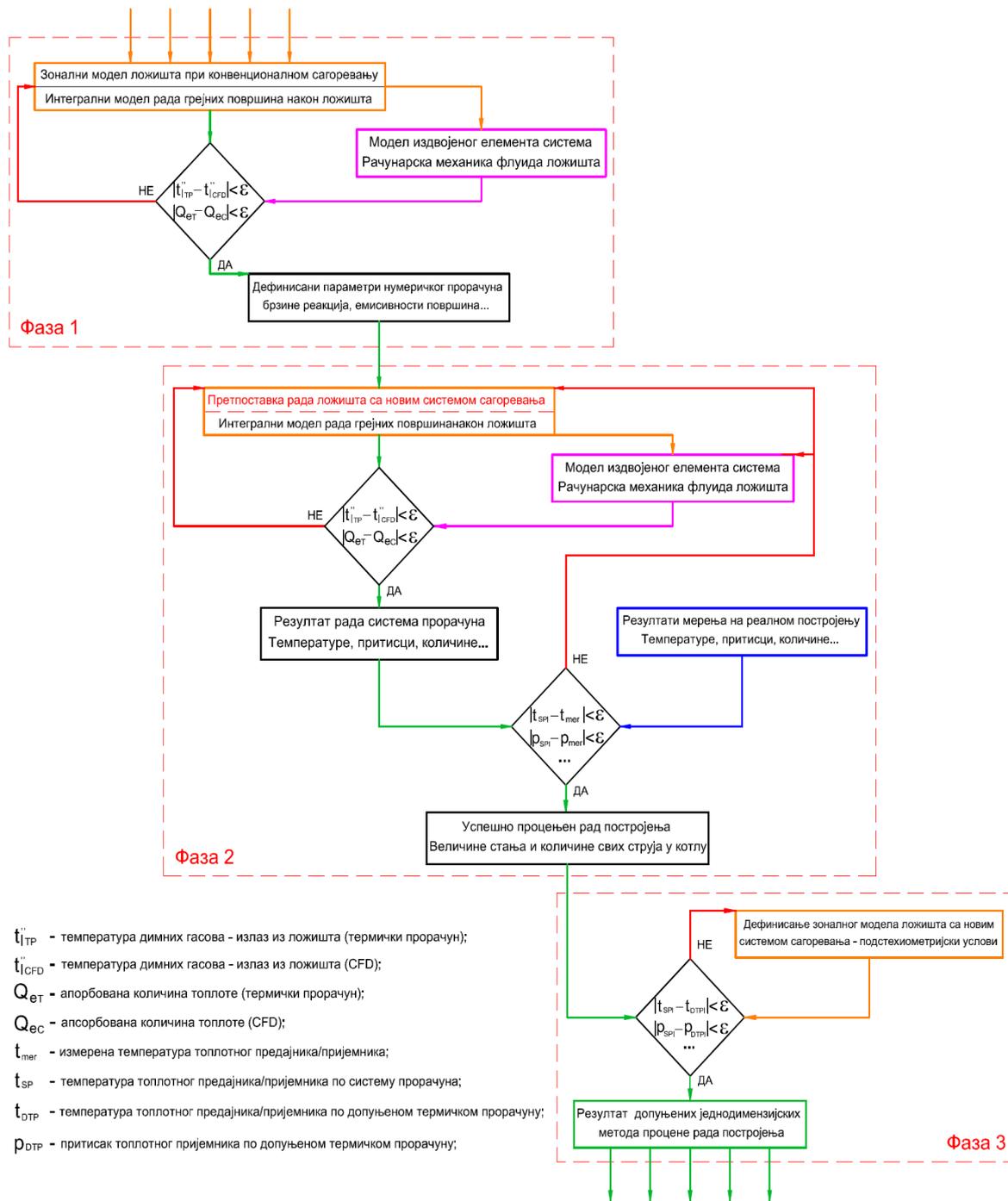
радијациона својства зидова ложишта, као што су емисивност и рефлективност не зависе од температуре тако да се ове вредности дефинишу у корелацији са интегралним прорачуном ложишта како би успешно предвидели интензитет зрачењем пренете енергије.

Модел тродимензијског двофазног струјања гаса са честицама описује се системом парцијалних диференцијалних једначина гасне фазе у Ојлеровом пољу, а утицај дисперзне фазе се узима у обзир додатним изворним члановима у једначинама за гасну фазу. Кретање честица се разматра у Лагранжеовом пољу, узимајући у обзир њихову турбулентну дисперзију. За развој модела кретања честица угљеног праха, коксног остатка и летећег пепела користи се хипотеза да су оне правилног сферног облика и да се међусобна колизија честица може занемарити.

При моделирању издвајања волатила претпоставља се да брзина одвијања процеса зависи од удела преосталих елемената у честици. Приликом дефинисања модела сагоревања волатила у гасној фази избор метода прорачуна брзине појединих реакција зависи од односа временских размера брзине реакције и турбулентних флукуација односно хемијске кинетике и турбулентног мешања. Брзина сагоревања коксног остатка одређена је кинетичко-дифузионим режимом.

Претпоставља се турбулентно, вискозно и стационарно струјање гасне фазе. При моделирању струјања флуида (гасовите мешавине) користи се претпоставка о хомогеној и изотропној турбуленцији. За одређивање интерфазног преноса количине кретања користи се претпоставка да на ситне честице при великом односу густине честице и флуида делују само сила (вискозног) отпора кретању честице кроз гасну струју и гравитациона сила.

Процес формирања азотних оксида не утиче на остале процесе у ложишту парног котла па се проблем њихове продукције третира након добијања коначних решења нумеричком симулацијом, која је по свим параметрима у складу са радним режимом целокупног котловског постројења. На основу конвергираних резултата поља температуре и концентрација гасовитих компонената, као и трајекторија честица угљеног праха врши се накнадна процена („post-processing”) концентрације азотних оксида по дефинисаном моделу формирања горивних и термичких азотних оксида и њихове деструкције.



Слика 7. Ток спроведеног истраживања

У оквиру истраживања примењене су нумеричке симулације базиране на методи коначних (контролних) запремина, аналитичке интегралне методе као и доступна експлоатациона мерења на предметним постројењима. Истраживања која су спроведена у овој тези вршена су на парним котловима термоенергетских блокова 1 и 2 ТЕ Костолац Б. Котао блока 1 функционише са системом сагоревања у коме се ваздух доводи вишестепено по висини ложишта, док котао

блока 2 ради у конвенционалним, пројектним условима. Њихов детаљан технички опис дат је у Прилогу.

Истраживање се спроводи у три главне фазе приказане на слици 7 а по правцима:

а) развој рачунарског програма за једнодимензијски термички и аеродинамички прорачун енергетског парног котла са конвенционалним системима сагоревања (овај корак се заснива на постојећим интегралним методама праћења рада);

б) дефинисање модела процеса у делу тракта парног котла у коме се врши сагоревање честица угљеног праха (развој се базира на постојећим методама рачунарске механике флуида и комерцијалном компјутерском коду, врши се његово тестирање и подешавање параметара рада у случајевима где не постоје одговарајуће препоруке);

в) дефинисање модела формирања и деструкције азотних оксида;

г) развој методологије повезивања рачунарских програма за свеобухватно описивање рада енергетског парног котла;

д) поређење резултата добијених прорачуном са експлоатационим резултатима;

ђ) развој модела за једнодимензијски, интегрални прорачун стања топлотног предајника и пријемника при раду енергетског парног котла са подстехиометријским системима сагоревања и

е) параметарске анализе рада енергетских постројења са новим системима сагоревања у условима мањег удела кисеоника и поређења са доступним резултатима мерења у експлоатацији.

Очекује се да ће реализацијом циљева истраживања бити остварен напредак у погледу развоја и примене поузданих прорачунских метода за прецизну процену рада енергетског парног котла са аспекта ефективног, ефикасног, сигурног и еколошки прихватљивог рада. С друге стране, развијена методологија и софтвер би требало да буду ефикасни при идентификацији главних утицајних параметара на карактеристичне процесе чиме би могла бити редукована веома скупа експериментална испитивања. У оквиру истраживања очекују се следећи научни доприноси:

1) успостављен нумерички приступ за моделовање процеса у делу гасног тракта где се одвија сагоревање угљеног праха;

2) прорачунски систем за одређивање температура, количина и концентрација релевантних токова енергетског парног котла (за сваки прорачунати режим се добија комплетан увид у промене које се дешавају приликом одвијања различитих процеса у гасном, воденом и ваздушном тракту);

3) развој модела за једнодимензијски, билансни термички прорачун ложишта енергетског парног котла са подстехиометријским системима сагоревања и његово повезивање са интегралним процедурама процене рада осталих грејних површина. Овакав приступ у процени рада котла моћи ће да, на основу релативно малог броја улазних података и у веома кратком временском периоду, одреди карактеристике рада енергетског парног котла, како при конвенционалном тако и при модификованом (подстехиометријском) систему сагоревања угљеног праха;

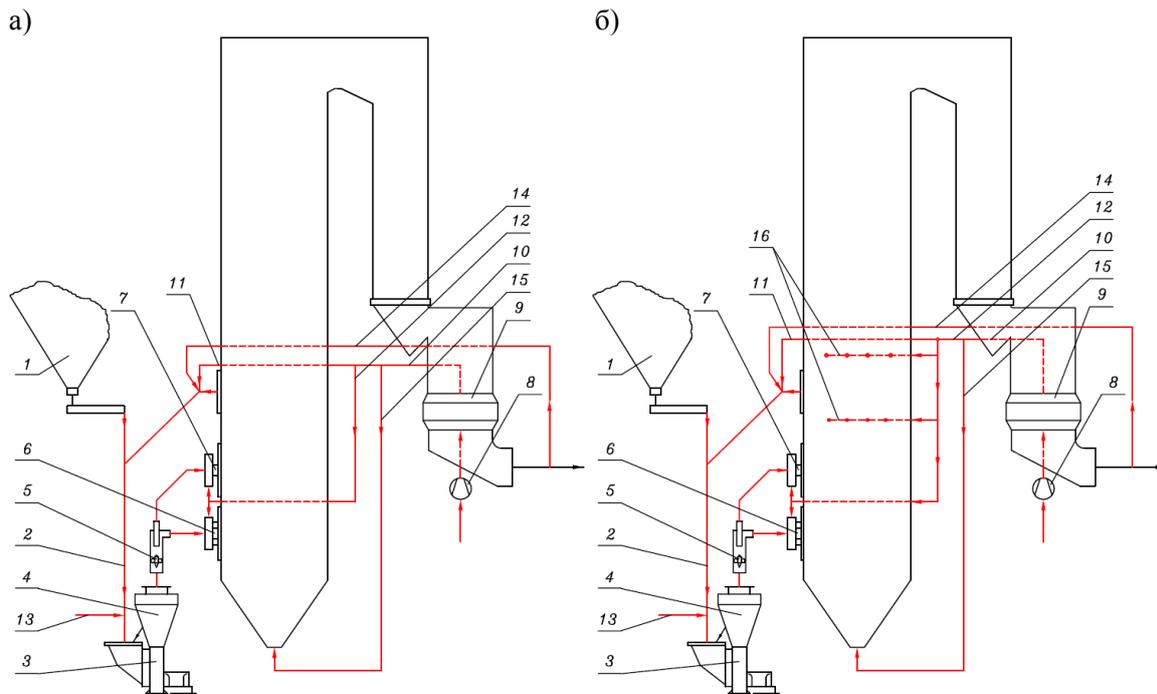
4) очекује се да ће успостављени систем повезивања нумеричких (диференцијалних) и интегралних метода прорачуна моћи да се примењује и за детаљнију анализу при раду у експлоатационим условима (различит број млинова у раду, различит капацитет и квалитет мељаве појединих млинова, неравномерности при дистрибуцији ваздуха у ложишту и слично) и

5) дефинисање поуздане прорачунске процедуре за процену рада котла која ће представљати базу за даље хидродинамичке и прорачуне чврстоће елемената енергетског парног котла који ради са системима сагоревања при вишестепеном довођењу ваздуха по висини ложишта, како код класичних тако и код модификованих система припреме угљеног праха.

2. Опис рада сложеног котловског постројења

2.1. Систем припреме угљеног праха

Енергетски парни котлови блокова 1 и 2 ТЕ Костолац Б раде са индивидуалним модификованим системом припреме угљеног праха. Овакав систем подразумева да се припрема мање квалитетног угља врши у оквиру котловског постројења са вентилаторским млиновима [60]. Систем је модификован увођењем раздвајача аеросмеше који услед центрифугалног дејства



Слика 8. Шематски приказ индивидуалног модификованог система за припрему угљеног праха са
 а) директним удубавањем и сушењем по затвореном процесу; б) директним удубавањем и
 сушењем по затвореном процесу и вишестепеним довођењем ваздуха по висини ложишта

1. Бункер за угља; 2. Рециркулациони вод; 3. Вентилаторски млин; 4. Сепаратор; 5. Раздвајач аеросмеше; 6. Горионик за примарну струју аеросмеше - главни горионик; 7. Горионик за секундарну струју аеросмеше - горионик за отпарке; 8. Вентилатор за свеж ваздух; 9. Загрејач ваздуха; 10. Канал за загрејани ваздух; 11. Канал за примарни ваздух; 12. Канал за секундарни ваздух; 13. Канал за хладан ваздух; 14. Канал за хладне димне гасове; 15. Канал за терцијарни ваздух; 16. Канали ваздуха за догоревање

раздваја компоненте аеросмеше, на начин повољан за стабилност сагоревања. Систем је примењен због тога што расположиви лигнит има већи садржај влаге и чији се волатили пале на високим температурама услед чега је процес његовог паљења у класичним условима сагоревања успорен. Сушење горива врши се по затвореном процесу при чему се водена пара настала испаравањем дела влаге из горива уводи кроз горионике заједно са угљеним прахом у ложиште котла. Пре увођења у ложиште аеросмеша се у раздвајачу отпарака дели у две струје: примарну и секундарну. Примарна струја која садржи већи део угљеног праха и обично половину гасовите компоненте аеросмеше уводи се у доњи део ложишта кроз главне горионике. Секундарна струја са мањим делом финије самлевоног угљеног праха са остатком гасовите компоненте уводи се у горњи део ложишта кроз горионике за отпарке.

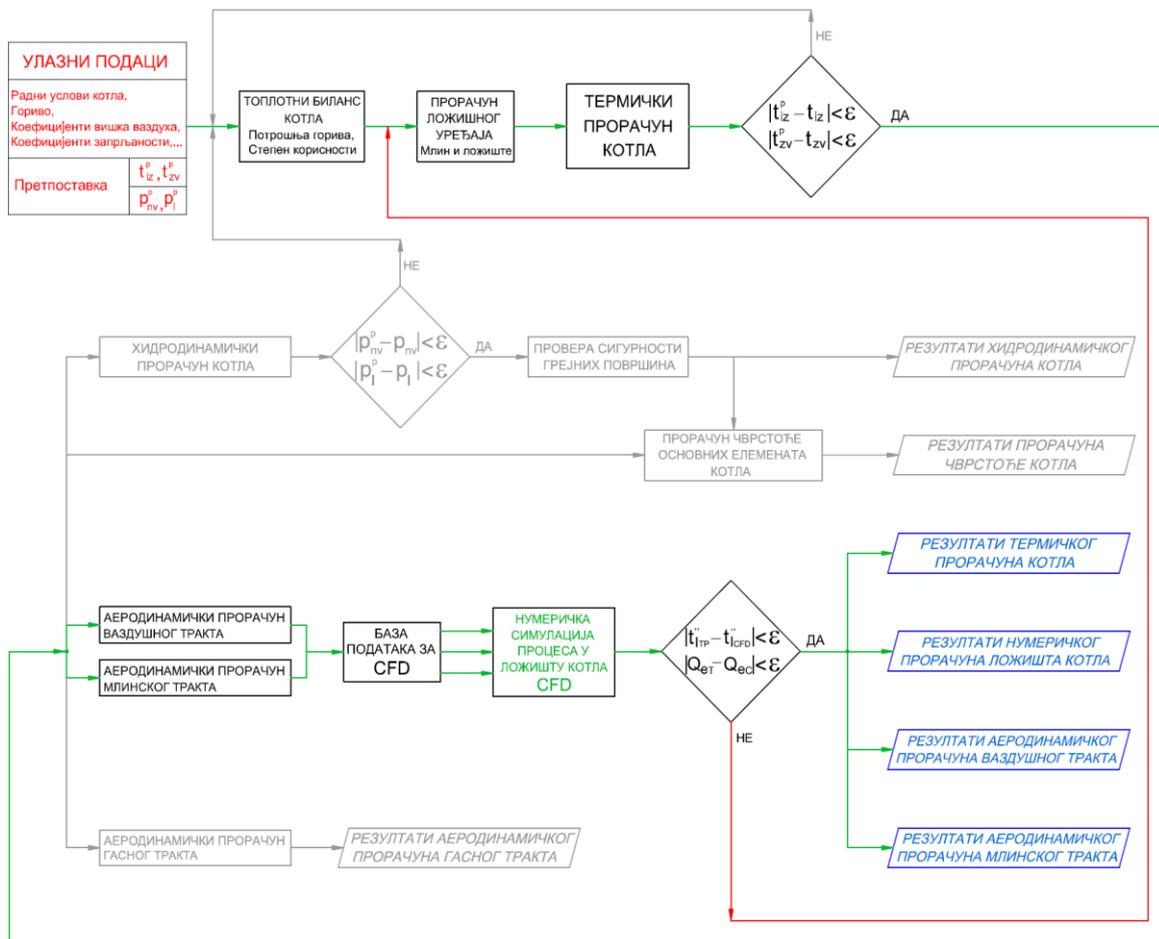
На слици 8 приказани су системи припреме угљеног праха и развода секундарног ваздуха пре (а) и после (б) увођења вишестепеног дозирања ваздуха по висини ложишта. Након увођења примарних мера загрејани ваздух се доводи као примарни за регулисање температуре сушећег агенса, као секундарни у три правца (у горионике и два нивоа ваздуха за догоревање) и као терцијарни за догоревање крупних честица угља на решетки испод ложишног левка.

Конвенционална концепција система сагоревања подразумева да се у зону горионика доводи целокупна количина ваздуха која се дефинише одговарајућим коефицијентом вишка ваздуха на крају ложишта. За енергетске парне котлове са сагоревањем спрашеног лигнита у лету препоручена вредност овог коефицијента износи 1,2. Овако дефинисана количина ваздуха обезбеђује потпуно сагоревање честица до излаза из ложишта. Највећи део ове количине доводи се контролисано посредством вентилатора за ваздух, док њен мањи део чини штетан ваздух, односно ваздух који продире из околине у постројење за припрему угљеног праха и ложиште. Шема овакве расподеле ваздуха приказана је на слици 8а. Ваздух се доводи помешан са аеросмешом као примарни (11), непосредно у ложиште као секундарни (12) и под решетку за догоревање као терцијарни (15).

Показало се да описани начин довођења ваздуха за сагоревање не може да задовољи поштрене захтеве за заштиту околине у смислу смањења емисије азотних оксида у атмосферу. Разматрањем ове проблематике дошло се до закључка да ваздух у ложиште парног котла треба доводити ступњевито, па је секундарни ваздух подељен на више струја. Код разматраног парног котла предвиђено је да се секундарни ваздух доводи у три струје: у зону горионика, између зоне горионика и излаза из ложишта и на излазу из ложишта (слика 8б). На овај начин је количина ваздуха у зони сагоревања смањена, тако да ће се процес сагоревања наставити по висини ложишта, због чега се ваздух доводи у још две струје. Због тога ће се температура продуката сагоревања на излазу из ложишта променити, што ће довести до промене топлотне шеме котла, то јест, до промене топлотног биланса осталих грејних површина. Утврђивање ових промена тема је ове докторске дисертације.

2.2. Нумерички прорачуни у систему прорачуна котлова

За потребе предвиђања рада сложеног котловског постројења, независно од концепције сагоревања примењене у његовом ложишту, дефинисан је алгоритам повезивања интегралних прорачуна котла и нумеричких прорачуна елемента чији се рад анализира (слика 9). Пошто није могуће посматрати рад дела сложеног система, а при томе занемарити његово садејство са остатком, уведена је повратна спрега излазних резултата по методи рачунарске механике флуида са конвенционалним методама прорачуна рада котла. Да би се сагледао рад котла у целини полази се од стандардних интегралних (билансних) метода процене које обезбеђују улазну базу података (граничних услова) за нумерички прорачун дефинисаног математичког модела. База података подразумева скуп реалних параметара рада постројења, то јест, скуп оних величина којима систем делује на



t_{iz} - температура излазних димних гасова;

t_{zv} - температура загрејаног ваздуха;

p_{nv} - притисак напојне воде;

p_l - притисак иза појединих грејних површина;

t_{tr}'' - температура димних гасова - излаз из ложишта (термички прорачун);

t_{icfd}'' - температура димних гасова - излаз из ложишта (CFD);

Q_{et} - апорбована количина топлоте (термички прорачун);

Q_{ec} - апорбована количина топлоте (CFD);

Слика 9. Алгоритам система прорачуна

објекат чији се рад нумерички анализира. На овај начин формирано скуп података чине информације о квантитету и квалитету струја (угљени прах, транспортна мешавина гасова и ваздуха) на улазу у прорачунски домен, односно њихове количине (маса), температуре (енергија) и удела (концентрација) појединих компонената. Као улазни прорачуни система, најпре се спроводе топлотни биланс, термички и аеродинамички прорачуни [61-63], а затим се са збирним резултатима врши нумеричка симулација процеса у ложишту котла као издвојеног елемента система.

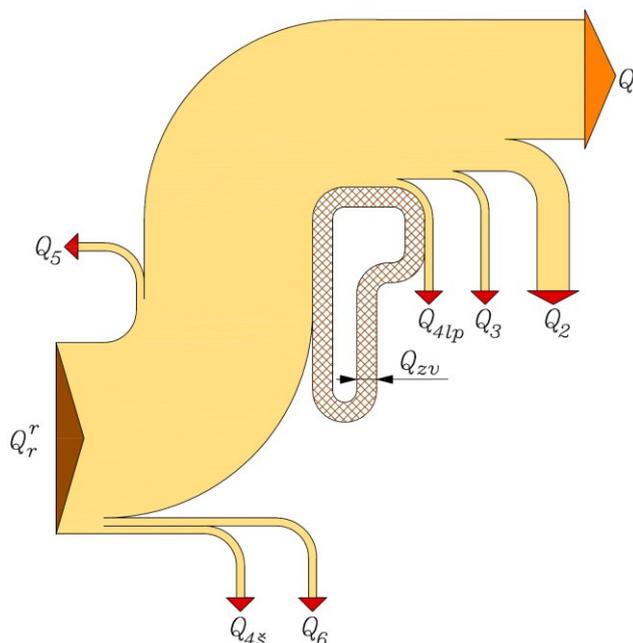
Решавање путем нумеричке симулације, како је споменуто, једначина стационарног турбулентног двофазног вишекомпонентног зрачећег тока (једначина количине кретања, одржања масе, енергије и концентрације гасовитих компонената, моделирања турбуленције, кретања честица, хемијских реакција и топлотног процеса доминантног механизма зрачења), одвија се само у домену где почиње и завршава се процес сагоревања честица угљеног праха. Овакви тродимензијски прорачуни спроводе се комерцијалним пакетом рачунарске механике флуида (CFD) ANSYS Fluent, који као излазне величине даје како величине стања реагујућих гасовитих компонената тако и апсорбоване количине топлоте по границама домена - зидовима ложишта.

Након конвергенције решења, излазни резултати по методи рачунарске механике флуида, као одзив елемента (ложишта) на побуду од стране система, пореде се са локалним параметрима усвојеним у прорачунском кораку који је претходио овој нумеричкој фази, а заснованим на стандардним интегралним процедурама. Уколико није дошло до поклапања предвиђеног стања струје димних гасова на излазу из ложишта (прорачунског домена) и енергије која им је при томе одузета, односно апсорбована од стране испаривачких и прегрејачких панела на зидовима ложишта, процедура се понавља до задовољавања жељеног критеријума. Након више пролаза кроз овакав систем долази се до свеобухватног решења рада постројења које је описано стањима, количинама и енергетским учинком свих токова по карактеристичним позицијама (на улазу и излазу) свих грејних површина енергетског парног котла. Спровођење приказане процедуре подразумева постојање решења термичког прорачуна котла, нумеричког прорачуна ложишта котла, као и аеродинамичких прорачуна ваздушног и

млиноског тракта. На овај начин, синергијски дефинисан систем омогућава праћење рада сложеног енергетског система у свим његовим елементима и обезбеђује подлогу за испитивање мера које утичу на његову жељену функционалност.

2.3. Топлотни биланс парног котла

На улазу у систем прорачуна, потребно је утврдити топлотни биланс парног котла (слика 10) као први у кругу претпоставки итеративног прорачунског система. Топлотни биланс енергетског парног котла врши се индиректним методом: дефинисањем губитака енергије у главном процесу преноса ослобођене енергије горива главном топлотном пријемнику посредством продуката сагоревања насталих у ложишту. Како се дефинисање већине губитака врши зависно од врсте горива, оптерећења и система сагоревања, а у складу са препорукама нормативног



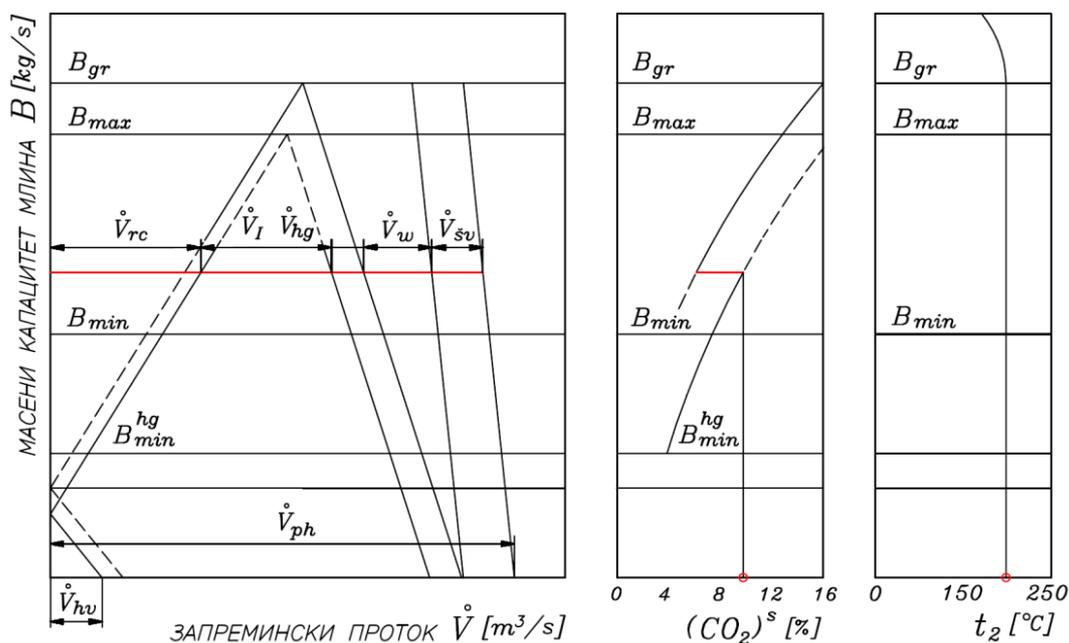
Слика 10. Топлотни биланс парног котла

Q_r^r – укупна енергија унета у процес; Q_1 – енергија искоришћена у процесу (пренесена главном топлотном пријемнику); Q_2 – енергија излазних продуката сагоревања; Q_3 – губитак енергије услед хемијске непотпуности сагоревања (услед присуства горивих гасова у излазним продуктима сагоревања); $Q_4 = Q_{4s} + Q_{4lp}$ – губитак енергије услед механичке непотпуности сагоревања (услед присуства недогорелог кокса у шљаци и летећем пепелу); Q_5 – губитак енергије услед спољашњег расхлађивања (услед топлотног преношења енергије околини преко омотача котла); Q_6 – енергија шљаке која напушта котаа и Q_{zv} – енергија која се загрејаним ваздухом рециркулише у процес

метода [64], улазна билансна претпоставка система своди се на усвајање стања продуката сагоревања, односно њихове температуре и коефицијента вишка ваздуха на излазу из котла. Ови параметри дефинишу највећи губитак (Q_2), па се у овој фази морају усвојити а њихове вредности ће накнадно бити проверене. Резултат оваквог билансирања је процена степена корисности, односно потрошње горива за жељени радни режим.

2.4. Топлотни и материјални биланс млинског сушења

У наредном кораку врши се процена рада склопа млина и ложишта, у циљу одређивања радног капацитета млевења, односно броја млинова у раду. Увођењем у систем нумеричке процене рада ложишта нарочиту важност добијају вредности запреминских протока транспортног флуида и његових компонената. При овом кораку спроводи се топлотни биланс млинског сушења у циљу одређивања енергије потребне за процес, односно прелазак горива од стања почетне до преостале влажности у угљеном праху на излазу из система. Након тога, поставља



Слика 11. Регулациони дијаграм вентилаторског млина при режиму рада са рецикулацијом дела хладних димних гасова са краја котла

\dot{V}_{rc} – запремински проток врелих продуката сагоревања; \dot{V}_I – запремински проток примарног ваздуха; \dot{V}_{hg} – запремински проток хладних димних гасова; \dot{V}_w – запремински проток водене паре настле испаравањем дела влаге током процеса припреме угљеног праха; \dot{V}_{sv} – запремински проток штетног ваздуха; \dot{V}_{hv} – запремински проток хладног ваздуха; \dot{V}_{hv} – запремински проток транспортног флуида при празном ходу млина и t_2 – температура аеросмеше

се материјални биланс процеса у циљу одређивања удела појединих гасовитих компонената. При одређивању протока ових компонената мора се водити рачуна о томе да температура аеросмеше на излазу из млина остане константна у свим радним условима и да се спречи појава експлозије угљеног праха.

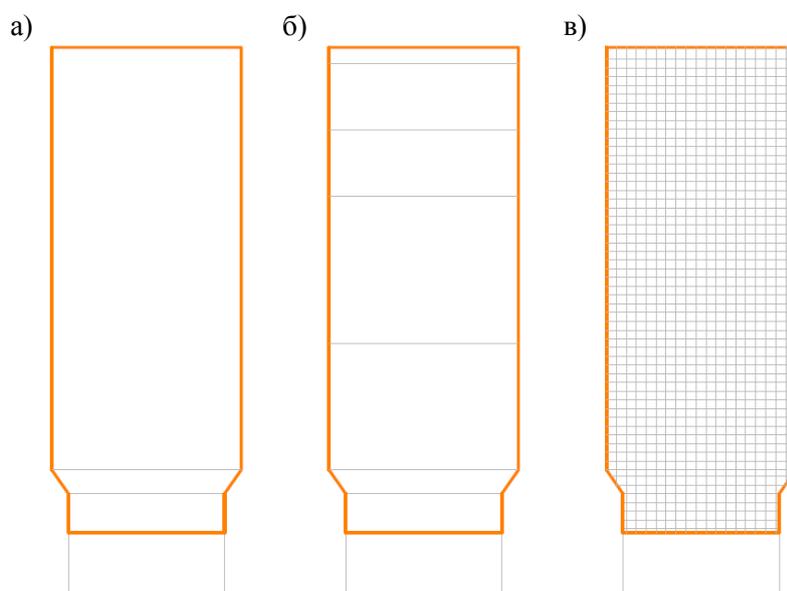
На основу овакве процедуре билансирања постројења за припрему угљеног праха, приказане у [65], дефинише се регулациони дијаграм млина (слика 11). Са дијаграма је могуће одредити количину, састав и стање флуида који се заједно са угљеним прахом уводи у горионике, што је неопходано за дефинисање дела граничних услова везаних за аеросмешу, који прецизније одређују стање угљеног праха на улазу у ложиште. На овај начин дефинисан је састав честице угљеног праха са аспекта влаге преостале након сушења као и енергија коју она има на улазу прорачунског домена. Треба истаћи да описана процедура у итерацијама обезбеђује и податак (услов на граници ложишта) о количини гасова рециркулисаних са краја ложишта, који заједно са примарним ваздухом представљају сушећи агенс у процесу припреме угљеног праха. Неопходна претпоставка овога корака је стање врелих продуката сагоревања који се одузимају са краја ложишта.

2.5. Термички прорачун парног котла

Термички прорачун представља утврђени поступак процене стања струја које учествују у основном, топлотном процесу на грејним површинама парног котла. Прорачун се заснива на итеративном поступку решавања алгебарских једначина одржања енергије и преношења количине топлоте за све елементе котла, почев од ложишта до излазне грејне површине - загрејача ваздуха. Овакав приступ представља једнодимензијску поставку проблема топлотног преноса енергије између продуката сагоревања и топлотних пријемника које представљају вода, водена пара и ваздух. Метода се ослања на емпирију праћења рада котловских постројења и као таква узима у обзир велики број утицајних параметара за све врсте грејних површина. Интензитет топлотног процеса процењује се на основу критеријалних једначина заснованих на теорији температурског граничног слоја. На овакав начин се, у складу са доминантним механизмом топлотног преноса енергије, разматрају брзина струјања, термофизичке особине и правци наструјавања флуида, геометријске карактеристике

грејне површине, као и топлотни отпори који се јављају у експлоатационим условима рада. Коришћење процедуре термичког прорачуна за опис рада котла са новим системом сагоревања се у другој фази истраживања своди на проверу рада грејних површина иза ложишта, а уједно и на контролу тренутне потрошње горива по топлотном билансу. У овој фази процене рада котла са модернизованим сагоревањем, задржава се претпоставка средње температуре продуката сагоревања на излазу из ложишта, која је усвојена приликом израде биланса млинског сушења. Ова температура потврђена је тек након оне конвергенције нумеричког прорачуна која је, после више пролаза кроз цео систем, доказала идентично стање продуката сагоревања у излазном пресеку ложишта. Овим је омогућена верификација свих резултата, до тада претпоставки, које су овом кораку претходиле. Тако је формиран комплетан опис радног режима енергетског парног котла чије ложиште функционише у новим условима рада. Потребно је још нагласити да поступак термичког прорачуна у итерацијама обезбеђује податак о температури загрејаног ваздуха, који се уводи у ложиште као његова секундарна и терцијарна струја, док се примарни део уводи заједно са аеросмесом.

Термички прорачун ложишта као почетне грејне површине по току продуката сагоревања, у зависности од начина увођења струја у процес и обима жељених резултата, може да се спроводи посматрајући ограничени простор у



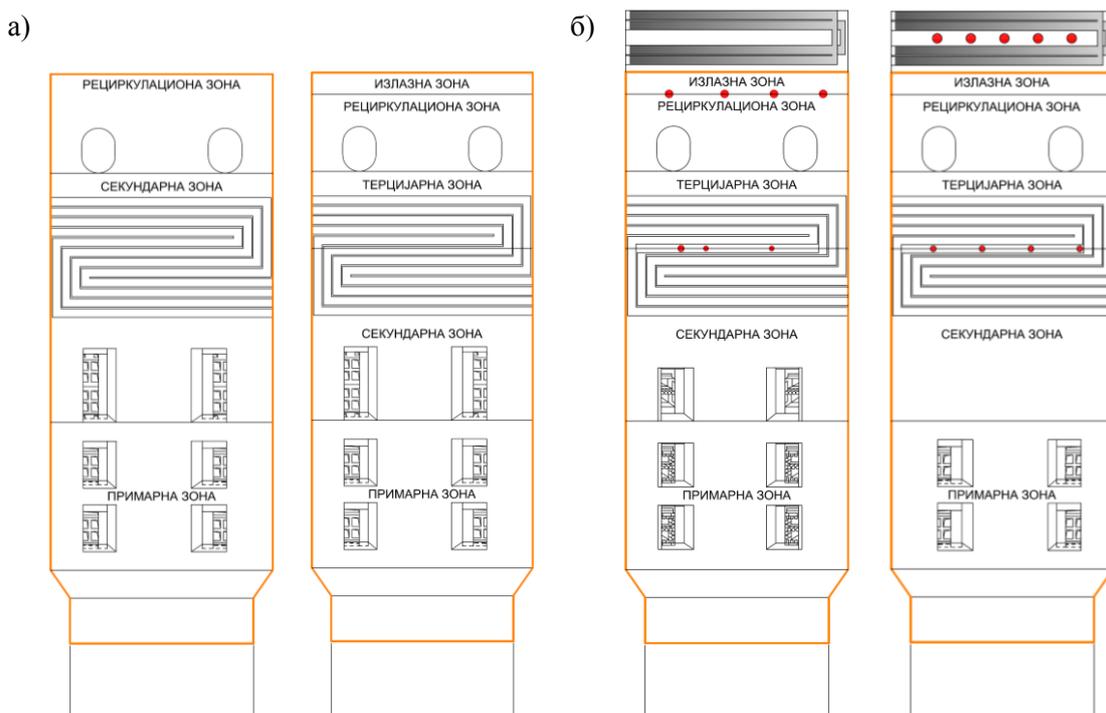
Слика 12. Подела ложишта енергетског парног котла при прорачуну
а) интегрална – један елемент; б) зонална – више карактеристичних области;
в) са великим број коначних запремина

коме се врши сагоревање: интегрално, поделом у мањи број зона или већи број елемената, односно коначних запремина (слика 12). Интегрална метода „ЦКТИ” прорачуна ложишта развијена од стране Централног котловско – турбинског института у Санкт Петербургу [79] третира ложишни простор као целину. Ова метода базира се на поменутиим једначинама одржања енергије и преношења количине топлоте зрачењем, где су непосредне рачунске зависности утврђене експериментално путем теорије сличности. Овакав приступ могуће је успешно користити у случајевима када се целокупна струја аеросмеше и секундарног ваздуха у равномерном односу уводе у област, односно ниво где почиње реакција сагоревања, што и представља најчешћи случај код великих енергетских постројења која располажу угљевима бољег и умереног квалитета. Излазне величине овог приступа су само средња температура продуката сагоревања у излазном пресеку и укупна апсорбована количина топлоте у ложишту. За сагоревање угљеног праха угљева са већим садржајем влаге, који имају проблем успореног паљења и остваривања стабилног процеса сагоревања, како је напоменуто, развијена је модификована метода поделе аеросмеше на две струје са различитим садржајима угљеног праха и отпарака и њихово увођење на различитим местима по висини ложишта. За овакве системе развијена је модификована зонална метода прорачуна ложишта приказана у [62]. Ложиште је у овој методи подељено на три дела: примарну, секундарну и рецикулациону зону. Модификованим зоналним прорачуном дефинишу се енергетски и материјални биланси за сваку зону и тиме одређује корелација између ослобођене и апсорбоване енергије у свакој од њих. Енергија која се при проласку продуката сагоревања у свакој зони ослободи сагоревањем дела горива дефинисана је емпиријски и дата у форми степена сагорелости угљеног праха чија је зависност, за овакве системе и конвенционални приступ сагоревању у великим ложиштима, дата у функцији висине ложишног простора, односно његове дефинисане зоне.

За савремене концепције сагоревања са вишестепеним довођењем ваздуха по висини ложишта оваква метода није дефинисана, па је предмет анализе приказане у овој тези. Допуна модификованог зоналног прорачуна за нове концепције сагоревања подразумева нову поделу ложишта, дефинисање количина продуката сагоревања који носе енергију у подстехиометријским условима и

дефинисање промене коефицијента сагорелости угљеног праха у новим условима. На слици 13 су приказане зоне ложишта за конвенционални и два система сагоревања са вишестепеним довођењем ваздуха која се посебно испитују. Резултати прорачуна су стања продуката сагоревања на излазу из сваке дефинисане зоне, као и енергија апсорбована на њиховим границама, одакле је могуће приказати промену средње температуре продуката сагоревања и специфичног топлотног оптерећења по висини ложишта котла. Детаљнија слика промена стања у ложишту добијена оваквим поступком, погодује даљој анализи процеса у испаривачким панелима, у чију сврху је својевремено и развијана.

Поделом ложишта на коначан број мањих запремина врши се испитивање његовог рада путем метода коначних запремина. При овој методи решава се апроксимативни (коначни) систем линеарних алгебарских једначина, добијених дискретизацијом транспортних (парцијалних) диференцијалних једначина којима се описују процеси који се одвијају у ложишту. Овакав систем се затим процесорски решава, одакле следе физичке и енергетске карактеристике учесника у процесима за сваки дефинисани елемент. Предност оваквих метода су решења



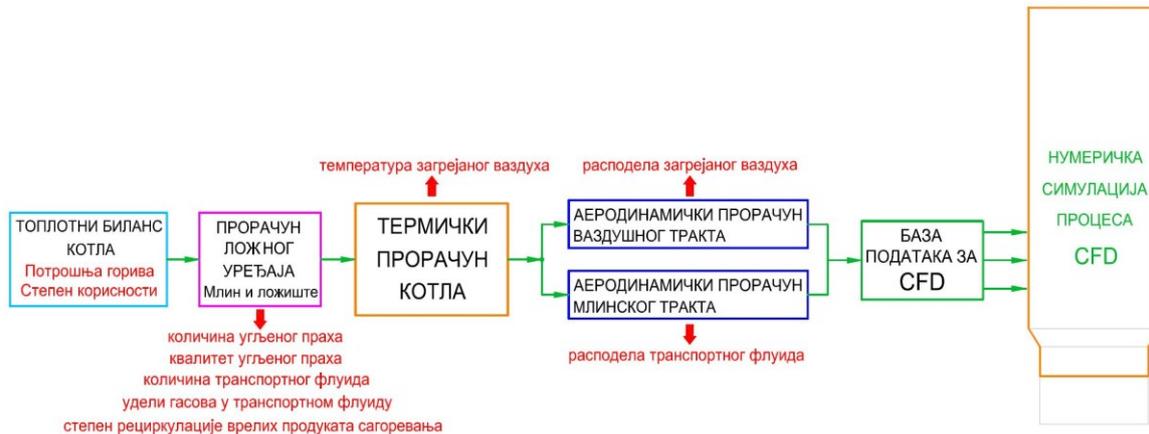
Слика 13. Подела ложишта енергетског парног котла на карактеристичне зоне

а) при нормативном и допуњеном модификованом зоналном моделу ложишта са конвенционалним системом сагоревања; б) при допуњеном модификованом зоналном моделу ложишта са вишестепеним довођењем ваздуха на различитим висинама

као читава поља излазних величина прорачуна, па је на овакав начин могуће стећи детаљнији увид у процесе, односно промене које се одвијају у анализираном домену. Овај вид испитивања коришћен је у првој фази истраживања у којој су дефинисани модели турбуленције, зрачења, сагоревања и настајања азотних оксида, тако да је омогућен њихов правилан избор, уз проверу и одабир параметара кинетике реакција сагоревања и појединих граничних услова. У овој фази је као инструмент поређења служио модификовани зонални модел класичног система сагоревања, као праксом потврђен модел, а у садејству са осталим интегралним процедурама система прорачуна сложеног постројења. Након тога, тако усвојени модели и њихови параметри, који су приказани даље у раду, коришћени су у другој фази истраживања. Тада је путем нумеричке симулације и њене корелације са осталим процедурама прорачунског система, за измењене услове сагоревања - довођења ваздуха и аеросмеше у процес, дефинисан рад ложишта и котловског постројења у целини. Ови резултати су потврђени доступним мерењима спроведеним у експлоатацији на изведеном постројењу ТЕ Костолац Б. На основу овако верификованог приступа, добијена је подлога која је коришћена за допуну модификоване зоналне методе која ће служити за свеобухватно предвиђање начина рада постројења, при примени савремених шема сагоревања.

2.6. Аеродинамички прорачуни млинског и ваздушног тракта

Након процедура које су обезбедиле податке о количинама и стањима горива, транспортног флуида и ваздуха потребно је спровести аеродинамичке прорачуне млинског и ваздушног тракта. На овај начин се, у складу са реалним распоредом канала, којима се кроз постројење воде аеросмеша и загрејани ваздух, у прорачун уводи њихова коначна расподела по улазним пресецима прорачунског домена. Овакве процедуре обухватају локалне и отпоре трења у системима транспорта карактеристичних токова, као и напоре млина и вентилатора за ваздух. Аеродинамички прорачуни изведени су у складу са [63]. Представљеним поступком се при сваком пролазу кроз систем прорачуна формира скуп у том тренутку претпостављених, међусобно зависних радних параметара постојења (слика 14) који фигуришу као највећи део граничних услова за улазне токове домена у чијим се границама процена рада спроводи нумеричким путем.



Слика 14. Формирање скупа радних параметара котловског постројења применом улазних процедура система прорачуна

Применом описаног система извршене су процене рада парних котлова ТЕ Костолац Б за постојећи систем сагоревања и систем модификован степенастим увођењем ваздуха у циљу постизања ефикасног, ефикасног, сигурног и еколошки прихватљивог рада а у складу са током истраживања приказаним на слици 7.

3. Рачунарска механика флуида (computational fluid dynamics - CFD)

Убрзаним развојем рачунарских капацитета, експанзију је доживела нова научноистраживачка метода позната као нумеричка симулација. Оваквим видом истраживања могуће је математичким моделирањем процеса који се одвијају у ограниченом простору израдити детаљну слику, односно одредити читава поља карактеристичних величина која детаљно описују промене настале у термодинамичком систему или његовом издвојеном елементу. Од посебне важности је то што некада нумеричко симулирање процеса у континууму бива супериорније и над извршеним класичним физичким експериментом, због тога што се често поједине варијабле могу тачније израчунати него измерити и то у великом броју ћелија нумеричке мреже 3Д прорачунског домена. У овој тези за анализу процеса у делу система у коме се врши сагоревање угљеног праха коришћен је комерцијални нумерички код ANSYS Fluent. Заправо, применом методе коначних запремина, на овај начин, се решавају парцијалне диференцијалне транспортне једначине карактеристичних величина главне двофазне вишекомпонентне струје. Прорачунски домен као део сложеног система, унутар кога се процеси са посебном пажњом анализирају овим видом истраживања, дели се на већи број дискретних елемената. Овако дефинисани

елементи (ћелије, односно контролне запремине) су мрежно интегрисани, а промене величина које у њима настају описане су, дискретизацијом добијеним, системом линеарних алгебарских једначина. [66]. Решавањем оваквог система итеративним путем добијају се коначне, егзактне вредности величина у свакој контролној запремини, чијим је повезаним приказом дат детаљнији увид у процесе који су делимично или потпуно завршени у анализираном елементу система. Како је математички модел реалног реактивно - зрачећег тока мешавине изузетно сложен, проблеми његовог струјања најчешће се решавају оваквим нумеричким приступом, помоћу процесорских јединица.

За моделирање реактивног зрачећег турбулентног двокомпонентног тока у ложишту енергетског парног котла примењен је Ојлер-Лагранжев приступ проучавања мултифазног струјања. Струјање типа гасовити флуид - честица је само један од могућих облика двокомпонентних токова који се појављују у многим природним и технолошким системима. Проучавање кретања вишефазне мешавине је сложеније од независног проучавања кретања њених компонената [67]. Овакво струјање се описује веома сложеним системом парцијалних диференцијалних једначина одржања масе (континуитета) и промене количине кретања флуида и диференцијалном једначином кретања честица. С обзиром на ослобађање и пренос енергије приликом процеса у ложишту неопходно је додати транспортне једначине одржања енергије и удела хемијских компонената гасне смеше, са утицајем карактеристичних хемијских реакција. Како је у оваквим случајевима струјање искључиво турбулентно, неопходно је моделирати и утицај турбуленције на процесе у ложишту енергетског парног котла. У овој тези је примењен модел базиран на Рејнолдсовим поступком осредњеним Навије-Стоксовим транспортним једначинама (Reynolds Averaged Navier-Stokes – RANS модели) и претпоставци о хомогеној и изотропној турбуленцији. *Boussinesq* је увођењем појма турбулентне вискозности поставио хипотезу о аналогiji између вискозних напона у флуиду и процеса турбулентног мешања, односно турбулентних напона [68]. За одређивање турбулентне вискозности преко турбулентних карактеристика решавају се две додатне транспортне једначине ($k - \epsilon$ двоједначински модели турбуленције) за турбулентну кинетичку енергију (k) и њену дисипацију (ϵ).

3.1. Моделирање транспортних једначина

Транспортне диференцијалне једначине вискозног турбулентног стационарног двокомпонентног зрачећег тока имају следеће облике:

3.1.1. Једначина одржања масе

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \bar{u}_i) = S_m \quad (3.1)$$

$$S_m = \frac{1}{V} \sum \frac{m_{p,0} - m_p}{m_{p,0}} \dot{m}_{p,0} \quad (3.2)$$

где су V – запремина локалног прорачунског елемента (ћелије); $m_{p,0}, m_p$ – маса честице на улазу и излазу прорачунског домена и $\dot{m}_{p,0}$ – масени проток честица на улазу у прорачунски домен.

Дефинисањем изворног члана размене масе између чврсте и гасовите фазе S_m описано је повећање масе гасовите компоненте услед процеса сагоревања, односно трансформације дела честице горива у гасовиту компоненту продуката сагоревања.

3.1.2. Једначина одржања (промене) количине кретања

Познати облик Навије-Стоксове једначине за стационарне услове гласи

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = \rho F_i - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) + \frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \quad (3.3)$$

Дељењем једначине 3.3 са густином, у општем случају лева страна представља конвективни члан инерцијалне силе, први члан на десној страни представља запреминску силу, други члан представља површинску силу (силу притиска), а трећи и четврти члан представљају вискозне силе. За турбулентни струјни ток ова једначина се трансформише поступком осредњавања по времену у Рејнолдсову једначину.

Рејнолдсова осредњена једначина за двофазни турбулентни ток гласи

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) - \rho \overline{u'_i u'_j} \right] + \rho \bar{F}_i - \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \\ + S_u + \bar{u}_i S_m \end{aligned} \quad (3.4)$$

$$S_u = \frac{1}{V} \sum \left[\left(\frac{18\mu}{\rho_p d_p^2} \frac{C_D Re}{24} \right) (u_{p,i} - \bar{u}_i) \right] \dot{m}_{p,0} \Delta t \quad (3.5)$$

где су μ – динамичка вискозност гасовите смеше; C_D – коефицијент отпора релативном кретању честице кроз гасовиту смешу; Re – релативни Рејнолдсов број за честицу; ρ_p – локална густина честице; d_p – локални пречник честице; $u_{p,i}, \bar{u}_i, \bar{u}_j$ – компоненте брзине честице и осредњене брзине гасовите фазе и Δt – временски корак праћења честице.

Изворни члан којим је означен пренос количине кретања између чврсте и гасовите фазе обележен је са S_u . Примењена је *Boussinesq* – ова конститутивна релација везе турбулентних напона и градијента средње брзине турбулентног флуидног тока. На овакав начин постављен модел решаваће турбулентних напона своди на решавање једначине турбулентне вискозности

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (3.6)$$

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.7)$$

где су μ_t – коефицијент турбулентне вискозности карактерише турбулентно мешање, односно обухвата интеракције у флуиду и δ_{ij} – *Kronecker* – ов делта оператор. Константа C_μ има стандардну вредност 0,09.

3.1.3. Једначина моделирање турбуленције

Увођењем концепта турбулентне вискозности омогућено је затварање система једначина турбулентног кретања флуидне струје. Вредности константи турбулентног модела одређене су емпиријски за широки опсег турбулентних струјања и приказане у [69]. За одређивање коефицијента турбулентне вискозности коришћен је стандардни двоједначински $k - \varepsilon$ модел турбуленције

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k \bar{u}_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon + S_k \quad (3.8)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \varepsilon \bar{u}_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (3.9)$$

где су $C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_{3\varepsilon}$ – константе модела и $\sigma_k, \sigma_\varepsilon$ – турбулентни Прандтлови бројеви.

Вредностима G_k, G_b дефинисани су изворни чланови турбулентне кинетичке енергије услед дејства градијента средње брзине и узгонске силе, док су са S_k, S_ε означени изворни чланови услед размене масе између фаза.

3.1.4. Једначине енергије гасовите компоненте сложеног тока

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j I) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{k_t}{c_p} \frac{\partial I}{\partial x_j} \right) + S_{rad} + S_{h, reac} + S_{g,p}^q + S_{g,p}^m \quad (3.10)$$

$$I = \sum Y_i I_i \quad (3.11)$$

$$I_i = \int_{T_{ref,i}}^T c_i dT + i_i^0(T_{ref,i}) \quad (3.12)$$

У једначинама (3.10) до (3.12) Y_i, I_i – удео и енталпија компоненте која учествује у реакцији, k_t – турбулентна топлотна проводљивост гасовите компоненте, c_p – специфични топлотни капацитет гасовите компоненте и $i_i^0(T_{ref,i})$ – енталпија компоненте на температури почетка продуковања компоненте.

Лева страна једначине (3.10) представља конвективни топлотни пренос енергије. Први члан десне стране представља дифузиони топлотни пренос енергије, други члан је изворни члан услед топлотног преноса енергије механизмом зрачења, трећи члан је изворни услед хемијских реакција у гасовитој компоненти (сагоревање волатила), четврти члан је изворни услед топлотног преноса енергије између фаза и последњи члан представља изворни члан услед преноса енергије при размени масе између фаза (процеси сагоревање чврсте фазе, односно фиксног угљеника и издвајање волатила из честице).

Изворни члан услед топлотног преноса енергије зрачењем је

$$S_{rad} = \frac{\partial q_{rad}}{\partial x_i} \quad (3.13)$$

где је q_{rad} – топлотни флуks услед зрачења масе продуката сагоревања.

Изворни члан услед хемијских реакција у гасовитој компоненти је

$$S_{h, reac} = \sum \frac{i_i^0}{M_i} R_i \quad (3.14)$$

где су R_i – брзина продуковања или трошења компоненте и M_i – моларна маса компоненте.

Изворни члан услед топлотног преноса енергије између фаза гласи

$$S_{g,p}^q = \frac{1}{V} \sum \frac{\dot{m}_{p,0}}{m_{p,0}} [(m_{p,in} - m_{p,out})Q_{devol} - (1 - f_h)(m_{p,in} - m_{p,out})Q_{reac} + (m_{p,in} - m_{p,out}) \int_{T_{p,in}}^{T_{p,out}} c_p dT] \quad (3.15)$$

где су $\dot{m}_{p,0}$, $m_{p,0}$ – почетни масени проток и маса честице на улазу у прорачунски домен, $m_{p,in}$, $m_{p,out}$ – маса честице на улазу и излазу прорачунске ћелије; $T_{p,in}$, $T_{p,out}$ – температура честице на улазу и излазу прорачунске ћелије; Q_{devol} – енергија процеса деволатилизације; Q_{reac} – енергија ослобођена сагоревањем фиксног угљеника; f_h – удео енергије ослобођене сагоревањем који је апсорбовала честица и c_{pp} – специфични топлотни капацитет честице.

Како је ток реактиван, неопходно је решити транспортне једначине компонената које учествују и настају у хемијским реакцијама

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j Y_c) = -\frac{\partial J_c}{\partial x_i} + S_{c,i} \quad (3.16)$$

$$J_c = -\rho D_{c,i} \frac{\partial Y_c}{\partial x_i} \quad (3.17)$$

$$S_{c,i} = \frac{1}{V} \sum \frac{m_{p,0} - m_p}{m_{p,0}} \frac{M_{c,i}}{M_p} \dot{m}_{p,0} \quad (3.18)$$

Изворни члан који третира продуковање или деструкцију компоненте услед хемијских реакција и међудејства чврсте и гасовите фазе означен је са $S_{c,i}$.

Изворни члан услед преноса енергије при размени масе између фаза је

$$S_{g,p}^m = \sum Q_{c,i} S_{c,i} \quad (3.19)$$

У једначинама (3.16) до (3.18) су Y_c – масени удео компоненте у гасовитом реактивном току; J_c – дифузиони флуks који се јавља услед градијента компоненте у смеси; $D_{c,i}$ – коефицијент дифузије компоненте у реактивној смеси; $M_{c,i}$, M_p – молекулске масе компоненте у смеси и честице и $Q_{c,i}$ – енергија која се ослобађа сагоревањем фиксног угљеника, односно енергија

деволатилизације којом долази до продуковања или деструкције компоненте реакције.

3.1.5. Једначина кретања честица чврсте компоненте

Математички модел чврсте фазе базира се на Лагранжеовом концепту праћења трајекторија честица. На основу овог концепта, одређују се позиције односно трајекторије честица кроз нумерички решено струјно поље. Крећући се кроз струјно поље флуида честица мења своја својства (масу, густину, температуру). У моделу су занемарени међусобни судари честица као апроксимација у случају малог запреминског удела чврсте компоненте у носећој флуидној струји. Једначине гласе

$$\frac{d\vec{u}_p}{dt} = F_D(\vec{u} - \vec{u}_p) + \vec{g} \frac{\rho_p - \rho}{\rho_p} \quad (3.20)$$

$$F_D = \frac{18\mu}{\rho_p d_p^2} \frac{C_D Re}{24} \quad (3.21)$$

Путања честица се одређује интеграцијом сила које дејствују на њу. Може се претпоставити да на ситне честице при великом односу густина честице и флуида делују само сила вискозног отпора кретања честице кроз гасну струју и гравитациона сила. При моделирању кретања честице кроз флуидну гасну струју узета је у обзир и дисперзија честица услед турбуленције струје [70]. Дефинисан је стохастички модел кретања и дисперзије честица у пољу тренутних брзина [71]. Моделом је претпостављено да су честице ношене по времену осредњеном струјом а да флукуације брзина изазивају њихову дисперзију. Параметри модела, као и вредности коефицијента отпора који је дат у функцији релативног Рејнолдсовог броја приказани су у [72].

3.1.6. Једначине енергије чврсте компоненте сложеног тока

Једначина енергије чврсте компоненте сложеног тока гласи

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt}(m_p c_p T_p) = \alpha A_p (T_g - T_p) - \left(\frac{dm_p}{dt}\right)_{devol} Q_{devol} - f_h \frac{dm_{char}}{dt} Q_{reac} + \\ + A_p \varepsilon_p \sigma (T_r^4 - T_p^4) \end{aligned} \quad (3.22)$$

где су m_p – маса честице; c_{pp} – специфични топлотни капацитет честице; T_p, T_g – температуре честице и гасовите фазе; T_r – температура зрачења; A_p – површина честице; α – коефицијент прелаза количине топлоте; ε_p – емисивност честице и σ – Штефан-Болцманова константа.

„Single kinetic rate” модел издвајања волатила претпоставља да брзина деволатилизације зависи од удела преосталих испарљивих волатила у честици. Ова зависност је првог реда и дефинисана је изразом према [73]

$$-\left(\frac{dm_p}{dt}\right)_{devol} = k_{devol} [m_p - (1 - f_{vol,0})(1 - f_{w,0}) m_{p,0}] \quad (3.23)$$

Констата брзине реакције дефинисана је Аренијусовом једначином

$$k_{devol} = A e^{-(E_a/RT_p)} \quad (3.24)$$

У једначинама (3.23) и (3.24) су $f_{vol,0}$ – почетни масени удео волатила у честици; $f_{w,0}$ – почетни масени удео испарљиве компоненте за „wet combustion” (сагоревање влажне честице) модел; k_{devol} – константа брзине хемијске реакције; A – фреквенциони (пред-експоненцијални) фактор реакције; E_a – енергија активације, односно најмања енергија неопходна за почетак реакције; R – универзална гасна константа и T_p – температура честице.

Једначина има приближно аналитичко решење уз претпоставку да се температура честица не мења нагло између временских корака интеграције

$$m_p(t + \Delta t) = (1 - f_{vol,0})(1 - f_{w,0})m_{p,0} + [m_p(t) - (1 - f_{vol,0})(1 - f_{w,0})m_{p,0}] e^{-k\Delta t} \quad (3.25)$$

Након завршене реакције деволатилизације, на честици почиње површинска хетерогена реакција сагоревања фиксног угљеника као компоненте чврстог коксног остатка горива. У моделу „Kinetic/diffusion-limited” реакције сагоревања фиксног угљеника претпоставља се да брзина реакције зависи од брзине дифузије оксиданта ка површини честице и хемијске кинетике реакције фиксног угљеника и реактанта. Укупна промена масе фиксног угљеника услед дејства свих реакција, уз усвојену претпоставку да брзина сагоревања коксног

остатка има линеарну зависност од вредности парцијалног притиска реактанта може да се изрази

$$\frac{dm_{char}}{dt} = \sum \frac{dm_{char,i}}{dt} \quad (3.26)$$

$$\frac{dm_{char,i}}{dt} = \pi d_p^2 p_i \frac{k_{diff,i} k_{kin,i}}{k_{diff,i} + k_{kin,i}} \quad (3.27)$$

где су p_i – парцијални притисак реактанта; $k_{diff,i}$ – брзина дифузије реактанта; $k_{kin,i}$ – константа брзине површинске хемијске реакције (дефинисана одговарајућом Аренијусовом једначином) и C_i – дифузиони коефицијент реактанта.

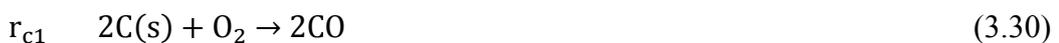
Брзина дифузије реактанта је

$$k_{diff,i} = C_i \frac{[(T_p + T_g)/2]^{0,75}}{d_p} \quad (3.28)$$

а константа брзине хемијске реакције

$$k_{kin,i} = A_i e^{-(E_{ai}/RT_p)} \quad (3.29)$$

Моделирани су две хемијске реакције при сагоревању фиксног угљеника из коксног остатка



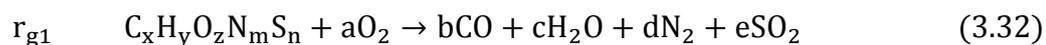
Реакција (3.30) представља хетерогену реакцију фиксног угљеника са оксидантом, док реакција (3.31) представља хомогену реакцију сагоревања угљен-моноксида. На овај начин усвојена је двостепена реакција сагоревања фиксног угљеника. Приликом истраживања примењене су кодом препоручене вредности кинетичких параметара, као и дифузиони коефицијент реакције.

$$\begin{aligned} A_{rc1} &= 0,002 \text{ s}^{-1} & A_{rc2} &= 10^{15} \text{ s}^{-1} \\ E_{arc1} &= 7,5 \cdot 10^7 \text{ J/kmol} & E_{arc2} &= 10^8 \text{ J/kmol} \\ C_{rc1} &= 5,0 \cdot 10^{-12} \text{ s/K}^{0,75} \end{aligned}$$

Примењени ANSYS Fluent стандардни модел паљења и сагоревања честице горива подразумева сукцесивне фазе загревања честице, испаравања влаге и

издвајања волатила, сагоревања волатила и фиксног угљеника коксног остатка и загревања летећег пепела.

У мешовитом моделу одређивања брзине хемијских реакција гасовите фазе „Finite-Rate/Eddy-dissipation” избор метода рачунања брзине појединих реакција зависи од односа временских размера брзине реакције и турбулентних флукуација. У моделу „Eddy-dissipation” претпоставља се да је укупна брзина хемијских реакција, због велике брзине хемијском кинетиком детерминисаних реакција, контролисана искључиво турбулентним мешањем. Сагорљиве компоненте и кисеоник се уводе у реакцију процесом турбулентног мешања вртлога који садрже компоненте које ступају у хомогене реакције сагоревања. Како би се узео у обзир и утицај хемијске кинетике на брзину одвијања хемијске реакције дефинисан је одговарајући Аренијусов израз. Укупна брзина реакције одређена је изразом који има мању вредност. Сагоревање гасовите компоненте моделирано је сагоревањем вештачки изведеног волатила представљеног у облику емпиријске формуле $C_x H_y O_z N_m S_n$. Сви припадајући параметри израза (3.32) изведени су на основу елементарне и техничке анализе горива. На овај начин постављеним моделом се третира двостепена реакција сагоревања волатила приказана са две једначине



Усвојени су кодом препоручени кинематички параметри хемијских реакција

$$A_{rg1} = 2,12 \cdot 10^{11} s^{-1} \quad A_{rg2} = 10^{15} s^{-1}$$

$$E_{arg1} = 2,03 \cdot 10^8 J/kmol \quad E_{arg2} = 10^8 J/kmol$$

3.1.7. Једначина моделирања топлотног преноса енергије зрачењем

За потребе моделирања топлотног процеса зрачења примењен је модел „Discrete Ordinates” – DO као најчешће примењивани модел приликом нумеричким путем анализираних процеса [74,75]. Модел решава једначину преношења топлоте зрачењем за коначан број просторних углова описаних векторима правца

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (I(\vec{r}, \vec{s}) s_i) + (a + \sigma_s) I(\vec{r}, \vec{s}) = an^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}') \Phi(\vec{s}, \vec{s}') d\Omega' \quad (3.34)$$

где су I – интензитет зрачења; \vec{r} – вектор положаја; \vec{s} – вектор правца; \vec{s}' – вектор правца расипања зрачења; a – апсорпциони коефицијент; n – индекс преламања; T – локална температура; σ_s – коефицијент расипања; Φ – фазна функција и Ω' – просторни угао.

3.1.8. Једначина моделирања настајања и деструкције азотних оксида

Формирање азотних оксида при сагоревању угљеног праха представља сложене процесе реакција азота из ваздуха који се доводи за сагоревање и азота из горива. Највећи удео при сагоревању угљеног праха заузима азот-моноксид (NO) који представља преко 90 % формираних азотних оксида. Доминантни механизми формирања азотних оксида су термички, при чему NO настаје оксидацијом азота из ваздуха (до 20 % укупних) и горивни, при ком NO настаје оксидацијом азота из горива (до 80 % укупних). Процена концентрације NO се врши на основу поља температуре и концентрације реактанта у прорачунском домену.

Модели формирања и деструкције азотних оксида раздвајају се од осталих модела који описују процесе у ложишту парног котла, а одговарајуће нумеричке симулације извршавају се након достигнутог решења који описује главни реактивни двофазни вишекомпонентни зрачећи струјни ток. При оваквом приступу се претпоставља да формирање свих азотних једињења, који представљају занемарљив удео у укупној маси гасова, не утиче на остале процесе у ложишту.

Транспортна једначина NO има исти облик као за све гасовите компоненте

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j Y_{NO}) = -\frac{\partial J_{NO}}{\partial x_i} + S_{NO} \quad (3.35)$$

$$J_{NO} = -\rho D_{NO} \frac{\partial Y_{NO}}{\partial x_i} \quad (3.36)$$

У једначинама (3.35) и (3.36) су Y_{NO} – масени удео NO у гасовитом реактивном току; J_{NO} – дифузиони флуks који се јавља услед градијента NO у смеси; S_{NO} – изворни члан услед продуковања и деструкције NO и D_{NO} – коефицијент дифузије NO у реактивној смеси.

Изворни члан услед продуковања и деструкције NO је

$$S_{NO} = S_{thermal,NO} + S_{fuel,NO} \quad (3.37)$$

Формирање термичког NO се одређује низом хемијских реакција које су зависне од температуре познатије као *Zeldovich* механизам. Главне реакције овога механизма су



Параметри кинетике хемијских реакција *Zeldovich* - евог механизма дате су у опису модела кода ANSYS Fluent [77]. На основу ових реакција, у зависности од концентрације реактаната, коначна брзина формирања термичког NO дефинисана је изразом

$$\begin{aligned} \frac{d[NO]}{dt} = & k_{f,1}[O][N_2] + k_{f,2}[N][O_2] + k_{f,3}[N][OH] - k_{r,1}[O][N_2] - \\ & - k_{r,2}[N][O_2] - k_{r,3}[N][OH] \end{aligned} \quad (3.41)$$

Знатне количине термичког NO настају на температурама 1600 - 1800 K пошто је за оксидацију молекула азота који садржи два атома неопходно претходно раскинути јаку молекулску везу (енергија дисоцијације 941 kJ/gmol). Ова појава резултира захтевом за великом активационом енергијом да би се реакција одвијала директно из молекула N₂. Насупрот томе, енергија активације слободног атома азота је мала, тако да, уколико постоји довољно кисеоника у зонама високих температура, ниво трошења слободних атома азота постаће једнак нивоу NO који се формира (целокупној количини термичким механизмом формираних NO). Увођењем овакве претпоставке, једначина за брзину формирања термичким механизмом може да се сведе на облик

$$\frac{d[NO]}{dt} = 2k_{f,1}[O][N_2] \frac{\left(1 - \frac{k_{r,1}k_{r,2}[NO]^2}{k_{f,1}[N_2]k_{f,2}[O_2]}\right)}{\left(1 + \frac{k_{r,1}[NO]}{k_{f,2}[O_2] + k_{f,3}[OH]}\right)} \quad (3.42)$$

Количина продукованих азотних оксида зависи од концентрације кисеоника у критичним зонама високе температуре а осетљивост на температуру је нарочита изнад 2200 К где се за сваки пораст од 90 К количина продуковане материје удвостручује.

За решавање изведене релације неопходно је, поред поља концентрације кисеоника и азота добијених решавањем транспортних једначина реактивног струјног тока, одредити вредности концентрације О и ОН радикала. За одређивање концентрације ових елемената коришћен је метод парцијалне равнотеже којим претпоставља да увођење треће компоненте утиче на процес дисоцијације елемената.

На овакав начин је у [76] дефинисан израз концентрације О слободних радикала

$$[O] = 36,64 T^{0,5} [O_2]^{0,5} e^{-27123/T} \quad (3.43)$$

Применом исте претпоставке о парцијалној равнотежи дефинисан је израз за концентрацију ОН слободних радикала

$$[OH] = 2,129 \cdot 10^2 T^{-0,57} e^{-4595/T} [O]^{0,5} [H_2O]^{0,5} \quad (3.44)$$

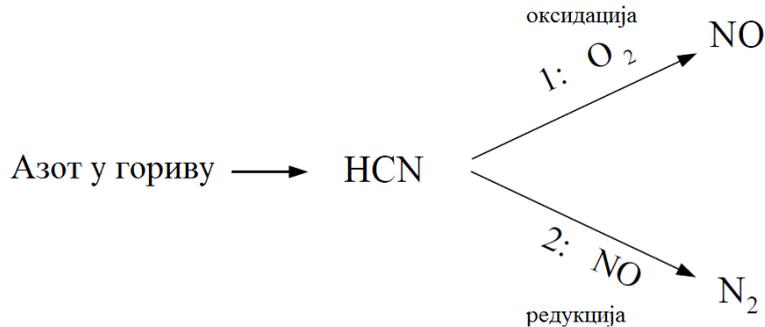
Применом приказаних релација могуће је решавање реакција *Zeldovich* - овог механизма термичког формирања азотних оксида. Део изворног члана који потиче од термичког механизма могуће је изразити помоћу

$$S_{thermal,NO} = M_{w,NO} \frac{d[NO]}{dt} \quad (3.45)$$

где $M_{w,NO}$ представља молекуларну тежину NO.

Формирање горивног NO зависи од врсте горива, односно садржаја азота у самом гориву, али и од локалних услова сагоревања. Компоненте које садрже азот се ослобађају у процесу деволатилизације од којих се након термичке разградње формирају слободни радикали HCN, NH₃, N, CN и NH од којих настају азотни оксиди. Хемијски механизми формирања азотних оксида из овако насталих слободних радикала нису ни данас у потпуности јасни и описани. Међутим, цијановодонична киселина (HCN) и амонијак (NH₃) су детектовани као главни посредници формирања горивних азотних оксида. У овој тези је усвојено да је

HCN једини, као значајнији посредник [10] у овом процесу формирања NO, приказано сликом 15.



Слика 15. Шематски приказ разматраних реакција [77]

Увођењем овакве претпоставке неопходно је решити транспортну једначину за одређивање масеног удела посредника

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j Y_{\text{HCN}}) = -\frac{\partial J_{\text{HCN}}}{\partial x_i} + S_{\text{HCN}} \quad (3.46)$$

$$J_{\text{HCN}} = -\rho D_{\text{HCN}} \frac{\partial Y_{\text{HCN}}}{\partial x_i} \quad (3.47)$$

где су Y_{HCN} – масени удео HCN у гасовитом реактивном току; J_{HCN} – дифузиони флуks који се јавља услед градијента HCN у смеши; S_{HCN} – изворни члан услед продуковања и деструкције HCN и D_{HCN} – коефицијент дифузије HCN у смеши.

Главне реакције овога механизма, у складу са претпоставкама су



Аренијусови параметри кинетике описаних реакција су дати у коду ANSYS Fluent, као и зависност реакције од локалног удела O_2 коју је формулисао *De Soete*.

Изворни члан транспортне једначине масеног удела HCN може да се изрази као

$$S_{\text{HCN}} = S_{\text{devol,HCN}} + S_{\text{HCN-1}} + S_{\text{HCN-2}} \quad (3.50)$$

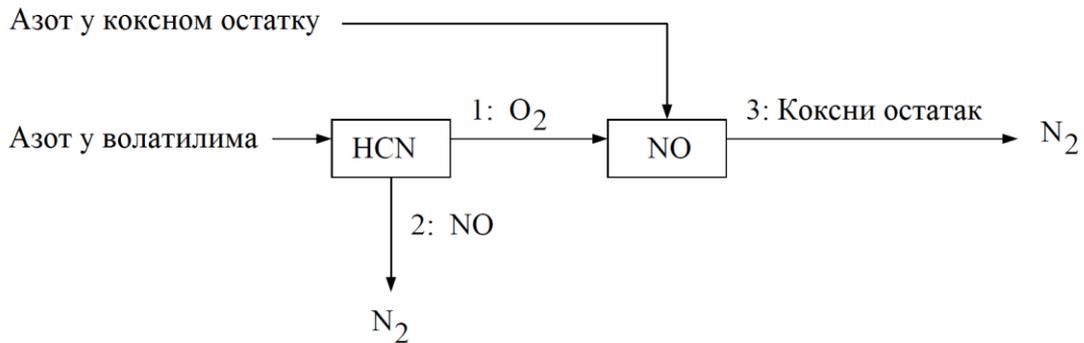
где су $S_{devol,HCN}$ – изворни члан продуковања (ослобађања) HCN приликом деволатилизације; S_{HCN-1} – изворни члан деструкције HCN реакцијом r_{g6} и S_{HCN-2} – изворни члан деструкције HCN реакцијом r_{g7} .

Изворни члан продуковања HCN је

$$S_{devol,HCN} = \frac{S_{devol} Y_{N,devol} M_{w,HCN}}{M_{w,N} V} \quad (3.51)$$

где су S_{devol} – брзина деволатилизације; $Y_{N,devol}$ – масени удео азота у волатилима; $M_{w,HCN}$, $M_{w,N}$ – моларне масе HCN и N и V – запремина ћелије.

Формирање NO од азота који потиче из коксног остатка се према *Lockwood* - у одвија директно без посредних гасовитих једињења, као што је приказано на слици 16.



Слика 16. Шематски приказ путање формирања азотних оксида [78]

Укупан изворни члан који потиче од азота из горива могуће је изразити у облику

$$S_{fuel,NO} = S_{NO-1} + S_{NO-2} + S_{NO,char} + S_{des,NO,char} \quad (3.52)$$

$$S_{char,HCN} = 0 \quad (3.53)$$

где су

S_{NO-1} – изворни члан формирања NO при реакцији са HCN;

S_{NO-2} – изворни члан деструкције NO при реакцији са HCN;

$S_{NO,char}$ – изворни члан формирања NO директном конверзијом азота из коксног остатка и

$$S_{NO, char} = \frac{S_c Y_{N, char} M_{w, NO}}{M_{w, N} V} \quad (3.54)$$

где су S_c – брзина сагоревања фиксног угљеника коксног остатка; $Y_{N, char}$ – масени удео азота у коксном остатку и $M_{w, NO}, M_{w, N}$ – моларне масе NO и N.

$S_{des, NO, char}$ – изворни члан услед дејства реакције деструкције на површини (порама честице) коксног остатка.

$$S_{des, NO, char} = c_s A_{BET} M_{w, NO} r_{des, NO, char} \quad (3.55)$$

c_s – концентрација честица у ћелији; A_{BET} – укупна специфична површина пора честице и $r_{des, NO, char}$ – брзина реакције деструкције NO на површини коксног остатка.

Како су сви дефинисани модели механизма формирања и деструкције NO добијени на основу лабораторијских испитивања ламинарног пламена, неопходно је за анализирани случајеве приказане у овој тези допунски моделирати утицај турбуленције на процесе формирања азотних оксида. Временске флукуације температуре и удела компоненти које учествују у овим процесима при турбулентним условима су допуњене применом кодом препоручених функција густине вероватноће [78].

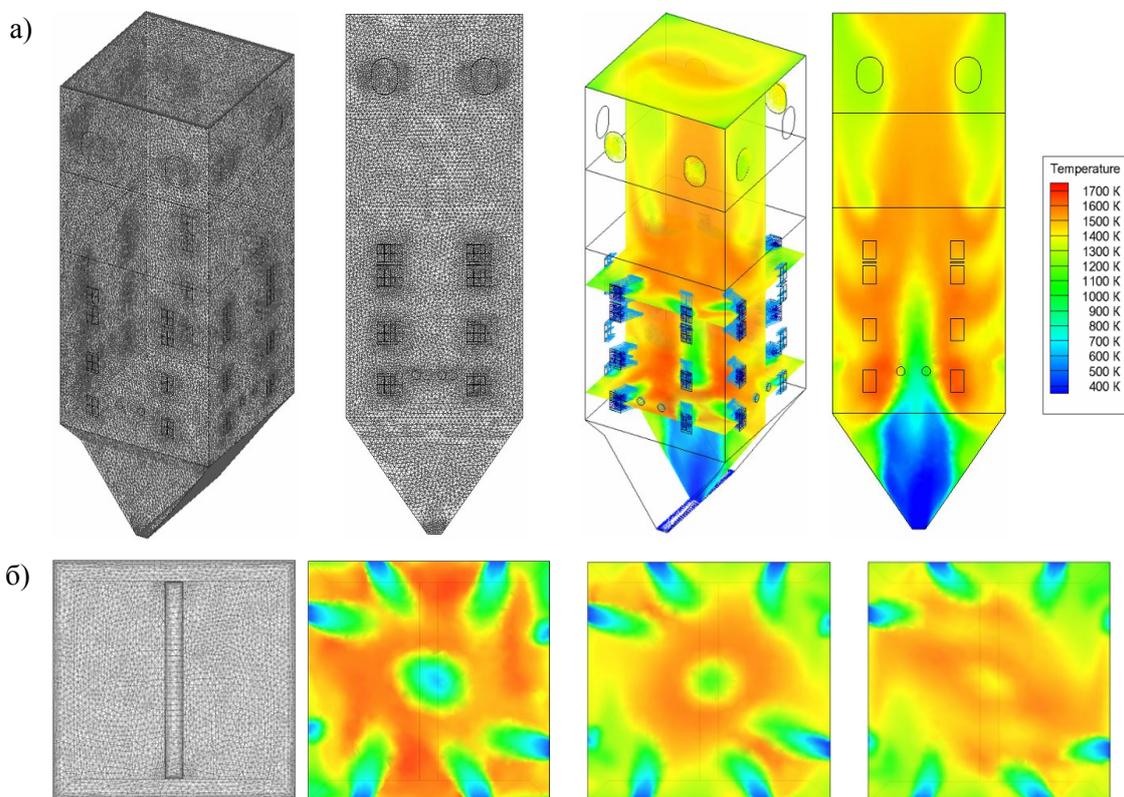
3.2. Нумерички прорачун ложишта са конвенционалним сагоревањем

У првој фази истраживања, спровођене су процедуре за пројектни рад котла, који функционише по конвенционалном систему сагоревања. Прорачунски домен, дефинисан на основу геометријских карактеристика реалног ложишта, је након испитивања зависности резултата од густине мреже, подељен у 900 000 елемената. Мрежа је додатно уситњена слојевима у области зидова, као и у регионима улазних и излазних отвора струја, што је приказано на слици 17.

Како је напоменуто, прва фаза се изводи у циљу правилног избора одговарајућих модела којима се описују сложени процеси у ложишту енергетског парног котла. На овакав начин је тестирана и потврђена процедура по алгоритму са слике 9, уз верификацију одабраних кинетичких параметара реакција и постављених граничних услова. Еталон за балансирање целокупног нумеричког модела

симулације представљају познати нормативни поступци који имају вишедеценијску потврду у пракси при стандардним условима сагоревања угљеног праха. Како процеси у ложишту котла са подстехиметријским системом сагоревања до сада нису рачунски описивани, у наредној фази, ће за предвиђање резултата рада у новим условима сагоревања, бити примењен идентичан поступак.

Након конвергенције и верификације, добијена решења се могу сматрати коначним. На слици 17 се такође могу уочити вектори граничних струја на појединим отворима ложишта за 6 горионика у раду. Анализа горива пре и након сушења приказана је у табели 2. Детаљан преглед граничних (улазних) услова погонских режима при номиналној продукцији за два квалитета горива и конвенционални систем сагоревања приказан је у Прилогу. Преглед карактеристичних резултата дат је у табели 3.



Слика 17. Хибридна прорачунска мрежа и решење поља температуре домена у конвенционалним условима рада

а) домен и средњи уздужни пресек ложишта; б) попречни пресеци ложишта на нивоима горионика

Табела 2. Састав, стање и финоћа горива – лигнит Костолац Hd = 8373,6 kJ/kg

Елементарни састав радне масе горива			Елементарни састав угљеног праха на улазу у ложиште			Елементарна анализа сагорљиве маса горива			Техничка анализа горива – угљеног праха		
C ^r	%	25,38	C ^p	%	39,92	C ^{sa_g}	%	66,41	V _{olat}	%	35,55
H ^r	%	2,32	H ^p	%	3,65	H ^{sa_g}	%	6,07	C _{fix}	%	24,57
O ^r	%	9,52	O ^p	%	14,98	O ^{sa_g}	%	24,91	A	%	28,96
N ^r	%	0,44	N ^p	%	0,69	N ^{sa_g}	%	1,15	W	%	10,92
S _g ^r	%	0,56	S _g ^p	%	0,88	S _g ^{sa_g}	%	1,46	Остатак на сити		
A ^r	%	18,41	A ^p	%	28,96	Доња топлотна моћ угљеног праха		R ₉₀	%	60	
W ^r	%	43,37	W ^p	%	10,92	15925,0	kJ/kg	R ₁₀₀₀	%	10	

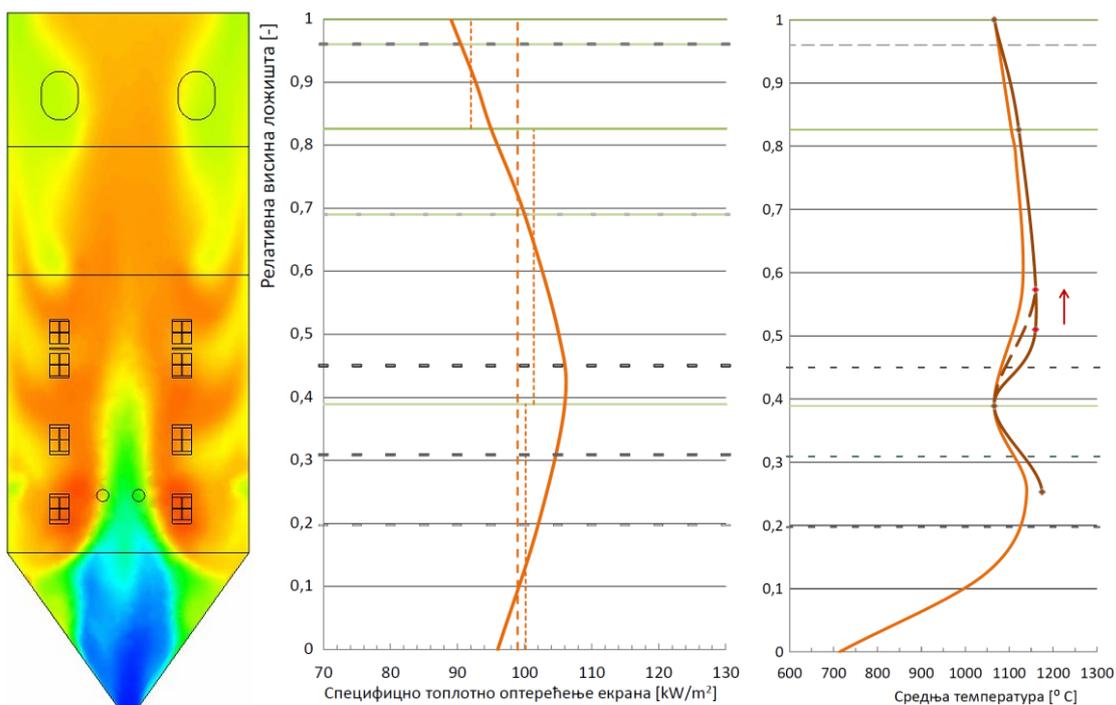
На слици 18 приказане су промене средње температуре продуката сагоревања и специфичног топлотног оптерећења ложишта по његовој висини.

Учешће угљеног праха у примарној струји износи 70 %, а у секундарној 30 %, док се транспортни флуид дели равномерно. Уочава се да су решења достигнута двема методама показала висок степен слагања. Осредњена температура продуката сагоревања по нумеричкој симулацији омогућава приказ профила њене промене услед великог броја контролних запремина (наранџаста линија). Нормативни модификовани зонални модел има могућност приказа температуре у пет тачака – адијабатске температуре у главним зонама сагоревања (примарној и секундарној) и средње вредности температура на излазу сваке зоне. У конвенционалној процедури прорачуна дефинисане су вредности теоријских (адијабатских) температура као вредности коју би локално достигли продукти сагоревања услед тренутног и потпуног сагоревања унете количине горива у средини са вишком загрејаног ваздуха, а у одсуству одавања тако ослобођене енергије. Претпоставка полази од тога да ће се целокупна енергија унета у зону, без расипања, тренутно трансформисати у унутрашњу енергију потпуним сагоревањем, при чему настају производи сагоревања високе температуре. На овај начин идеализован случај не одступа у великој мери од реалног због велике брзине хемијске реакције сагоревања у средини са вишком ваздуха. Емпиријска истраживања показују да се у примарној зони сагоревања енергетских парних котлова, при стандардним шемама сагоревања припремљеног угљеног праха ослободи преко 95 % горивом унете енергије. При изради приказаног експеримента претпостављено је да се примарна адијабатска

Табела 3. Изводи нумеричког прорачуна ложишта – вредности у излазном пресеку

Ред. бр.	Назив	Ознака	Јединца мере	Вредност
1.	Доња топлотна моћ горива	H_d	kJ/kg	8373,6 / 7240
2.	Средња температура продуката сагоревања	t_l''	°C	1078,4 / 1044
3.	Концентрација кисеоника у влажним продуктима сагоревања	c_1	% v / v	3,55 / 3,69
4.	Концентрација водене паре у влажним продуктима сагоревања	c_2	% v / v	19,54 / 20,30
5.	Концентрација кисеоника у сувим продуктима сагоревања	c_3	% v / v	4,41 / 4,63
6.	Рачунска концентрација NO у референтним условима	$(NO)_r$	mg / Nm ³	355 / 315
7.	Рачунска концентрација NO у референтним условима као NO ₂	$(NO_x)_r$	mg / Nm ³	495 / 440
8.	Мерена концентрација NO у референтним условима	$(NO)_m$	mg / Nm ³	357 / -

температура продуката сагоревања јавља у нивоу између две етаже главних горионика, док је за место секундарне адијабатске температуре изабран ниво места максималне температуре према профилу нумеричког прорачуна (померање тачке на слици 18 назначено црвеном стрелицом). Како су максималне температуре по зоналној методи изведене под претпоставком топлотно изоловане (теоријске) средине, очекивано је благо повишење температуре овако дефинисаног профила (браон линија).

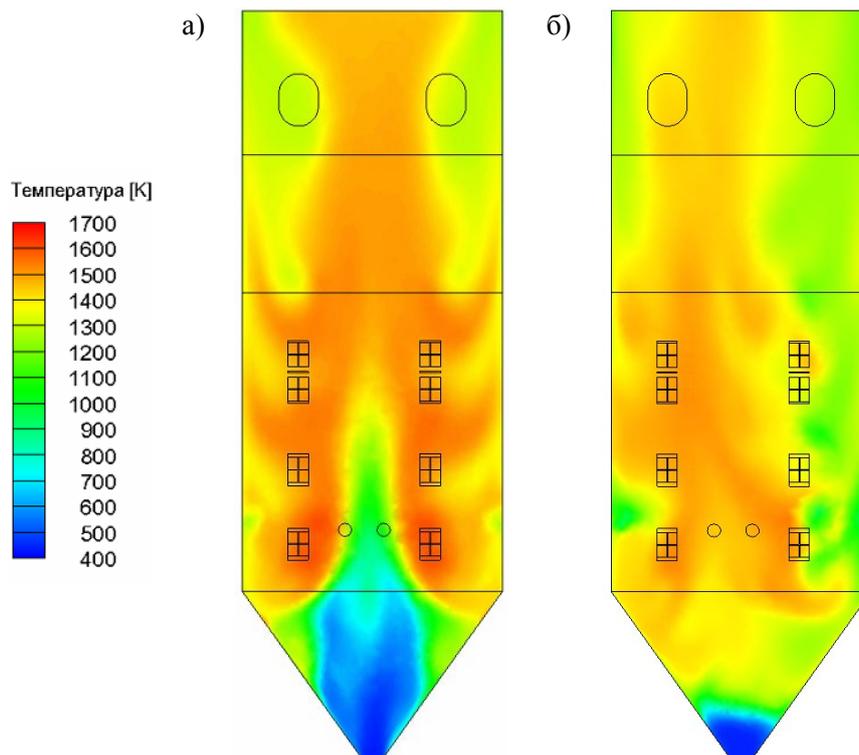


Слика 18. Температурско поље у уздужном пресеку ложишта, промена специфичног топлотног оптерећења и средње температуре продуката сагоревања по висини ложишта (— нормативни модификовани зонални модел; — нумеричка симулација и — границе зона)

Промена топлотног оптерећења по висини ложишта за, у овом односу, распоређено гориво показује да је најоптерећенији део испаривача у нивоу горионика за отпарке.

После потврде модела извршена је симулација радног режима при номиналној продукцији са угљем лошијег квалитета, доње топлотне моћи 7240 kJ/kg. Овакви погонски услови захтевају рад са 7 од 8 горионика. На слици 19 приказани су уздужни пресеци поља температура за рад постројења при идентичном оптерећењу, а различитом гориву. Јасно се може уочити да се услед непарног броја активних горионика зона високих температура помера ка зиду на коме је искључен горионик. Такође се види да су температуре продуката сагоревања при оваквом режиму рада ниже неко када у котлу сагорева угаљ веће топлотне моћи.

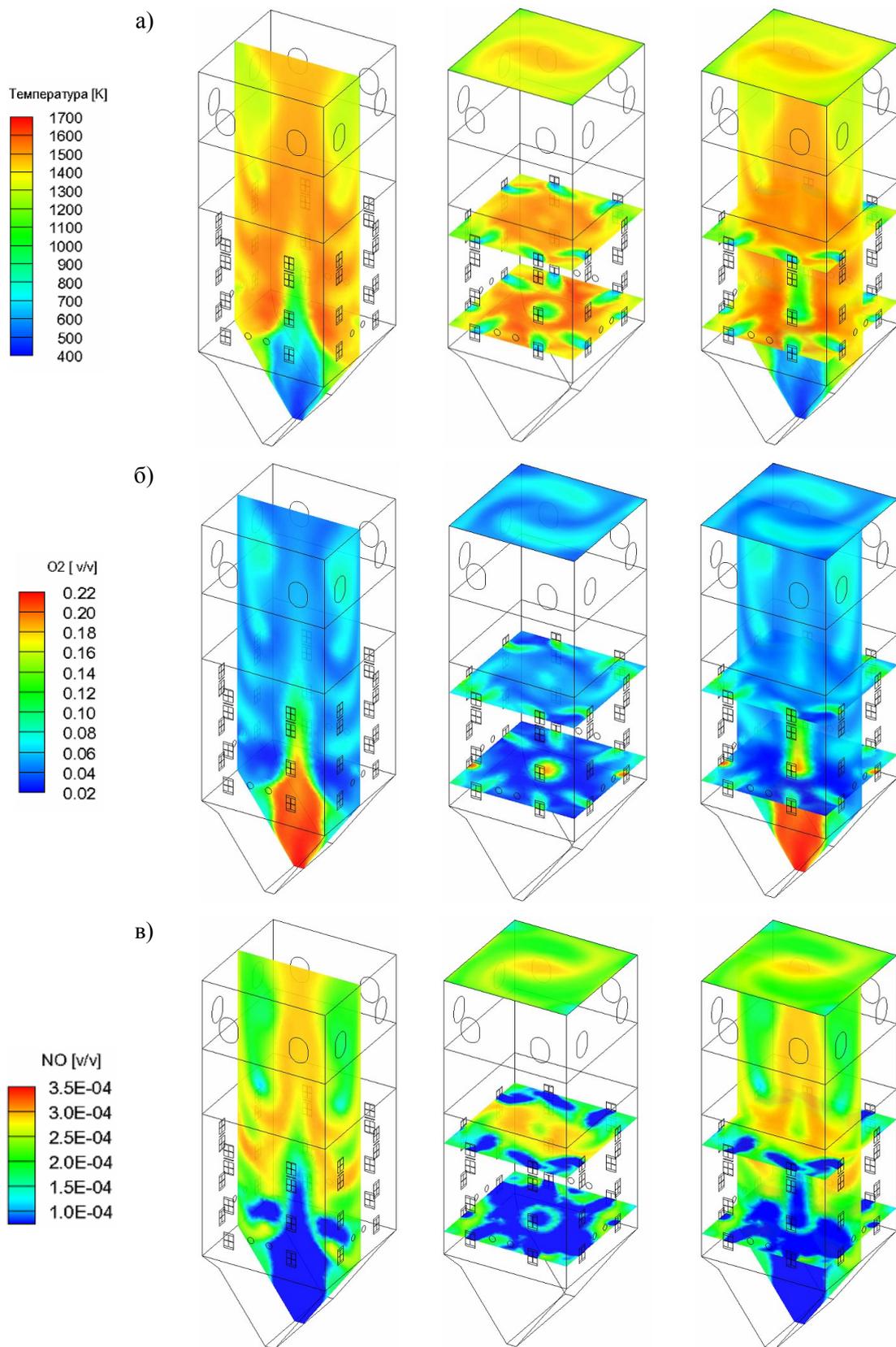
На сликама 20 и 21 приказана су поља температуре, кисеоника и азот-моноксида у средишњем уздужном и попречним пресецима на нивоима горионика. Са приказаних поља могу се уочити региони локално повишених температура и концентрација кисеоника и азот-моноксида. Температурско поље у уздужном пресеку јасно сугерише да се сагоревање највећим делом одвија у



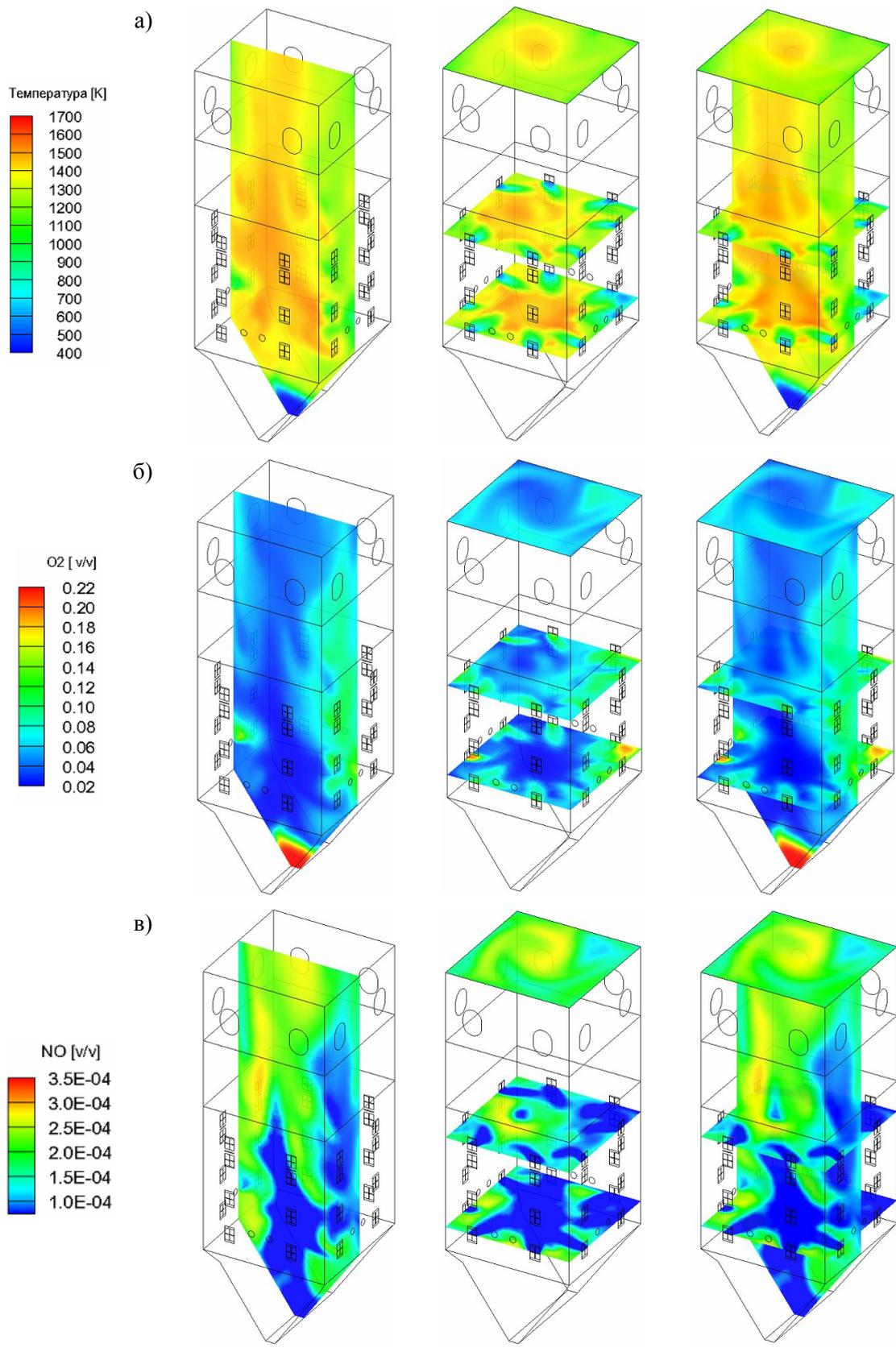
Слика 19. Температурско поље у ложишту за рад котла са номиналном продукцијом и различитим квалитетом горива: а) са 6 горионика; б) са 7 горионика

зонама горионика. Како пројектни систем сагоревања предвиђа довођење ваздуха за сагоревање у зону горионика са коефицијентом вишка 1,22 концентрација кисеоника је повећана дуж целог домена. Нешто смањена концентрација кисеоника може се приметити у делу где је бурна реакција, па је интензивно његово трошење (пресек на нивоу горње етаже главног горионика). Анализом приказаног поља азот-моноксида може се уочити да су зоне максималне брзине његовог формирања оне у којима има слободног кисеоника уз истовремену локално повишену температуру. Разлог ове појаве је, пре свега, присуство честица горива, коју сугеришу и више температуре на местима нерагованог кисеоника. Тако се у горњим деловима уздужног пресека, при зидовима ложишта концентрише значајна количина слободног кисеоника али су те зоне истовремено без присуства горива, па нема значајних удела формираног азот-моноксида. Поред тога, у попречном пресеку горионика за отпарке има значајно мање кисеоника, али је груписање честица око главног вртлога велико (локално висока температура), па стога настају значајне количине азот-моноксида. Одвијање процеса у овом смеру уочљиво је у целој запремини прорачунског домена. Оваква појава оправдана је мањим количинама термички продуктованих азотних оксида због недовољно високе локалне температуре (пикови температуре око 1600 К). Формирање оксида азота термичким механизмом приметно је само у нивоима горионика, а око зона највиших локалних температура, односно интензивне реакције сагоревања. Из предоченог процењује се да је азот-моноксид највећим делом формиран као горивни.

На приказаним карактеристичним пољима, при раду котла са горивом лошијег квалитета све описане појаве се поново могу уочити. Температуре продуката сагоревања су највише око средишњег вртлога. Због асиметрије распореда горионика у раду долази до померања пламена уз зид искљученог горионика. У овом пределу се услед одвијања основне реакције сагоревања интензивно троши кисеоник. Уз супротну страну ложишта где се концентрише знатна количина кисеоника нема реакције са азотом из горива, кога услед описане специфичности рада са 7 горионика у погону нема. Тако у овој зони нема ни сагоревања ни формирања горивних азотних оксида, а услед топлотног флукса у смеру испаривачког панела, ова зона нема ни довољно високу температуру за



Слика 20. Рад котла при номиналној продукцији, са горивом доње топлотне моћи 8373,6 kJ/kg и 6 горионика: а) температурско поље; б) поље кисеоника; в) поље азот-моноксида



Слика 21. Рад котла при номиналној продукцији, са горивом доње топлотне моћи 7240 kJ/kg и 7 горионика: а) температурско поље; б) поље кисеоника; в) поље азот-моноксида

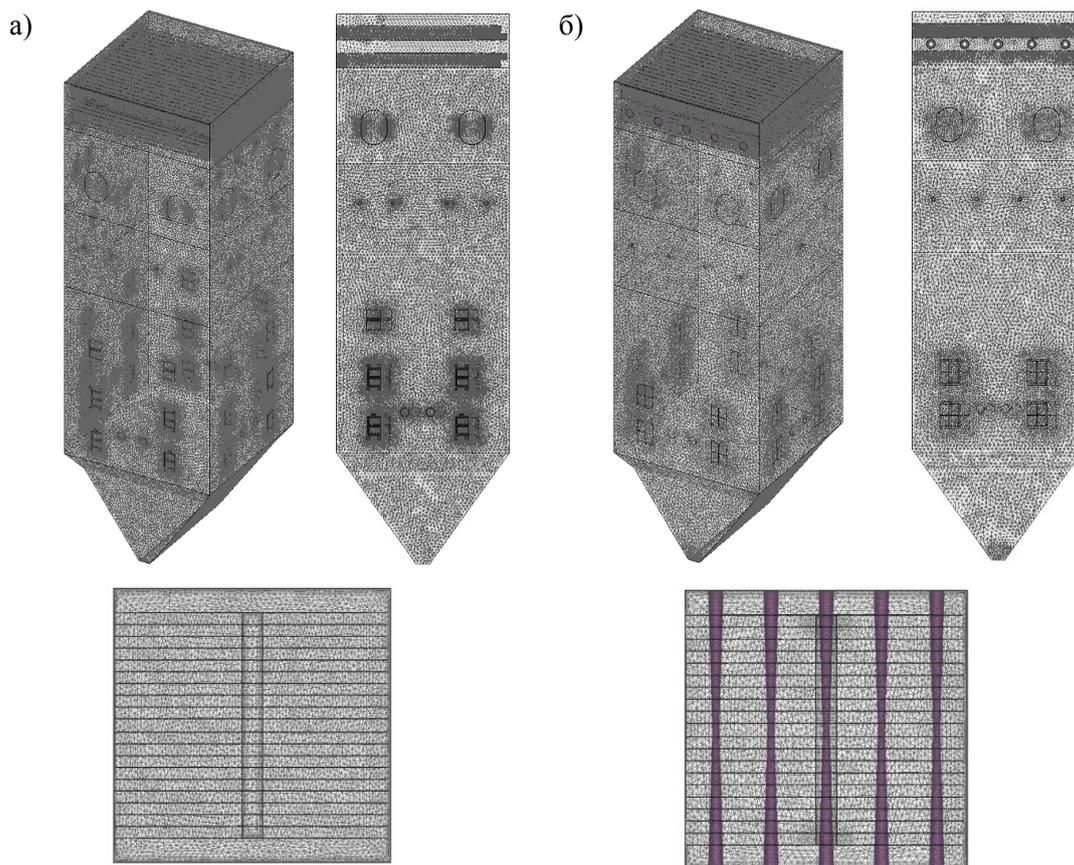
формирање термичких азотних оксида. Услед нижег температурског поља, у условима оваквог рада за претпостављени идентичан удео азота у радној маси горива ниже су концентрације азот-моноксида у излазном пресеку ложишта.

Детаљним увидом у описане резултате постигнуте нумеричком симулацијом, а у оквиру формулисаног прорачунског система препознати су правци вишеструке примене и користи у анализи и проналажењу решења проблема при раду постројења, локализованих у деловима ложишта који нису били третирани инжењерским методама. На овај начин могуће је посматрати реалне погонске режиме рада варирањем утицајних параметара у најширем обиму.

3.3. Нумерички прорачун ложишта са вишестепеним довођењем ваздуха по висини

У наредној, другој фази истраживања, спроводе се поступци за прорачун рада котла са вишестепеним довођењем ваздуха по висини ложишта. У овом делу истраживања испитане су две варијанте овако постављеног система. У првој варијанти се предвиђа да се у ложиште са модификованим системом припреме угљеног праха ваздух доводи у два нивоа изнад горионика и то тако да се други ниво довођења ваздуха за догоревање уводи на крају ложишта. У другој варијанти се у ложиште котла са класичним системом припреме угљеног праха ваздух доводи такође у два нивоа, с тим што се на горњем нивоу који се налази у области излазног ступња прегрејача свеже паре он удувава путем система млазница са копљима. Први ниво довођења ваздуха у оба случаја се налази у средишњем делу озраченог, првог ступња прегрејача свеже паре. Прорачунски домени дефинисани су на основу њихових геометријских специфичности. По обављеном испитивању зависности резултата од густине мреже, домени су подељени у приближно 1 200 000 коначних запремина. Мрежа је додатно уситњена допунским слојевима у области зидова и граничних отвора, што је приказано на слици 22.

Након поновљеног пролаза кроз цео систем прорачуна сложеног постројења, применом већ усвојених модела, добијени су резултати за нове специфичне геометрије домена, чији је скраћени приказ дат у табели 4. Гранични



Слика 22. Хибридна прорачунска мрежа домена при раду са вишестепеним довођењем ваздуха по висини ложишта

а) други ниво довођења ваздуха за догоревање на крају ложишта; б) други ниво довођења ваздуха за догоревање изнад ложишта

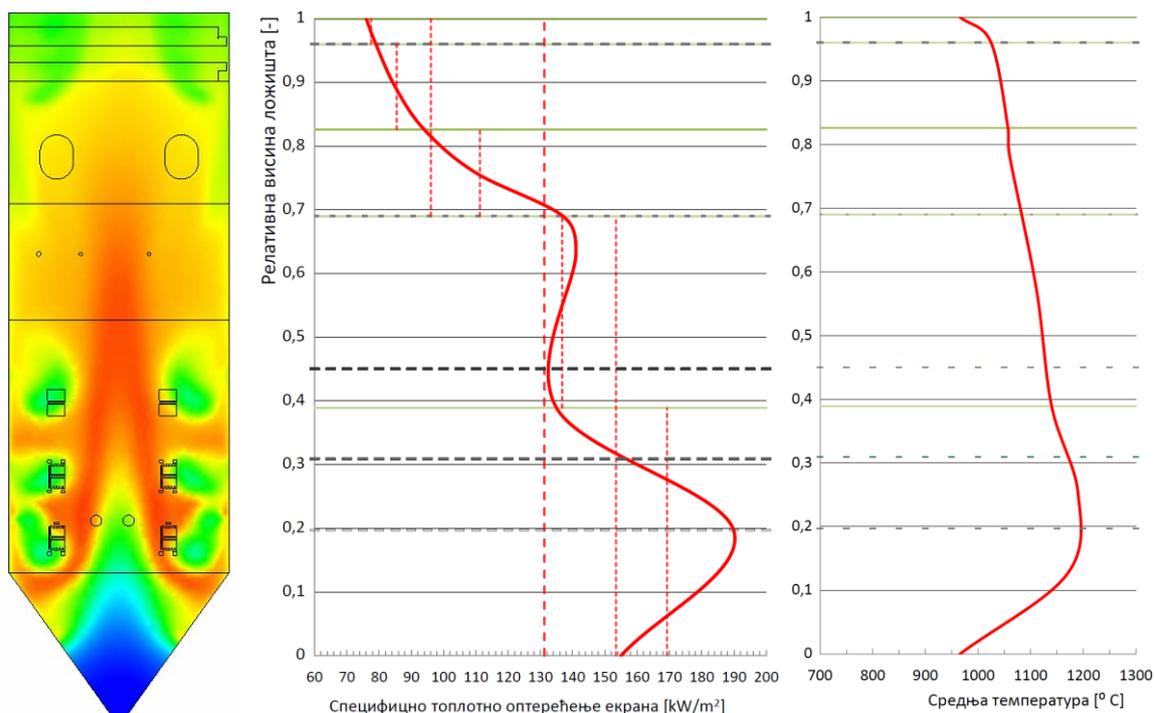
услови нумеричких симулација обе варијанте система са вишестепеним довођењем ваздуха, као и целокупна слика радних режима дата је у Прилогу.

На слици 23 приказане су промене средње температуре продуката сагоревања и специфичног топлотног оптерећења ложишта по његовој висини при концепцији код које је други ниво ваздуха за догоревање постављен непосредно пред излаз из ложишта. Потребно је напоменути да је овај систем изведен на блоку 1 у ТЕ Костолац Б и пуштен у рад почетком 2015. године. Однос угљеног праха у примарној и секундарној струји је 80:20, док се транспортни флуид дели равномерно. Ваздух се дели тако да се у зону главних горионика доводи у количини од 96 % стехиометријски потребне количине. Након првог нивоа ваздуха за догоревање, коефицијент вишка ваздуха износи 1,01, а након другог 1,15. Са приказаног профила средње температуре продуката сагоревања може се

Табела 4. Изводи нумеричког прорачуна ложишта – вредности у карактеристичним пресецима:
ВЗД 2 у ложишту (лево), ВЗД 2 изнад ложишта (десно).

Ред. бр.	Назив	Ознака	Јединца мере	Вредност
1.	Доња топлотна моћ горива	Hd	kJ/kg	8373,6
2.	Средња температура продуката сагоревања на излазу ложишта	t_l''	°C	966,8 / 1073,4
3.	Концентрација кисеоника у влажним продуктима сагоревања	c_1	% v / v	2,305 / 2,96
4.	Концентрација водене паре у влажним продуктима сагоревања	c_2	% v / v	21,54 / 21,10
5.	Концентрација кисеоника у сувим продуктима сагоревања	c_3	% v / v	2,94 / 3,75
6.	Рачунска концентрација NO у референтним условима	(NO) _r	mg / Nm ³	150 / 138
7.	Рачунска концентрација NO у референтним условима као NO ₂	(NO _x) _r	mg / Nm ³	191 / 185
8.	Мерена концентрација NO _x у референтним условима	(NO _x) _m	mg / Nm ³	185 / -

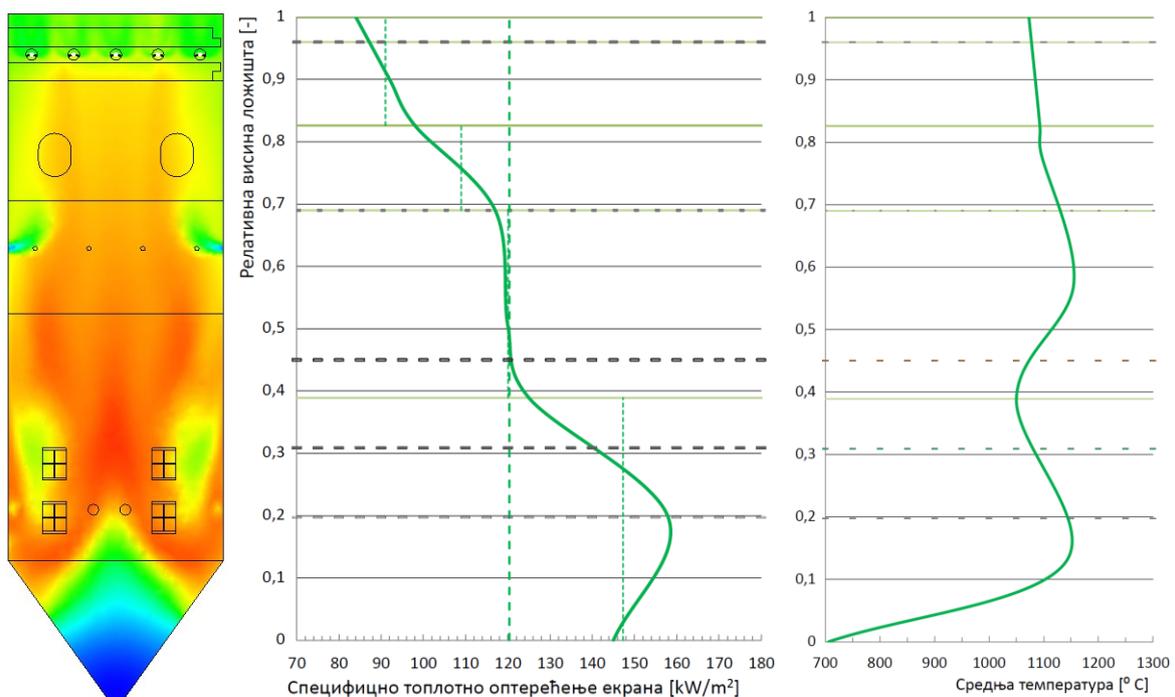
закључити да је њена промена релативно блага по висини ложишта. Уочава се и да је зона максималне средње температуре ниско у ложишту, што је очекивано с обзиром да је већа количина угљеног праха доведена у главне горионике и да су они под нагибом према ложишном левку (слика П2 у Прилогу). Анализом промене специфичног топлотног оптерећења по висини ложишног простора највеће топлотно оптерећење је у примарној зони, што је већ оправдано знатном количином горива доведеног у главне горионике и њиховим нагибом. Оно што је



Слика 23. Температурско поља у уздужном пресеку ложишта, промена специфичног топлотног оптерећења ложишта и средње температуре продуката сагоревања по висини ложишта при вишестепеном довођењу ваздуха – ниво ВЗД 2 на крају ложишта

специфичност овога система јесте снижење температуре након другог нивоа дозирања ваздуха, што указује на то да је хлађење продуката сагоревања унетим ваздухом знатно веће од ослобођене енергије завршним догоревањем честица. Поред тога, може се уочити нагли пораст оптерећења на првом нивоу дозирања ваздуха. Овакав скок оправдан је наставком реакције, односно догоревањем одређене количине угљеног праха, а буран карактер указује да је реакција услед недостатка кисеоника била успорена. Паралелним увидом профила средње температуре на поменутом месту, може да се идентификује само блага промена, што указује да је енергија ослобођена касније и предата испаривачким панелима. Даљим увидом у карактер промене топлотног оптерећења може да се констатује опадање интензитета топлотног процеса услед сасвим благог догоревања, односно довршетка реакције.

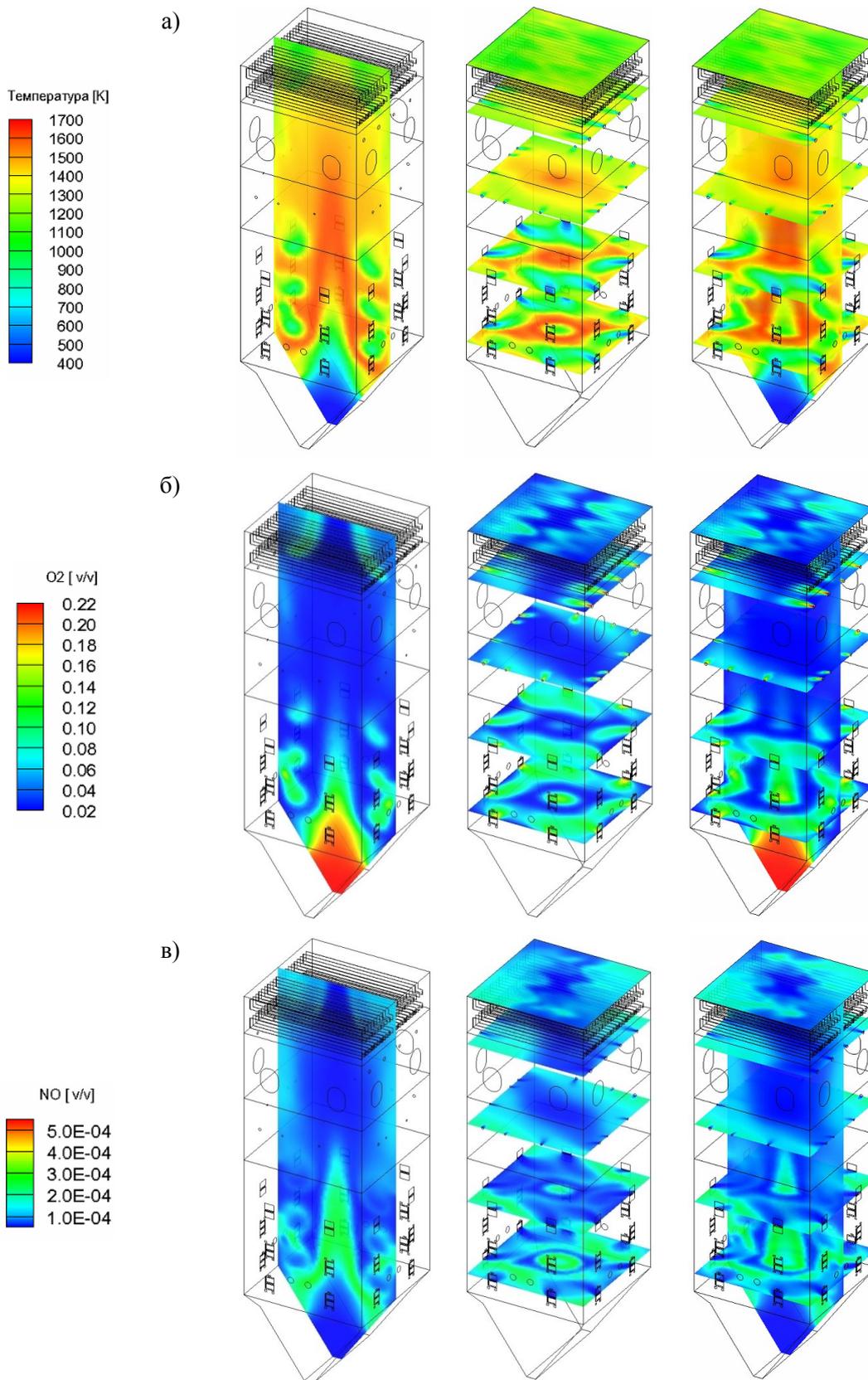
На слици 24 приказане су промене средње температуре продуката сагоревања и специфичног топлотног оптерећења по висини ложишта код концепције у којој је други ниво ваздуха за догоревање постављен изнад ложишта, у првој наредној грејној површини. Овај систем има само главне горионике у две етаже, у које се транспортни флуид и угљени прах доводе



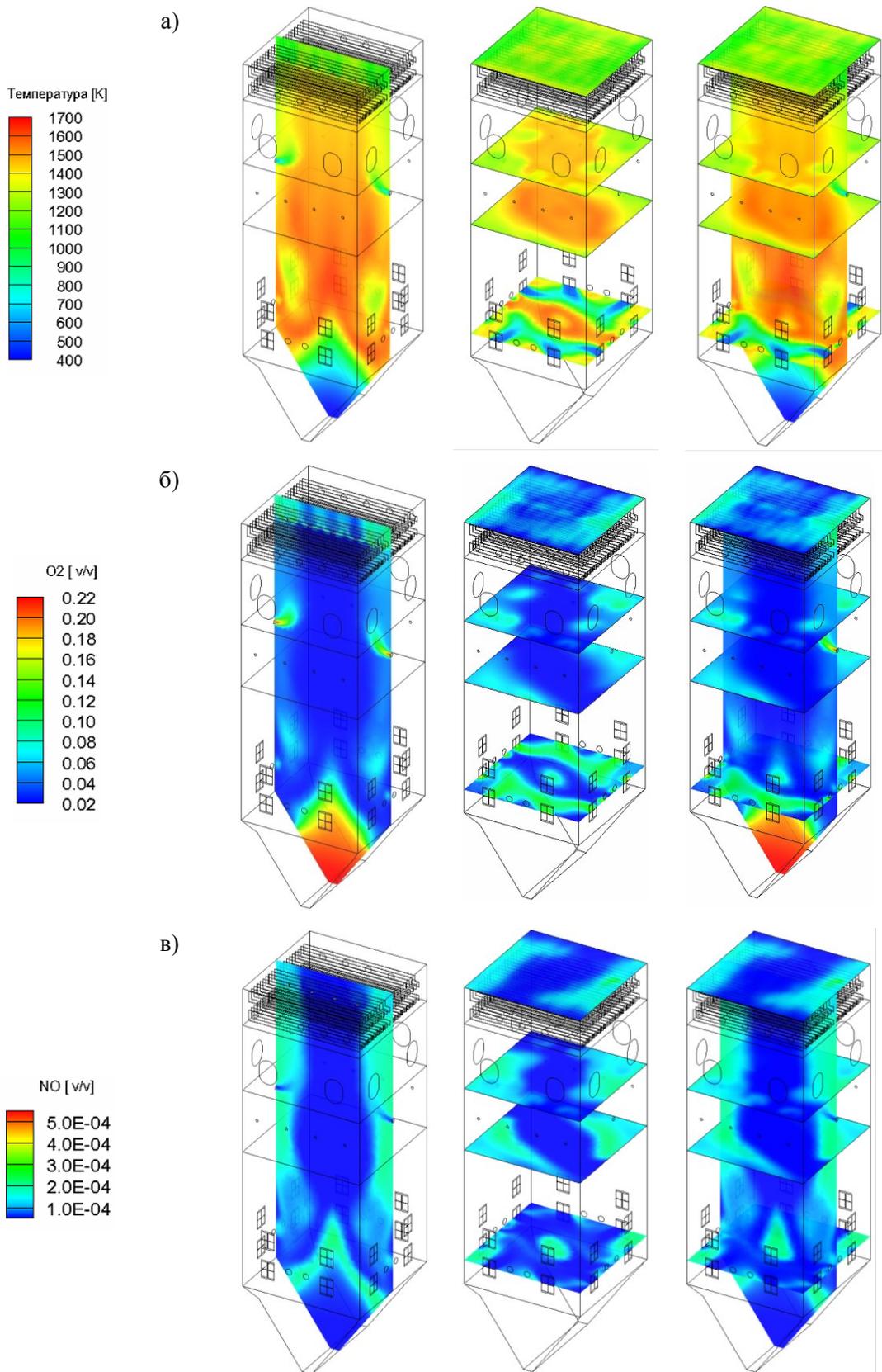
Слика 24. Температурско поља у уздужном пресеку ложишта, промена специфичног топлотног оптерећења ложишта и средње температуре продуката сагоревања по висини ложишта при вишестепеном довођењу ваздуха – ниво ВЗД 2 изнад ложишта

равномерно. Системом довођења ваздуха планирано је да у нивоу горионика буде ваздуха у количини од 90 % потребног за сагоревање у идеалним условима. Након првог нивоа увођења ваздуха за догоревање ова количина расте до 98 % стехиометријске, да би након другог нивоа ваздуха за догоревање достигла вредност коефицијента вишка ваздуха од 1,15. Профил средње температуре продуката сагоревања, овако организованог система има максималну вредност на месту увођења аеросмеше. Даљим увидом примећује се пад температуре, а одмах затим њен пораст условљен додавањем ваздуха на првом нивоу дозирања. Након тога, средња температура продуката сагоревања постепено опада до њиховог напуштања ложишта. Прегледом профила средњег оптерећења зидова ложишта може се приметити да су они најоптерећенији у зони горионика што је очекивано. У првом нивоу довођења ваздуха долази, услед догоревања, до његовог благог пораста. Овакав пораст није нарочито велики с обзиром да је карактер топлотног оптерећења дуж целог ложишта устаљен. Значајно је приметити да је ово догоревање више утицало на пораст температуре што указује на мањи обим реакције, односно сагоревања.

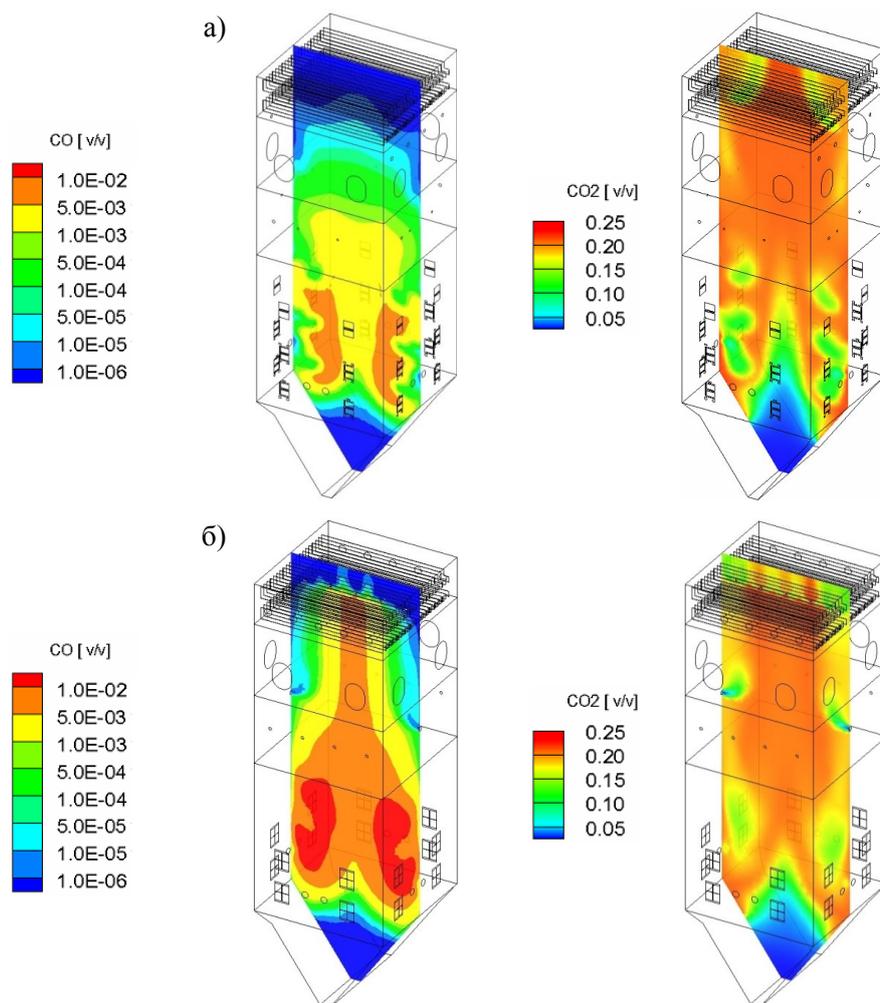
Сликом 25 приказана су поља температуре, кисеоника и азот-моноксида у средишњем уздужном и специфичним попречним пресецима прорачунског домена. Приказане вредности односе се на функционисање котла са вишестепеним довођењем ваздуха где су оба нивоа ваздуха за догоревање смештена у ложишту. Поље температуре у уздужном пресеку упућује на то да се највећи део сагоревања одвија у области горионика. Могу се приметити и области високих температура на нивоу првог степена дозирања ваздуха, а као последица нешто одложеног догоревања дела сагорљивих елемената. Поље кисеоника у уздужном пресеку домена указује на значајно редуковану концентрацију оксиданта применом система дозирања ваздуха, што и резултира сниженом концентрацијом азотних оксида. У попречним пресецима може се уочити да зонама интензивне реакције, односно највиших температура одговарају области потрошеног кисеоника, што је очекивано. Поређењем са пољем азот-моноксида може се приметити да се његове веће концентрације јављају у областима нивоа главних горионика на местима максималних локалних температура. Значајно је још приметити да се код оваквог система јављају термички продуктовани оксиди



Слика 25. Рад котла (ВЗД 2 у ложишту) при номиналној продукцији, са горивом доње топлотне моћи 8373,6 kJ/kg и 6 гореника: а) температурско поље; б) поље O₂; в) поље NO



Слика 26. Рад котла (ВЗД 2 изнад ложишта) при номиналној продукцији, са горивом доње топлотне моћи 8373,6 kJ/kg и 6 горионика: а) температурско поље; б) поље O₂; в) поље NO



Слика 27. Рад котла са подстехиометријским системом сагоревања при номиналној
 продукцији, горивом 8373,6 kJ/kg и 6 горioniка у раду - поља CO и CO₂
 а) ВЗД 2 у ложишту; б) ВЗД 2 изнад ложишту

азота у средишту централног вртлога, што није био случај код рада ложишта са конвенционалним сагоревањем.

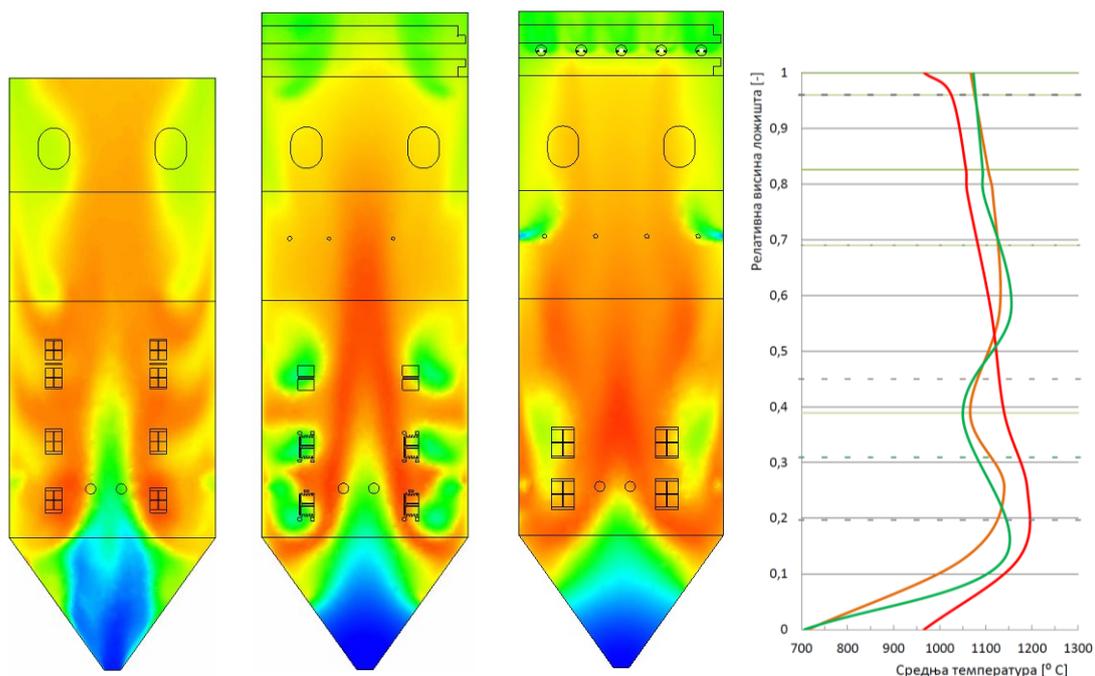
На слици 26 приказана су карактеристична поља при раду реорганизованог система сагоревања, када је други ниво ваздуха за догоревање постављен изнад ложишта. Анализом резултата може се закључити да је температурско поље равномерно по висини, односно да нема наглих локалних промена температуре. Овакво температурско поље нема јасне зоне максималне температуре продуката сагоревања што указује на равномерно успорену реакцију сагоревања. У областима другог нивоа дозирања приметне су, у средишњем делу, зоне трошења кисеоника, што указује на место потпуног завршетка реакције. Услед општег недостатка кисеоника у ложишту, количина формираних азотних оксида је битно

редукована. Најзначајније количине азот-моноксида настају у областима око зидова ложишта где постоји блага концентрација слободног кисеоника.

Подстехиометријско сагоревање које је остварено у ложишном простору, са циљем остваривања повољног амбијента за успоравање реакције формирања азотних оксида, уједно повећава могућност појаве непотпуног сагоревања. Услед тога, при испитивању рада у оваквим условима, неопходно је проверити садржај угљен-моноксида у излазним продуктима сагоревања. На слици 27 приказана су поља угљен-моноксида и угљен-диоксида за оба приказана система. Може се приметити да у случају рада са коначним дозирањем ваздуха пред излаз из ложишта нема заосталог угљен-моноксида, као и то да је његово догоревање након места увођења малог интензитета, што указује на висок степен завршетка реакције у ложишту. Насупрот њему, при коначном дозирању ваздуха у зону изнад ложишта долази до значајнијег догоревања угљен-моноксида у првом делу излазног прегрејача, одакле следи да је степен реакције у ложишту значајно мањи.

3.4. Промене у ложишту настале вишестепеним довођењем ваздуха

Након спроведених процедура процене рада енергетског парног котла за разматране концепције сагоревања угљеног праха у ложишту су настале одређене промене. Поређени су радни режими који се односе на погон постројења при номиналној продукцији од 277,7 kg/s, са горивом доње топлотне моћи 8373,6 kJ/kg и 6 горионика. Параметри њиховог рада детаљно су приказани у табелама П1.01-1.02 за конвенционално сагоревање (концепција 1) и табелама П1.08-1.09 за реорганизоване системе сагоревања угљеног праха (концепције 2 и 3). Специфичности које карактеришу рад постројења у овим условима биће наведене касније у овој тези. У Прилогу су дати и детаљни гранични услови за сваки од режима рада. Анализом поља температура, приказаних на слици 28 може се приметити да се у зони главних горионика највиша средња температура продуката сагоревања постиже при концепцији 2. При раду са оваквом организацијом сагоревања, уједно је постигнута и најнижа средња температура продуката сагоревања на излазу из ложишта. Оваква појава сугерише да је количина топлоте апсорбована у оваквом ложишту повећана, што потврђује и профил специфичног топлотног оптерећења по висини ложишта приказан на слици 29. Даљим увидом у профил средње температуре продуката сагоревања по

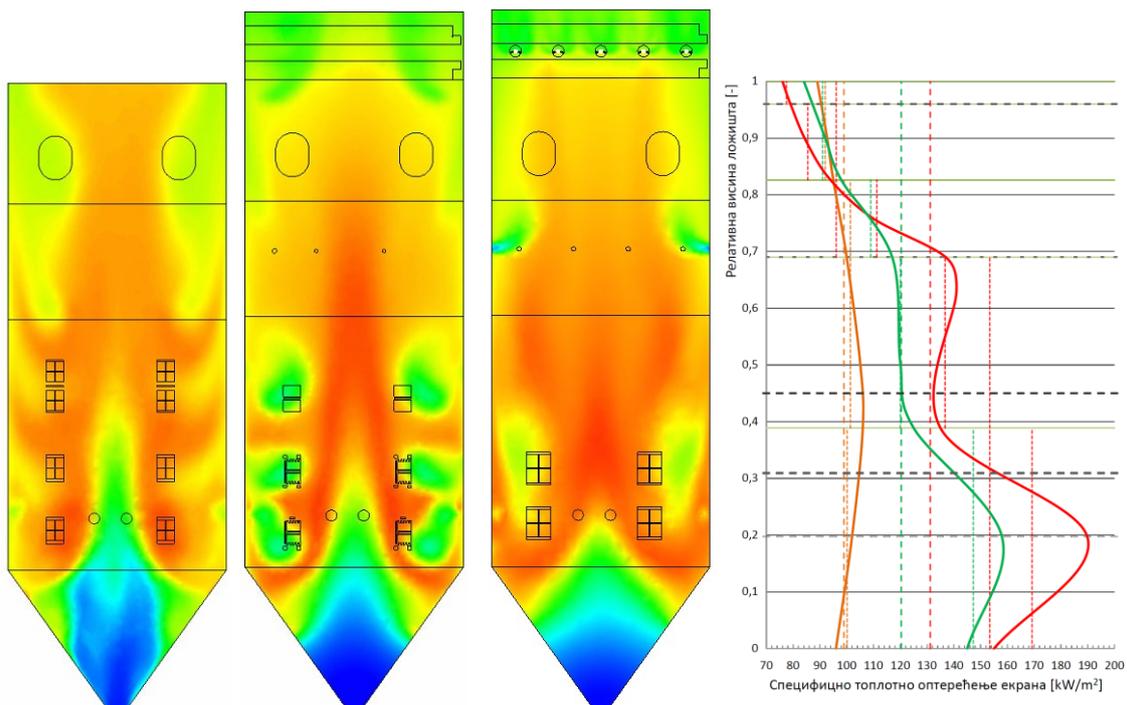


Слика 28. Промена средње температуре по висини ложишта за рад котла са различитим концепцијама сагоревања

- концепција 1. конвенционално сагоревање; — концепција 2. довођење ВЗД 2 пред излаз из ложишта; — концепција 3. довођење ВЗД 2 у зони изнад ложишта

висини ложишта примећује се да је његов карактер за концепције 1 и 3 сличан, а да се одликују нешто вишом температуром у нивоу главних горионика при дозираном довођењу ваздуха. Оваква појава указује на то да је постигнут сличан однос ослобођене и апсорбоване енергије по зонама, иако је у конвенционалном систему на нивоу главних горионика уведено 70 %, а код реорганизованог система целокупна количина угљеног праха. Одавде може да се закључи да је ово мера до које је реакција код ложишта концепције 3, изазвана недовољним присуством кисеоника, успорена. На слици 29 се такође уочава да је и поред овако уједначених температура по висини ложишта количина топлоте која се апсорбује од стране испаривачких панела при концепцији 3 увећана. Прегледом профила специфичног топлотног оптерећења свих разматраних концепција долази се до закључка да је енергија која се апсорбује у ложишту, а при његовом раду са вишестепеним довођењем ваздуха, увек већа од оне у конвенционалним условима.

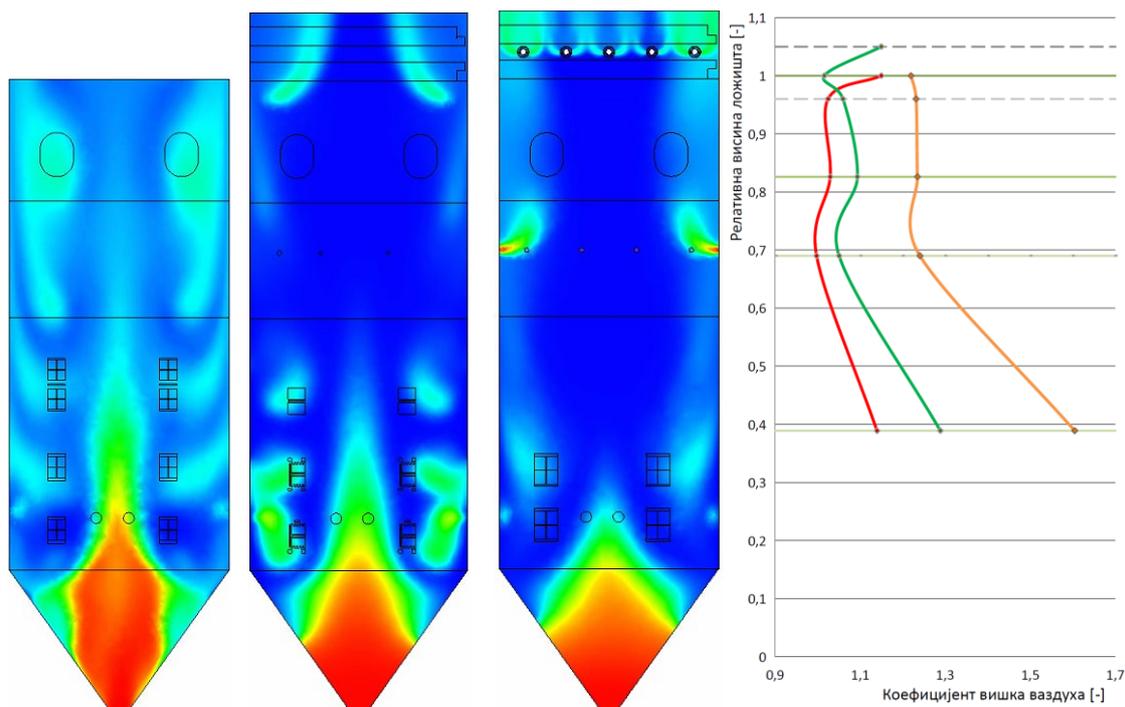
Поређењем поља кисеоника у три анализирана случаја, приказана на слици 30 лако се уочавају разлике настале променом концепције сагоревања. У конвенционалним условима рада ложишта значајне су количине вишкова



Слика 29. Промена специфичног топлотног оптерећења зидова ложишта по висини за рад котла са различитим концепцијама сагоревања

- концепција 1. конвенционално сагоревање; — концепција 2. довођење ВЗД 2 пред излаз из ложишта; — концепција 3. довођење ВЗД 2 у зони изнад ложишта

кисеоника, пошто је пројектовано да се због презасићености реакције сагоревања она у потпуности заврши у ограниченом простору ложишта. Мера трошења кисеоника представљена је нагибом криве зависности коефицијента вишка ваздуха на слици 30. Крива промене у условима константног вишка кисеоника указује на пресек ложишта у коме се реакција сагоревања у највећем обиму завршава. У условима реорганизованог сагоревања, при концепцији 3, може се уочити већи садржај слободног кисеоника дуж готово целокупне висине ложишта. Овакав ток процеса у ложишту условљен је поменутиим успореним одвијањем реакције у подстехиометријским условима. На оба нивоа довођења ваздуха за догоревање постоји сличан карактер промене коефицијента вишка ваздуха, који се разликују само по месту увођења коначне количине ваздуха. После обе зоне увођења ваздуха приметно је повећање коефицијента вишка ваздуха, с тим што се након благог почетног раста на првом нивоу довођења ваздуха за догоревање наставља трошење кисеоника. Карактер криве у овој области указује на то да је трошење кисеоника након првог места увођења ваздуха код концепције 3 интензивније, односно да се на истом нивоу довођења ваздуха код концепције 2

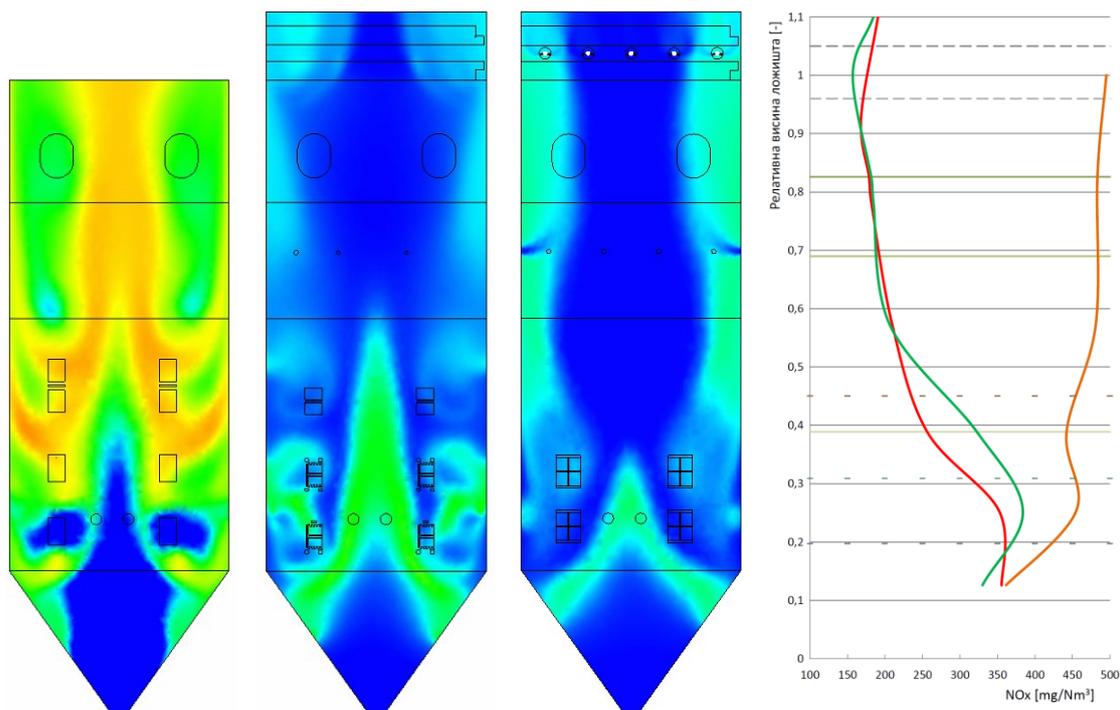


Слика 30. Промена коефицијента вишка ваздуха по висини ложишта за рад котла са различитим концепцијама сагоревања

— концепција 1. конвенционално сагоревање; — концепција 2. довођење ВЗД 2 пред излаз из ложишта; — концепција 3. довођење ВЗД 2 у зони изнад ложишта

сагоревање у већој мери већ завршило. Крива у области другог нивоа довођења ваздуха у оба разматрана случаја има стрмији карактер што указује на мале количине које догоревају у излазним зонама домена, односно да је количина ваздуха која се доводи у ову зону значајно већа од оне која се у њој троши. Нагиби ових промена указују на то да је завршно догоревање нешто обимније у концепцији где се оно довршава након ложишта.

Поље азот-моноксида и промена његове осредњене вредности по висини домена приказана је за све три концепције на слици 31. Лако се могу запазити драстичне разлике у концентрацији оксида азота, како у излазним пресецима домена, тако и по целој висини ложишта. У конвенционалним условима сагоревања, при великим уделима слободног кисеоника, концентрација формираног азот-моноксида расте готово по целој висини ложишта. Оваква појава је очекивана и као резултат има битно повећан садржај азот-моноксида у продуктима сагоревања. Концепције 2 и 3 предвиђене су у оквиру примарних мера редукције азотних оксида па као резултат имају значајно мање концентрације продуктованих оксида азота. Прве количине азотних оксида настају



Слика 31. Промена концентрација азот-монооксида по висини ложишта (референтни услови) за рад котла са различитим концепцијама сагоревања

- концепција 1. конвенционално сагоревање; — концепција 2. довођење ВЗД 2 пред излаз из ложишта; — концепција 3. довођење ВЗД 2 у зони изнад ложишта

у зонама главног горионика и оне су највећим делом условљене великом концентрацијом кисеоника доведеног у процес кроз ложишни левак, али и делом због високих локалних температура у зонама пламена. Након почетног раста у зонама горионика, долази до смањења концентрације, која опада све до увођења ваздуха за догоревање на коначном нивоу. Овај пад настаје због разлике односа брзине настајања продуката сагоревања и брзине настајања азотних оксида. Пораст у излазним зонама домена, након места увођења коначне количине ваздуха, очекиван је због наглог повећања удела слободног кисеоника.

4. Зонални модел прорачуна ложишта

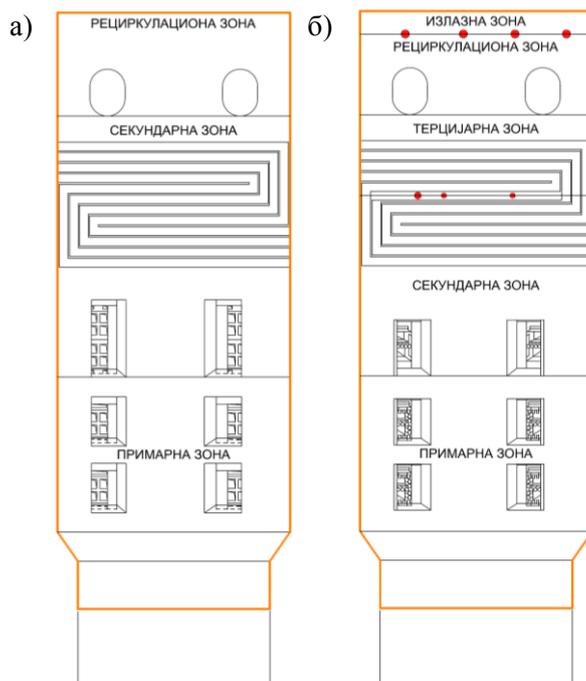
Зонални модел прорачуна средње температуре гасова по висини ложишта заснован је на дефинисању везе између ослобађања и топлотним процесом пренесене енергије у појединим зонама ложишта [79]. За процес који се одвија на ограниченом простору ложишта једначина одржања енергије може да се представи у алгебарском облику погодном за прорачун. Процена стања продуката сагоревања, као носиоца енергије кроз парни котао, на границама сваке зоне врши

се на основу биланса енергије која је унета, ослобођена, апсорбована и изнета из сваке зоне. Зоне представљају делове ложишта у којима долази до материјалних промене на страни топлотног предајника. Овај вид прорачуна погодан је за одређивање локалних топлотних оптерећења по висини ложишта [80]. Егзактна решења овако постављеног модела у садејству са радом осталих елемената парног котла постижу се методом узастопног приближавања.

4.1. Допуњена метода модификованог зоналног прорачуна

Ова фаза истраживања представља трећи корак испитивања рада ложишта са вишестепеним довођењем ваздуха по висини, а у циљу дефинисања једнодимензијских поступака предвиђања начина и брзине одвијања процеса у подстехиометријским условима.

Допуњена метода модификованог зоналног прорачуна ложишта предвиђа поделу ложишта у пет зона (слика 32) које се, пре свега, разликују по количини продуката сагоревања, а која је условљена начином вођења процеса. Зоне су ограничене нивоима места одузимања и додавања одређених струја које учествују у ложишним процесима и непосредно дефинишу интензитет ослобађања и преноса горивом доведене енергије у котлоу.



Слика 32. Шематски приказ поделе зона ложишта

- а) према нормативном модификованом зоналном прорачуну;
- б) према допуњеном модификованом зоналном прорачуну

4.1.1. Расподела ваздуха по зонама ложишта

Коефицијенти вишка ваздуха на излазу из појединих зона, неопходни за одређивање карактеристичних стања и количина продуката сагоревања изражени су на основу биланса жељених удела ваздуха по нивоима сагоревања, ваздуха (кисеоника) доведеног у зоне сагоревања рецикулацијом дела димних гасова и штетног ваздуха.

Вредност коефицијента вишка ваздуха у области горионика износи

$$\alpha_{gor} = \alpha_l - \Delta\alpha_{vzd1} - \Delta\alpha_{vzd2} \quad (4.1)$$

а однос стварне и теоријске количине ваздуха која се организовано доводи на улаз у примарну зону ложишта је

$$\beta_{pzu} = \alpha_{gor} - (\Delta\alpha_l + \Delta\alpha_m) \quad (4.2)$$

У једначинама (4.1) и (4.2) су α_l – коефицијент вишка ваздуха на крају ложишта; $\Delta\alpha_{vzd1}$ и $\Delta\alpha_{vzd2}$ – прираштаји ваздуха за догоревање; $\Delta\alpha_l$ и $\Delta\alpha_m$ – прираштаји ваздуха у ложишту и млинском постројењу.

Однос стварне и теоријске количине ваздуха на крају примарне зоне ложишта одређује се по обрасцу

$$\beta_{pzi} = \alpha_{gor} - (1 - l) (\Delta\alpha_l + \Delta\alpha_m) + lr (\alpha_{gor} + \Delta\alpha_{vzd1}) \quad (4.3)$$

где су $(1 - l) (\Delta\alpha_l + \Delta\alpha_m)$ – део прираштаја коефицијента вишка ваздуха у ложишту и млинском постројењу који се односи на секундарну зону; $lr (\alpha_{gor} + \Delta\alpha_{vzd1})$ – део прираштаја коефицијента вишка ваздуха због рецикулације димних гасова који се односи на примарну зону; l – удео отпарака у примарној струји аеросмеше и r – степен рецикулације врелих продуката сагоревања.

Однос стварне и теоријске количине ваздуха на крају примарне зоне ложишта може да се изрази и као збир коефицијената вишка ваздуха неопходног за сагоревање дела горива који је доведен у примарну зону и прираштаја коефицијента вишка ваздуха услед рецикулације врелих продуката сагоревања

$$\beta_{pzi} = \alpha_{pz} g \beta_{sag}^{pz} + \alpha_{pz} l r \quad (4.4)$$

где је β_{sag}^{pz} – степен сагорелости горива на излазу из примарне зоне.

На овај начин се коефицијент вишка ваздуха на излазу из примарне зоне може изразити као

$$\alpha_{pz} = \frac{\alpha_{gor} - (1 - l)(\Delta\alpha_l + \Delta\alpha_m) + lr(\alpha_{gor} + \Delta\alpha_{vzd1})}{g\beta_{sag}^{pz} + lr} \quad (4.5)$$

На улазу у секундарну зону доводе се остаци штетног ваздуха и ваздуха који се у ложиште рециркулише са врелим продуктима сагоревања, тако да се однос стварне и теоријске количине ваздуха на крају секундарне зоне ложишта може изразити у облику

$$\beta_{szi} = \alpha_{gor} + r(\alpha_{gor} + \Delta\alpha_{vzd1}) \quad (4.6)$$

Овај однос могуће је дефинисати и као збир коефицијената вишка ваздуха неопходног за сагоревање дела (β_{sag}^{sz}) укупно доведене количине горива у ложиште и целокупног прираштаја коефицијента вишка ваздуха услед рецикулације врелих продуката сагоревања

$$\beta_{szi} = \alpha_{sz}(\beta_{sag}^{sz} + r) \quad (4.7)$$

где је β_{sag}^{sz} – степен сагорелости горива на излазу из секундарне зоне.

На овај начин се коефицијент вишка ваздуха на излазу из секундарне зоне може изразити као

$$\alpha_{sz} = \frac{\alpha_{gor} + r(\alpha_{gor} + \Delta\alpha_{vzd1})}{\beta_{sag}^{sz} + r} \quad (4.8)$$

Однос стварне и теоријске количине ваздуха на крају терцијарне зоне ложишта је изражен

$$\beta_{tzi} = \alpha_{gor} + \Delta\alpha_{vzd1} + r(\alpha_{gor} + \Delta\alpha_{vzd1}) \quad (4.9)$$

Овај однос могуће је дефинисати и као збир коефицијената вишка ваздуха неопходног за сагоревање дела укупне количине горива у терцијарној зони и целокупног прираштаја коефицијента вишка ваздуха услед рецикулације врелих продуката сагоревања

$$\beta_{tzi} = \alpha_{tz}(\beta_{sag}^{tz} + r) \quad (4.10)$$

где је β_{sag}^{tz} – степен сагорелости горива на излазу из терцијарне зоне.

На овај начин се коефицијент вишка ваздуха на излазу из терцијарне зоне може изразити у облику

$$\alpha_{tz} = \frac{\alpha_{gor} + \Delta\alpha_{vzd1} + r(\alpha_{gor} + \Delta\alpha_{vzd1})}{g\beta_{sag}^{tz} + r} = \frac{(1+r)(\alpha_{gor} + \Delta\alpha_{vzd1})}{g\beta_{sag}^{tz} + r} \quad (4.11)$$

Однос стварне и теоријске количине ваздуха на крају рецикулационе зоне може се изразити као

$$\beta_{rzi} = \alpha_{gor} + \Delta\alpha_{vzd1} \quad (4.12)$$

или у облику

$$\beta_{rzi} = \beta_{sag}^{rz} \alpha_{rz} \quad (4.13)$$

где је β_{sag}^{rz} – степен сагорелости горива на излазу из терцијарне зоне.

На овај начин се коефицијент вишка ваздуха на излазу из рецикулационе зоне може изразити као

$$\alpha_{rz} = \frac{\alpha_{gor} + \Delta\alpha_{vzd1}}{\beta_{sag}^{rz}} \quad (4.14)$$

Однос стварне и теоријске количине ваздуха на крају излазне зоне и ложишта у целини представља збир коефицијената вишка ваздуха у области горионика и прираштаја вишкова због довођења ваздуха на првом и другом нивоу

$$\beta_{izzi} = \alpha_{gor} + \Delta\alpha_{vzd1} + \Delta\alpha_{vzd2} \quad (4.15)$$

Коефицијент вишка ваздуха на крају излазне зоне једнак је захтеваном коефицијенту вишка ваздуха на излазу ложишта где је сагоревање у потпуности завршено

$$\beta_{izzi} = \alpha_{iz} = \alpha_l \quad (4.16)$$

4.1.2. Расподела продуката сагоревања по зонама ложишта

Угаљ као чврста компонента аеросмеше која се доводи у горионике, после процеса сушења који се одвија на путу до ложишта садржи мању количину влаге од оне садржане у радној маси горива. Проток сушене масе угља може се представити као проток сировог угља умањен за влагу која је испарила у процесу сушења

$$\dot{M}_o = B(1 - \Delta W) \quad (4.17)$$

Гасовити продукти сушења се састоје од испарене влаге и рециркулисаних димних гасова

$$\dot{V}_o = B \frac{\Delta W}{\rho_{H_2O}} + B_r r V_{grec} = B V_W + B_r r V_{grec} \quad (4.18)$$

Иза раздвајача аеросмеше маса угља се дели у две струје које се воде у главне горионике и горионике за отпарке, односно примарну и секундарну зону

$$\dot{M}_1 = g B (1 - \Delta W) \quad (4.19)$$

$$\dot{M}_2 = (1 - g) B (1 - \Delta W) \quad (4.20)$$

где је g – степен раздвајања угљеног праха.

Гасовита компонента аеросмеше се такође дели у две струје које се воде у примарну односно секундарну зону

$$\dot{V}_1 = l \left(B \frac{\Delta W}{\rho_{H_2O}} + B_r r V_{grec} \right) = l (B V_W + B_r r V_{grec}) \quad (4.21)$$

$$\dot{V}_2 = (1 - l) \left(B \frac{\Delta W}{\rho_{H_2O}} + B_r r V_{grec} \right) = (1 - l) (B V_W + B_r r V_{grec}) \quad (4.22)$$

Уколико се струје угљеног праха и гасова које доспевају у примарну зону ложишта сведу на сагорелу количину горива, с обзиром на губитак услед механичке непотпуности сагоревања у примарној зони при условима потпуног сагоревања рачунске количине горива, проток гасова на излазу из примарне зоне износи

$$\begin{aligned} \dot{V}_a^{pz} &= g B_r (V_g^{pz} - V_W) + l B_r (V_W + r V_{grec}) = \\ &= g B_r \left[V_g^{pz} + r \frac{l}{g} V_{grec} - \left(1 - \frac{l}{g} \right) V_W \right] \end{aligned} \quad (4.23)$$

$$V_{grec} = V_g^{rz} (1 + r_2) \quad (4.24)$$

где су l – степен раздвајања отпарака; \dot{V}_a^{pz} – теоријска запремина продуката сагоревања на излазу из примарне зоне; V_{grec} – запремина продуката сагоревања на месту одузимања врелих продуката сагоревања увећана услед рецикулације хладних димних гасова и r_2 – степен рецикулације хладних димних гасова.

Запремина димних гасова на излазу примарне зоне у идеалним условима је

$$V_a^{pz} = g \left[V_g^{pz} + r \frac{l}{g} V_{grec} - \left(1 - \frac{l}{g} \right) V_W \right] \quad (4.25)$$

Како се сагоревање у реалним условима не завршава у потпуности до излаза из примарне зоне, стварна количина гасовитих продуката сагоревања је мања од оне представљене изразом (4.25), што у разматрање уводи коефицијент сагорелости горива у примарној зони

$$\beta_{sag}^{pz} = \frac{B_{sag}^{pz}}{B_r} \quad (4.26)$$

Уколико се узме у обзир она количина горива која је сагорела до излаза из примарне зоне, стварна запремина димних гасова на крају примарне зоне износи

$$V_{gpz}'' = g \left[\beta_{sag}^{pz} V_g^{pz} + r \frac{l}{g} V_{grec} - \left(1 - \frac{l}{g}\right) V_w \right] \quad (4.27)$$

Теоријска запремина продуката сагоревања у секундарној зони, насталих само од струја непосредно доведених у зону, односно остатка горива и гасова може да се изрази

$$V_a^{sz} = (1 - g) \left[V_g^{sz} + r \frac{1-l}{1-g} V_{grec} - \left(1 - \frac{1-l}{1-g}\right) V_w \right] \quad (4.28)$$

Пошто се овако дефинисаној запремини димних гасова додају и гасови на излазу из примарне зоне и узме у обзир да ни у овој зони неће доћи до потпуног сагоревања унетог горива, израз за стварну запремину димних гасова на крају секундарне зоне може се формулисати у облику

$$V_{gsz}'' = \beta_{sag}^{sz} V_g^{sz} + r V_{grec} \quad (4.29)$$

Стварна запремина димних гасова на излазу из терцијарне зоне увећава се само због додатно сагорелог горива. У терцијарној зони ће се због довођења ваздуха за догоревање на првом нивоу степен сагорелости горива повећати од β_{sag}^{sz} на β_{sag}^{tz}

$$V_{tz}'' = \beta_{sag}^{tz} V_g^{tz} + r V_{grec} \quad (4.30)$$

Стварна запремина димних гасова на излазу из рецикулационе зоне повећава се због догоревања горива, а смањује због рецикулисања димних гасова. У рецикулационој зони ће се наставити сагоревање, а степен сагорелости горива увећаће се на β_{sag}^{rz} , па је

$$V_{rz}'' = \beta_{sag}^{rz} V_g^{rz} \quad (4.31)$$

Запремина димних гасова се у излазној зони поново повећава због коначног догоревања горива. До излаза из ложишта, односно његове излазне зоне, због довођења ваздуха за догоревање на другом нивоу запремина димних гасова износи

$$V''_{izz} = V_g^{izz} (1 + r_2) = V_g \quad (4.32)$$

где је V_g – запремина димних гасова након потпуно завршене реакције сагоревања.

4.1.3. Излазна стања продуката сагоревања по зонама ложишта

Продукти сагоревања горива представљају мешавину гасова и летећег пепела. Енталпија овакве мешавине представља збир енергија (енталпија) појединих компонената, а у условима ($\alpha > 1$) може да се изрази као

$$I_{ps} = V_{RO_2}(ct)_{CO_2} + V_{N_2}^o(ct)_{N_2} + V_{H_2O}^o(ct)_{H_2O} + (\alpha - 1) V^o(ct)_v + a_{lp} \frac{A^r}{100} (ct)_A \quad (4.33)$$

Због увођења система вишестепеног довођења ваздуха у склопу примарних мера редукције азотних оксида, поједине зоне ложишта су остале у подстехиометријском односу ваздуха, односно кисеоника и горива ($\alpha < 1$), па енталпија продуката сагоревања може да се изрази

$$I_{ps}^{ps} = V_{RO_2}(ct)_{CO_2} + V_{N_2}^{ps}(ct)_{N_2} + V_{H_2O}^{ps}(ct)_{H_2O} + a_{lp} \frac{A^r}{100} (ct)_A \quad (4.34)$$

Запремине појединих гасовитих компонената мешавине у овом случају ($\alpha < 1$) приказане су изразима

- запремина троатомских гасова

$$V_{RO_2} = V_{CO_2} + V_{SO_2} = \frac{1}{100} (1,866 C^r + 0,7 S^r) \quad (4.35)$$

- запремина азота у подстехиометријским условима

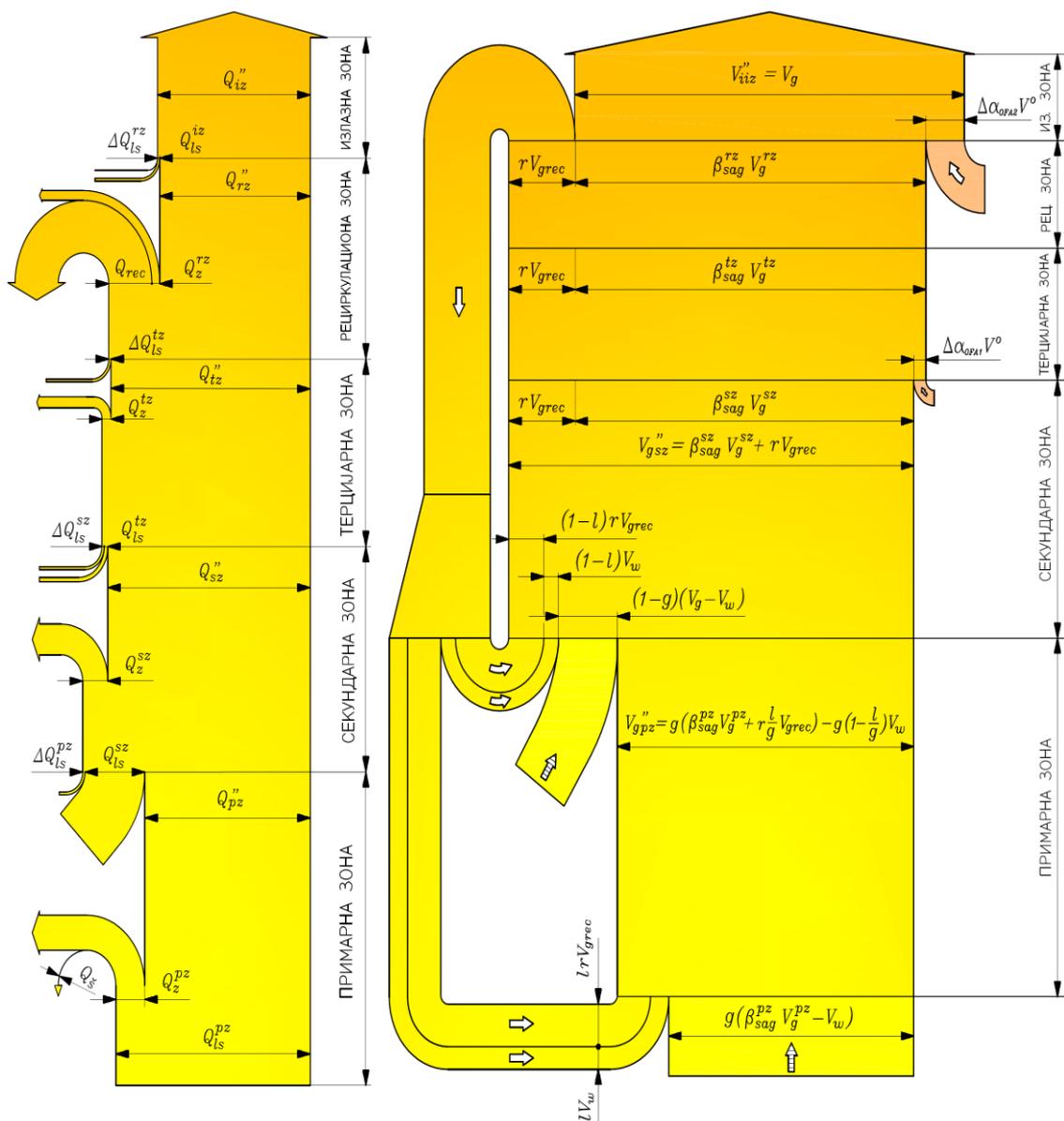
$$V_{N_2}^{ps} = 0,79 \alpha V^o + 0,008 N^r \quad (4.36)$$

- запремина водене паре у подстехиометријским условима

$$V_{H_2O}^{ps} = 0,01244 (9H^r + W^r) + 0,0161 \alpha V^o \quad (4.37)$$

па је запремина димних гасова у подстехиометријским условима

$$V_g^{ps} = V_{RO_2} + V_{N_2}^{ps} + V_{H_2O}^{ps} \quad (4.38)$$



Слика 33. Топлотни и материјални биланс димних гасова у ложишту котла са модификованим системом припреме угљеног праха и довођењем ваздуха по висини ложишта

Након дефинисања количина гасовитих компонената неопходно је одредити топлотни биланс за сваку зону и ложиште у целини. Токови енергије и количина продуката сагоревања у ложишту парног котла са вишестепеним довођењем ваздуха по висини приказани су на слици 33. У општем случају енергија се у ложиште доводи горивом, загрејаним ваздухом, ваздухом предгрејаним страним топлотним извором и рециркулисаним врелим и хладним димним гасовима. Загрејани ваздух се доводи на три позиције ложишта:

кроз горионике и на првом и другом нивоу ложишта, па је количина топлоте доведена загрејаним ваздухом

$$Q_v = Q_{vgor} + Q_{vvzd1} + Q_{vvzd2} \quad (4.39)$$

где су

- количина топлоте унета кроз горионик загрејаним ваздухом

$$Q_{vgor} = (\alpha_l - \Delta\alpha_l - \Delta\alpha_m - \Delta\alpha_{vzd1} - \Delta\alpha_{vzd2}) I_{zv}^o + (\Delta\alpha_l - \Delta\alpha_m) I_{hv}^o \quad (4.40)$$

- количина топлоте доведена на првом нивоу загрејаним ваздухом

$$Q_{vvzd1} = \Delta\alpha_{vzd1} I_{zv}^o \quad (4.41)$$

- количина топлоте доведена на другом нивоу загрејаним ваздухом

$$Q_{vvzd2} = \Delta\alpha_{vzd2} I_{zv}^o \quad (4.42)$$

Количина топлоте која се уноси предгрејаним ваздухом доводи се по истим позицијама

$$Q_{vv} = Q_{vvgor} + Q_{vvzd1} + Q_{vvzd2} \quad (4.43)$$

$$Q_{vvgor} = \frac{\alpha_l - \Delta\alpha_l - \Delta\alpha_m - \Delta\alpha_{vzd1} - \Delta\alpha_{vzd2}}{\alpha_l - \Delta\alpha_l - \Delta\alpha_m} Q_{vv} \quad (4.44)$$

$$Q_{vvzd1} = \frac{\Delta\alpha_{vzd1}}{\alpha_l - \Delta\alpha_l - \Delta\alpha_m} Q_{vv} \quad (4.45)$$

$$Q_{vvzd2} = \frac{\Delta\alpha_{vzd2}}{\alpha_l - \Delta\alpha_l - \Delta\alpha_m} Q_{vv} \quad (4.46)$$

Теоријска ослобођена количина топлоте у примарној зони је

$$Q_l^{pz} = I_a^{pz} = Q_{rpz}^r \frac{\eta_l}{100 \gamma} + Q_v^{pz} - Q_{vv}^{pz} + Q_r^{pz} \quad (4.47)$$

где су

Q_{rpz}^r – расположива количина топлоте у примарној зони,

η_l – степени корисности ложишта,

γ – однос сагореле и унете количине горива,

Q_v^{pz} – количина топлоте која се доводи у примарну зону загрејаним ваздухом,

Q_{vv}^{pz} – количина топлоте која се доводи у примарну зону предгрејаним ваздухом и

Q_r^{pz} – количина топлоте која се доводи у примарну зону рециркулисаним гасовима.

$$Q_r^{pz} = l r I_{rec} \quad (4.48)$$

Расположива количина топлоте у примарној зони је

$$Q_{r_{pz}}^r = H_{dsg}^{pz} - Q_{H_2O}^{pz} + Q_{vv}^{pz} + Q_G^{pz} \quad (4.49)$$

где су

- количина топлоте унета горивом

$$H_{dsg}^{pz} = g (H_d + 2500 \Delta W) \quad (4.50)$$

- количина топлоте унета влагом која је испарила из горива

$$Q_{H_2O}^{pz} = 2500 l \Delta W \quad (4.51)$$

- количина топлоте унета предгрејаним ваздухом

$$Q_{vv}^{pz} = g Q_{vvgor} \quad (4.52)$$

- физичка топлота горива

$$Q_G^{pz} = g Q_G \quad (4.53)$$

Заменом (4.49) у (4.47) добија се вредност количине топлоте ослобођене у примарној зони

$$Q_i^{pz} = g \left\{ \left[H_d + 2500 \left(1 - \frac{l}{g} \right) \Delta W + Q_{vvgor} + Q_G \right] \frac{\eta_l}{100 \gamma} + Q_{vgor} - Q_{vvgor} + r \frac{l}{g} I_{rec} \right\} \quad (4.54)$$

Како није могуће остварити потпуно сагоревање унете количине горива до излаза из примарне зоне, увођењем степена сагорелости горива у примарној зони (β_{sag}^{pz}) дефинисана је укупна стварна ослобођена количина топлоте у примарној зони

$$Q_{is}^{pz} = g \left\{ \left[H_d + 2500 \left(1 - \frac{l}{g} \right) \Delta W + Q_{vvgor} + Q_G \right] \frac{\eta_l}{100 \gamma} \beta_{sag}^{pz} + Q_{vgor} - Q_{vvgor} + r \frac{l}{g} I_{rec} \right\} \quad (4.55)$$

Средња температура димних гасова на излазу из примаре зоне је

$$t''_{pz} = \frac{Q''_{pz}}{(Vc)''_{pz}} \quad (4.56)$$

где су Q''_{pz} – количина топлоте продукта сагоревања на излазу из примарне зоне и $(Vc)''_{pz}$ – топлотни капацитет продукта сагоревања на излазу примарне зоне.

Количина топлоте гасова на излазу из примарне зоне је, према енергетском билансу зоне

$$Q''_{pz} = Q_{ls}^{pz} - Q_z^{pz} - Q_6 \quad (4.57)$$

где су

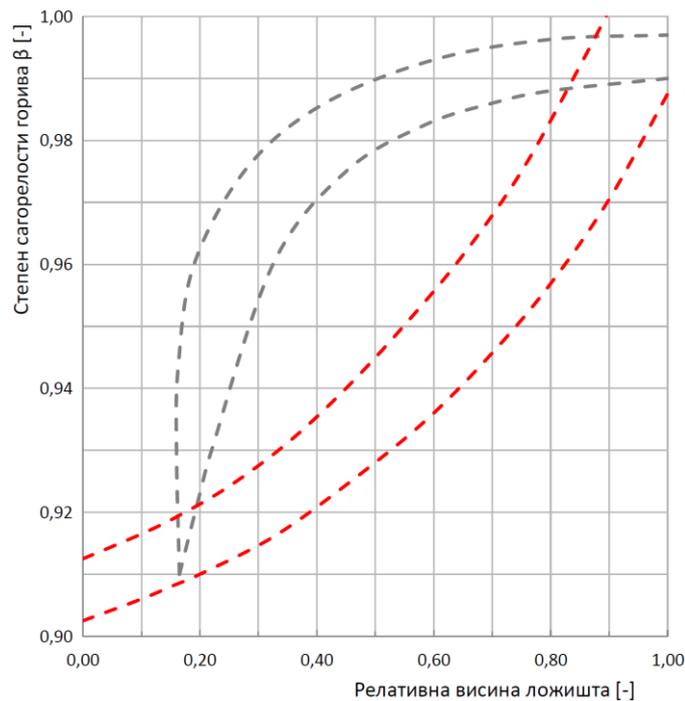
Q_{ls}^{pz} - количина топлоте ослобођена у примарној зони,

Q_z^{pz} - количина топлоте предата пријемнику у примарној зони и

Q_6 - количина топлоте одведена шљаком из примарне зоне

$$Q_6 = a_{\xi} \frac{A^r}{100} (ct)_A \quad (4.58)$$

a_{ξ} и a_{lp} су удели шљаке и летећег пепела у чврстим остацима сагоревања.



Слика 34. Степен сагорелости горива по висини ложишта парног котла

— при конвенционалном сагоревању; — при вишестепеном довођењу ваздуха и подстехиометријским условима

Количина топлоте која се преда зрачењем продуката сагоревања високе температуре испаривачким зидовима ложишта пропорционална је четвртој степену апсолутне температуре зрачеће струје, површини апсорбујућих зидова и константи зрачења апсолутно црног тела. Коефицијент пропорционалности дефинисан је производом степена црноће ложишта у разматраној зони (одступање од зрачења апсолутно црног тела) и степена толотне ефикасности зидова (одступање од потпуно чисте површине односно цеви испаривача)

$$Q_z^{pz} = \frac{\sigma_0 A_l^{pz} (T_{pz}'')^4 \Psi_{pz} F_{pz}}{B_r} \quad (4.59)$$

где су σ_0 – Штефан-Болцманова константа; A_l^{pz} – степен црноће примарне зоне ложишта; T_{pz}'' – средња температура продуката сагоревања на излазу из зоне; Ψ_{pz} – степен толотне ефикасности екрана; F_{pz} – укупна површина екранских зидова примарне зоне и B_r – стварна сагорела потрошња угља.

Како би се одредила средња температура продуката сагоревања потребно је дефинисати и толотне капацитете носилаца енергије. Топлотни капацитет гасова насталих потпуним сагоревањем горива доведеног у примарну зону може се представити као сума толотног капацитета гасова насталих сагоревањем сушеног горива и толотног капацитета гасовитог баласта

$$(Vc)_a^{pz} = (Vc)_{sag}^{pz} + (Vc)_{gb}^{pz} \quad (4.60)$$

Топлотни капацитет гасова насталих сагоревањем сушеног горива у примарној зони може се изразити као толотни капацитет гасова насталих сагоревањем сировог горива умањен за толотни капацитет влаге која је испарила у процесу сушења

$$(Vc)_{sag}^{pz} = g ((Vc)_g^{pz} - V_w c_{pH_2O}) \quad (4.61)$$

Топлотни капацитет гасовитог баласта представља збир толотног капацитета гасова рециркулисаних у примарну зону и толотног капацитета дела влаге која је испарила при процесу сушења

$$(Vc)_{gb}^{pz} = l (r (Vc)_{rec} + V_w c_{pH_2O}) \quad (4.62)$$

Овако дефинисан теоријски топлотни капацитет продуката сагоревања износи

$$(Vc)_a^{pz} = g \left[(Vc)_g^{pz} + \frac{r l}{g} (Vc)_{rec} - \left(1 - \frac{l}{g} \right) V_w c_{pH_2O} \right] \quad (4.63)$$

Увођењем степена сагорелости горива, у примарној зони се дефинише стварни топлотни капацитет продуката сагоревања

$$(Vc)''_{pz} = g \left[\beta_{sag}^{pz} (Vc)_g^{pz} + \frac{r l}{g} (Vc)_{rec} - \left(1 - \frac{l}{g} \right) V_w c_{pH_2O} \right] \quad (4.64)$$

Средња температура димних гасова на излазу из примарне зоне у коначном облику гласи

$$t''_{pz} = \frac{\left\{ H_d + 2500 \left(1 - \frac{l}{g} \right) \Delta W + Q_{vgor} + Q_G \right\} \frac{\eta_l}{100 \gamma} \beta_{sag}^{pz} + Q_{vgor} - Q_{vgor} + r \frac{l}{g} I_{rec}}{\beta_{sag}^{pz} (Vc)_g^{pz} + \frac{r l}{g} (Vc)_{rec} - \left(1 - \frac{l}{g} \right) V_w c_{pH_2O}} - \frac{\alpha_s \frac{A^r}{100} (ct)_A B_r + \sigma_o A_l^{pz} (T''_{pz})^4 \Psi_{pz} F_{pz}}{g B_r \left(\beta_{sag}^{pz} (Vc)_g^{pz} + \frac{r l}{g} (Vc)_{rec} - \left(1 - \frac{l}{g} \right) V_w c_{pH_2O} \right)} \quad (4.65)$$

Ослобођена количина топлоте у секундарној зони је

$$Q_l^{sz} = I_a^{sz} = Q_{rsz}^r \frac{\eta_l}{100 \gamma} + Q_v^{sz} - Q_{vv}^{sz} + Q_r^{sz} \quad (4.66)$$

где су

Q_{rsz}^r – расположива количина топлоте у секундарној зони,

Q_v^{sz} – количина топлоте која се доводи у секундарну зону загрејаним ваздухом,

Q_{vv}^{sz} – количина топлоте која се доводи у секундарну зону предгрејаним ваздухом и

Q_r^{sz} – количина топлоте која се доводи у секундарну зону рециркулисаним гасовима

$$Q_r^{sz} = (1 - l) r I_{rec} \quad (4.67)$$

Расположива количина топлоте у секундарној зони је

$$Q_{rsz}^r = H_{dsg}^{sz} - Q_{H_2O}^{sz} + Q_{vv}^{sz} + Q_G^{sz} \quad (4.68)$$

где су

H_{dsg}^{sz} – количина топлоте унета у секундарну зону горивом

$$H_{dsg}^{sz} = (1 - g) (H_d + 2500 \Delta W) \quad (4.69)$$

$Q_{H_2O}^{sz}$ – количина топлоте унета у секундарну зону влагом која је испарила из горива

$$Q_{H_2O}^{sz} = 2500 (1 - l) \Delta W \quad (4.70)$$

Q_{vv}^{sz} – количина топлоте унета у секундарну зону предгрејаним ваздухом и

$$Q_{vv}^{sz} = (1 - g) Q_{vvgor} \quad (4.71)$$

Q_G^{sz} – физичка топлота горива

$$Q_G^{sz} = (1 - g) Q_G \quad (4.72)$$

Заменом израза (4.68) до (4.72) у (4.66) изведен је образац за количину топлоте ослобођену у секундарној зони

$$Q_l^{sz} = (1 - g) \left\{ \left[H_d + 2500 \left(1 - \frac{1-l}{1-g} \right) \Delta W + Q_{vvgor} + Q_G \right] \frac{\eta_l}{100 \gamma} + Q_{vgor} - Q_{vvgor} + r \frac{1-l}{1-g} I_{rec} \right\} \quad (4.73)$$

Како није могуће остварити потпуно сагоревање унете количине горива до излаза из секундарне зоне, уводи се степен сагорелости горива у секундарној зони (β_{sag}^{sz}), па је укупна стварна ослобођена количина топлоте у секундарној зони

$$Q_{is}^{sz} = (1 - g) \left\{ \left[H_d + 2500 \left(1 - \frac{1-l}{1-g} \right) \Delta W + Q_{vvgor} + Q_G \right] \frac{\eta_l}{100 \gamma} \beta_{sag}^{sz} + Q_{vgor} - Q_{vvgor} + r \frac{1-l}{1-g} I_{rec} \right\} \quad (4.74)$$

Средња температура димних гасова на излазу из секундарне зоне представља однос количине топлоте продуката сагоревања на излазу из секундарне зоне и њиховог топлотног капацитета

$$t''_{sz} = \frac{Q''_{sz}}{(Vc)''_{sz}} \quad (4.75)$$

Количина топлоте гасова на излазу из секундарне зоне одређује се из топлотног биланса зоне. Енергија се у секундарну зону доведи продуктима сагоревања из примарне зоне (Q''_{pz}), догоревањем дела горива несагорелог у примарној зони ($\Delta Q''_{ls}$) и сагоревањем дела горива уведеног у ложиште кроз горионике за отпарке (Q''_{ls}), а одводи у облику енергије пренесене пријемнику (Q''_z), па је енергија продуката сагоревања на излазу из секундарне зоне

$$Q''_{sz} = Q''_{pz} + \Delta Q''_{ls} + Q''_{ls} - Q''_z \quad (4.76)$$

Количина топлоте ослобођена у секундарној зони догоревањем горива из примарне зоне износи

$$\Delta Q''_{ls} = g (\beta_{sag}^{sz} - \beta_{sag}^{pz}) \left[H_d + 2500 \left(1 - \frac{l}{g} \right) \Delta W + Q_{vvgor} + Q_G \right] \frac{\eta_l}{100 \gamma} \quad (4.77)$$

Количина топлоте која се од продуката сагоревања преда ложишним екранима зрачењем изведена је уз претпоставку да доња половина зидова секундарне зоне апсорбује дозрачену енергију улазних продуката сагоревања температуре T''_{pz} , док горња половина зидова апсорбује дозрачену енергију излазних продуката сагоревања зоне температуре T''_{sz} . Коефицијент пропорционалности дефинисан је за целу зону производом степена црноће ложишта у разматраној зони и степена топлотне ефикасности зидова испаривача и озраченог прегрејача, односно зоне

$$Q''_z = \sigma_o A_l^{sz} (T''_{pz})^4 \left[1 + \left(\frac{T''_{sz}}{T''_{pz}} \right)^4 \right] \frac{\Psi_{sz} F_{sz}}{2 B_r} \quad (4.78)$$

Топлотни капацитет гасова насталих потпуним сагоревањем дела горива доведеног у секундарну зону може се представити као збир топлотног капацитета

гасова насталих сагоревањем сушеног горива и топлотног капацитета гасовитог баласта

$$(Vc)_a^{SZ} = (Vc)_{sag}^{SZ} + (Vc)_{gb}^{SZ} \quad (4.79)$$

Топлотни капацитет гасова насталих сагоревањем сушеног горива у секундарној зони може се изразити као топлотни капацитет гасова насталих сагоревањем доведене количине сировог горива умањен за топлотни капацитет влаге која је испарила у процесу сушења

$$(Vc)_{sag}^{SZ} = (1 - g) \left((Vc)_g^{SZ} - V_w c_{pH_2O} \right) \quad (4.80)$$

Топлотни капацитет гасовитог баласта може се изразити као сума топлотног капацитета гасова рециркулисаних у секундарну зону и топлотног капацитета дела влаге испарене при процесу сушења

$$(Vc)_{gb}^{SZ} = (1 - l) \left(r (Vc)_{rec} + V_w c_{pH_2O} \right) \quad (4.81)$$

Ако се јдначине (4.80) и (4.81) уведу у (4.79) добија се да је теоријски топлотни капацитет продуката сагоревања

$$(Vc)_a^{SZ} = (1 - g) \left[(Vc)_g^{SZ} + r \frac{1 - l}{1 - g} (Vc)_{rec} - \left(1 - \frac{1 - l}{1 - g} \right) V_w c_{pH_2O} \right] \quad (4.82)$$

Увођењем степена сагорелости горива у секундарној зони добија се стварни топлотни капацитет продуката сагоревања који потичу само од струја директно доведених у секундарну зону

$$(Vc)''_{szu} = (1 - g) \left[\beta_{sag}^{SZ} (Vc)_g^{SZ} + r \frac{1 - l}{1 - g} (Vc)_{rec} - \left(1 - \frac{1 - l}{1 - g} \right) V_w c_{pH_2O} \right] \quad (4.83)$$

Уврштавањем у разматрање и струје продуката сагоревања из прве зоне, као и њихових трансформација при пролазу кроз секундарну зону на излазу је могуће коначно дефинисати стварни топлотни капацитет продуката сагоревања

$$(Vc)''_{sz} = \beta_{sag}^{SZ} (Vc)_g^{SZ} + r (Vc)_{rec} \quad (4.84)$$

где су $\beta_{sag}^{SZ} (Vc)_g^{SZ}$ – топлотног капацитета укупних гасова насталих сагоревањем дела горива до излаза из секундарне зоне и $r (Vc)_{rec}$ – топлотног капацитета рециркулисаних гасова као компоненте мешавине.

Ако се наведене вредности уведу у једначину (4.75) добија се да је средња температура димних гасова на излазу из секундарне зоне

$$\begin{aligned}
 t''_{sz} = & \frac{Q''_{pz} + (1 - g) \left\{ \left[H_d + 2500 \left(1 - \frac{1-l}{1-g} \right) \Delta W + Q_{vvgor} + Q_G \right] \times \right.}{\beta_{sag}^{sz} (Vc)_g^{sz} + r (Vc)_{rec}} \\
 & \times \frac{\frac{\eta_l}{100 \gamma} \beta_{sag}^{sz} + Q_{vgor} - Q_{vvgor} + r \frac{1-l}{1-g} I_{rec}}{\beta_{sag}^{sz} (Vc)_g^{sz} + r (Vc)_{rec}} + \\
 & + \frac{g (\beta_{sag}^{sz} - \beta_{sag}^{pz}) \left[H_d + 2500 \left(1 - \frac{l}{g} \right) \Delta W + Q_{vvgor} + Q_G \right] \frac{\eta_l}{100 \gamma}}{\beta_{sag}^{sz} (Vc)_g^{sz} + r (Vc)_{rec}} - \\
 & - \frac{\sigma_o A_l^{sz} (T''_{pz})^4 \left[1 + \left(\frac{T''_{sz}}{T''_{pz}} \right)^4 \right] \Psi_{sz} F_{sz}}{2 B_r (\beta_{sag}^{sz} (Vc)_g^{sz} + r (Vc)_{rec})}
 \end{aligned} \tag{4.85}$$

Теоријска ослобођена количина топлоте у терцијарној зони износи

$$Q_l^{tz} = Q_{rtz}^r \frac{\eta_l}{100 \gamma} + Q_v^{tz} - Q_{vv}^{tz} \tag{4.86}$$

а стварна расположива количина топлоте

$$Q_{ls}^{tz} = \beta_{sag}^{tz} Q_{rtz}^r \frac{\eta_l}{100 \gamma} + Q_v^{tz} - Q_{vv}^{tz} \tag{4.87}$$

где су Q_{rtz}^r – расположива количина топлоте у терцијарној зони; Q_v^{tz} – количина топлоте унета у терцијарну зону загрејаним ваздухом и Q_{vv}^{tz} – количина топлоте која се доводи у терцијарну зону предгрејаним ваздухом.

Расположива количина топлоте у терцијарној зони представља само топлоту која се доводи ваздухом предгрејаним страним извором топлоте

$$Q_{rtz}^r = Q_{vv}^{tz} = Q_{vvzd1} \tag{4.88}$$

Количина топлоте која се доводи у зону загрејаним ваздухом уведеним на првом нивоу износи

$$Q_v^{tz} = Q_{vvzd1} \tag{4.89}$$

па је укупна стварна ослобођена количина топлоте у терцијарној зони

$$Q_{ls}^{tz} = \beta_{sag}^{tz} Q_{vvzd1} \frac{\eta_l}{100 \gamma} + Q_{vvzd1} - Q_{vvzd1} \tag{4.90}$$

Како је однос $\beta_{sag}^{tz} \frac{\eta_l}{100 \gamma}$ у најчешћем броју случајева близак јединици може да се уведе апроксимација

$$Q_{ls}^{tz} \approx Q_v^{tz} \approx Q_{vvzd1} \quad (4.91)$$

Средња температура димних гасова на излазу из терцијарне зоне дефинисана је односом количине топлоте продуката сагоревања на излазу из терцијарне зоне и њиховог топлотног капацитета

$$t_{tz}'' = \frac{Q_{tz}''}{(Vc)_{tz}''} \quad (4.92)$$

Количина топлоте коју садрже гасови на излазу из терцијарне зоне следи из топлотног биланса зоне. Енергија се у терцијарну зону доводи излазним продуктима сагоревања секундарне зоне (Q_{sz}''), догоревањем дела горива несагорелог у претходним зонама (ΔQ_{ls}^{sz}) и загрејаним ваздухом за догоревање на првом нивоу увођења (Q_{ls}^{tz}), а из терцијарне зоне одводи предајом топлотном пријемнику (Q_z^{tz}), па је

$$Q_{tz}'' = Q_{sz}'' + \Delta Q_{ls}^{sz} + Q_{ls}^{tz} - Q_z^{tz} \quad (4.93)$$

Количина топлоте ослобођена у терцијарној зони догоревањем несагорелог горива из претходних зона може се изразити у облику

$$\Delta Q_{ls}^{sz} = (\beta_{sag}^{tz} - \beta_{sag}^{sz})(H_d + Q_{vvvgor} + Q_G) \frac{\eta_l}{100 \gamma} \quad (4.94)$$

Количина топлоте која се преда зрачењем испаривачким екранима ложишта и озраченом прегрејачу, уз већ усвојене претпоставке, је

$$Q_z^{tz} = \sigma_o A_l^{tz} (T_{sz}'')^4 \left[1 + \left(\frac{T_{tz}''}{T_{sz}''} \right)^4 \right] \frac{\Psi_{tz} F_{tz}}{2 B_r} \quad (4.95)$$

Како у терцијарној зони нема довођења горива и отпарака, стварни топлотни капацитет продуката сагоревања је

$$(Vc)_{tz}'' = \beta_{sag}^{tz} (Vc)_g^{tz} + r (Vc)_{rec} \quad (4.96)$$

где су $\beta_{sag}^{tz} (Vc)_g^{tz}$ – топлотног капацитета укупних гасова насталих сагоревањем дела горива до излаза из терцијарне зоне и $r (Vc)_{rec}$ – топлотног капацитета рециркулисаних гасова као компоненте мешавине.

Средња температура димних гасова на излазу из терцијарне зоне може да се сходно (4.92) изрази у облику

$$t''_{tz} = \frac{Q''_{sz} + Q_{vvzd1} + (\beta_{sag}^{tz} - \beta_{sag}^{sz})(H_d + Q_{vvvgor} + Q_G) \frac{\eta_l}{100 \gamma}}{\beta_{sag}^{tz} (Vc)_g^{tz} + r (Vc)_{rec}} - \frac{\sigma_o A_l^{tz} (T''_{sz})^4 \left[1 + \left(\frac{T''_{tz}}{T''_{sz}} \right)^4 \right] \Psi_{tz} F_{tz}}{2 B_r (\beta_{sag}^{tz} (Vc)_g^{tz} + r (Vc)_{rec})} \quad (4.97)$$

Како се из рецикулационе зоне одводи део продуката сагоревања, а при томе у њој нема увођења додатног горива, отпарака или ваздуха за догоревање, укупна стварна ослобођена количина топлоте у рецикулационој зони може да се формулише са негативним предзнаком

$$Q_l^{rz} = Q_{ls}^{rz} = Q_r^{rz} = -r I_{rec} \quad (4.98)$$

Средња температура димних гасова на излазу из рецикулационе зоне дефинисана је као однос количине топлоте продуката сагоревања на излазу из зоне и њиховог топлотног капацитета

$$t''_{rz} = \frac{Q''_{rz}}{(Vc)''_{rz}} \quad (4.99)$$

Енергија се у рецикулациону зону доводи излазним продуктима сагоревања терцијарне зоне (Q''_{rz}) и догоревањем дела горива несагорелог у претходним зонама (ΔQ_{ls}^{tz}), а одводи одузимањем дела продуката сагоревања за процес сушења и транспорта угљеног праха (Q_{ls}^{rz}) и предајом топлотном пријемнику (Q_r^{rz}), па је енергија продуката сагоревања који напуштају рецикулациону зону

$$Q''_{rz} = Q''_{tz} + \Delta Q_{ls}^{tz} + Q_{ls}^{rz} - Q_r^{rz} \quad (4.100)$$

Количина топлоте ослобођена у рецикулационој зони догоревањем несагорелог горива из претходних зона може се, као што је познато, изразити у облику

$$\Delta Q_{ls}^{tz} = (\beta_{sag}^{rz} - \beta_{sag}^{tz})(H_d + Q_{vvvgor} + Q_G) \frac{\eta_l}{100 \gamma} \quad (4.101)$$

Количина топлоте која се преда испаривачким екранима ложишта зрашењем је

$$Q_z^{rz} = \sigma_o A_l^{rz} (T_{tz}'')^4 \left[1 + \left(\frac{T_{rz}''}{T_{tz}''} \right)^4 \right] \frac{\Psi_{rz} F_{rz}}{2 B_r} \quad (4.102)$$

Како у рецикулационој зони нема довођење горива и отпарака, а узимајући у обзир одузимање дела врелих продуката сагоревања, стварни топлотни капацитет продуката сагоревања могуће је коначно дефинисати као

$$(Vc)_{rz}'' = \beta_{sag}^{rz} (Vc)_g^{rz} \quad (4.103)$$

Средња температура димних гасова на излазу из рецикулационе зоне може да се сходно (4.99) изразити у коначном облику

$$t_{rz}'' = \frac{Q_{tz}'' - r I_{rec} + (\beta_{sag}^{rz} - \beta_{sag}^{tz}) (H_d + Q_{vvvgor} + Q_G) \frac{\eta_l}{100 \gamma}}{\beta_{sag}^{rz} (Vc)_g^{rz}} - \frac{\sigma_o A_l^{rz} (T_{tz}'')^4 \left[1 + \left(\frac{T_{rz}''}{T_{tz}''} \right)^4 \right] \Psi_{rz} F_{rz}}{2 B_r \beta_{sag}^{rz} (Vc)_g^{rz}} \quad (4.104)$$

На сличан начин као и код претходних зона могуће је дефинисати укупну теоријску расположиву количину топлоте у излазној зони у којој се врши коначно додавање загрејаног ваздуха за догоревање. Како се у излазној зони у потпуности завршава сагоревање, стварна ослобођена количина топлоте једнака је теоријској расположивој

$$Q_l^{izz} = Q_{ls}^{izz} = Q_{rizz}^r \frac{\eta_l}{100 \gamma} + Q_v^{izz} - Q_{vv}^{izz} \quad (4.105)$$

где су Q_{rizz}^r – расположива количина топлоте у излазној зони; Q_v^{izz} – количина топлоте која се доводи у излазну зону загрејаним ваздухом и Q_{vv}^{izz} – количина топлоте која се доводи у излазну зону предгрејаним ваздухом.

Расположива количина топлоте у излазној зони своди се само на енергију која се доводи предгрејаним ваздухом

$$Q_{rizz}^r = Q_{vv}^{izz} = Q_{vvvd2} \quad (4.106)$$

Количина топлоте која се доводи у излазну зону загрејаним ваздухом доведеним на другом нивоу по висини ложишта има вредност

$$Q_v^{izz} = Q_{vvzd2} \quad (4.107)$$

У општем случају, укупна стварна ослобођена количина топлоте у излазној зони може да се изрази у облику

$$Q_{ls}^{izz} = Q_{vvzd2} \frac{\eta_l}{100 \gamma} + Q_{vvzd2} - Q_{vvzd2} \quad (4.108)$$

Како је однос $\frac{\eta_l}{100 \gamma}$ у најчешћем броју случајева близак јединици, може да се напише

$$Q_{ls}^{izz} \approx Q_v^{izz} \approx Q_{vvzd2} \quad (4.109)$$

Средња температура димних гасова на излазу из излазне зоне, која уједно представља и стање продуката сагоревања на излазу из ложишта, дефинисана је односом количине топлоте продуката сагоревања на излазу из посматране зоне и њиховог топлотног капацитета

$$t_{izz}'' = \frac{Q_{izz}''}{(Vc)_{izz}''} \quad (4.110)$$

Енергија се у излазну зону доводи продуктима сагоревања из рецикулационе зоне (Q_{rz}''), коначним догоревањем дела горива несагорелог у претходним зонама (ΔQ_{ls}^{rz}) и загрејаним ваздухом за догоревање на другом нивоу увођења (Q_{ls}^{izz}), а одводи као апсорбована од стране топлотног пријемника (Q_z^{izz}) па је количина топлоте продуката сагоревања који напуштају излазну зону

$$Q_{izz}'' = Q_{rz}'' + \Delta Q_{ls}^{rz} + Q_{ls}^{izz} - Q_z^{izz} \quad (4.111)$$

Количина топлоте ослобођена у излазној зони коначним догоревањем несагорелог горива из претходних зона може се изразити као

$$\Delta Q_{ls}^{rz} = (1 - \beta_{sag}^{rz})(H_d + Q_{vvvgor} + Q_G) \frac{\eta_l}{100 \gamma} \quad (4.112)$$

Енергија предата зрачењем на испаривачким екранима ложишта износи

$$Q_z^{izz} = \sigma_o A_l^{izz} (T_{rz}'')^4 \left[1 + \left(\frac{T_{izz}''}{T_{rz}''} \right)^4 \right] \frac{\Psi_{izz} F_{izz}}{2 Br} \quad (4.113)$$

Како је довођење горива и отпарака на нивоу разматране зоне већ завршено, узимајући у обзир и смањену масу гасова услед одузимања дела врелих продуката сагоревања у рецикулационој зони стварни топлотни капацитет продуката сагоревања на излазу је

$$(Vc)''_{izz} = (Vc)_g^{izz} \quad (4.114)$$

где је $(Vc)_g^{izz}$ – топлотни капацитет укупних гасова насталих потпуним сагоревањем горива до излаза из ложишта.

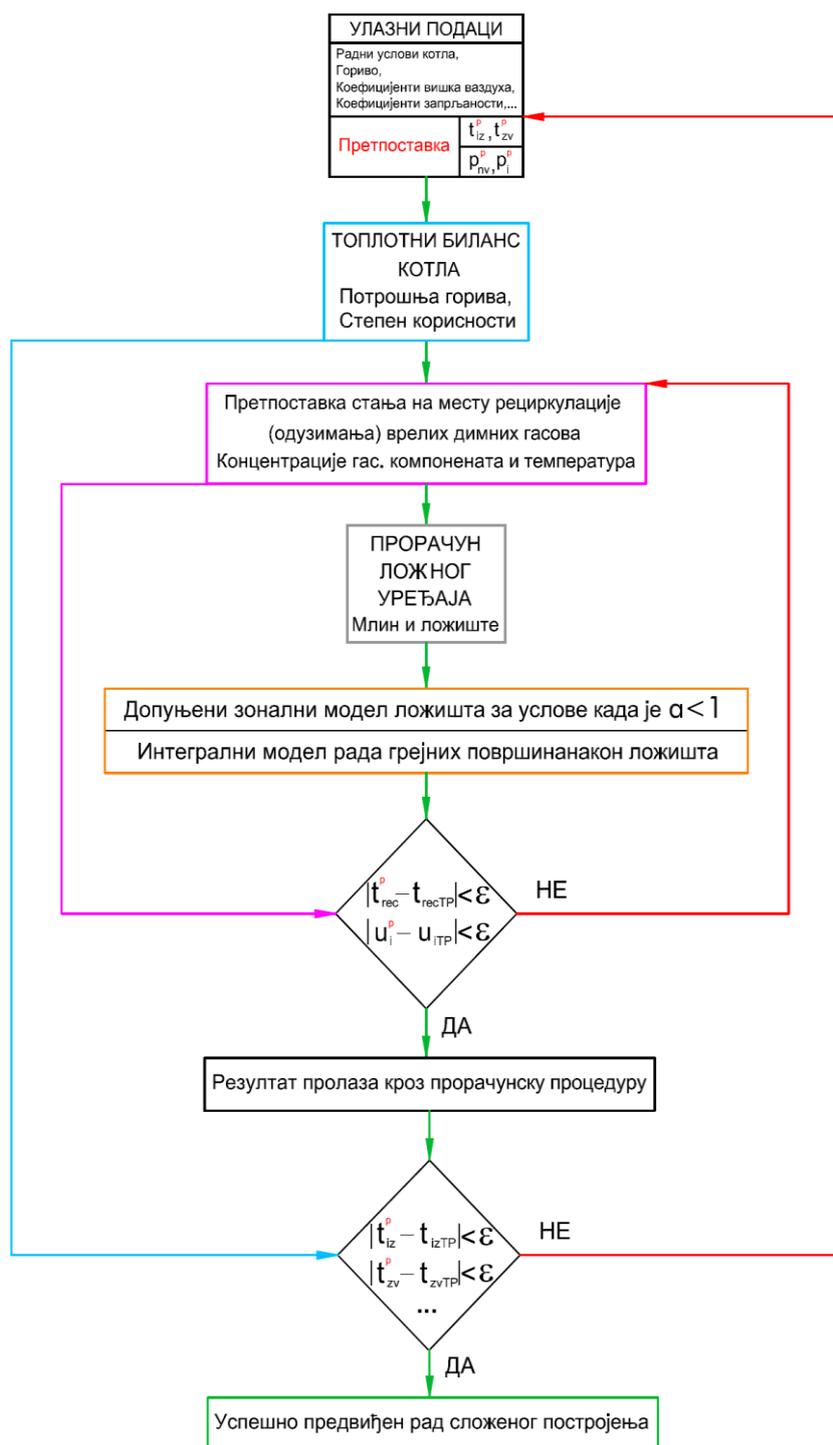
Средња температура димних гасова на излазу из излазне зоне односно ложишта може да се према (4.110) изразити у облику

$$t_l'' = t_{izz}'' = \frac{Q_{rz}'' + Q_{vvdz} + (1 - \beta_{sag}^{rz}) (H_d + Q_{vvvgor} + Q_G) \frac{\eta_l}{100 \gamma}}{(Vc)_g^{izz}} - \frac{\sigma_o A_l^{izz} (T_{rz}'')^4 \left[1 + \left(\frac{T_{izz}''}{T_{rz}''} \right)^4 \right] \Psi_{izz} F_{izz}}{2 B_r (Vc)_g^{izz}} \quad (4.115)$$

Коефицијенти који дефинишу брзину, односно степен довршености реакције сагоревања на излазу из појединих зона усвајају се са графичке зависности одређене у овој тези а приказане на слици 34.

4.2. Прилагођавање и примена допуњеног модификованог зоналног метода

Алгоритам коришћења допуњеног зоналног метода процене радних услова ложишта у оквиру једнодимензијског термичког поступка приказан је на слици 35. За примену оваквог поступка потребно је дефинисати интегралну брзину одвијања реакције сагоревања по ложишним зонама која је одређена посредством вредности степена сагорелости горива. Како није могуће применити поље нормативом датих вредности овога коефицијента због промене радних услова у ложишту насталих вишестепеним довођењем ваздуха, неопходно је утврдити област нових вредности за подстехиометријске услове сагоревања.

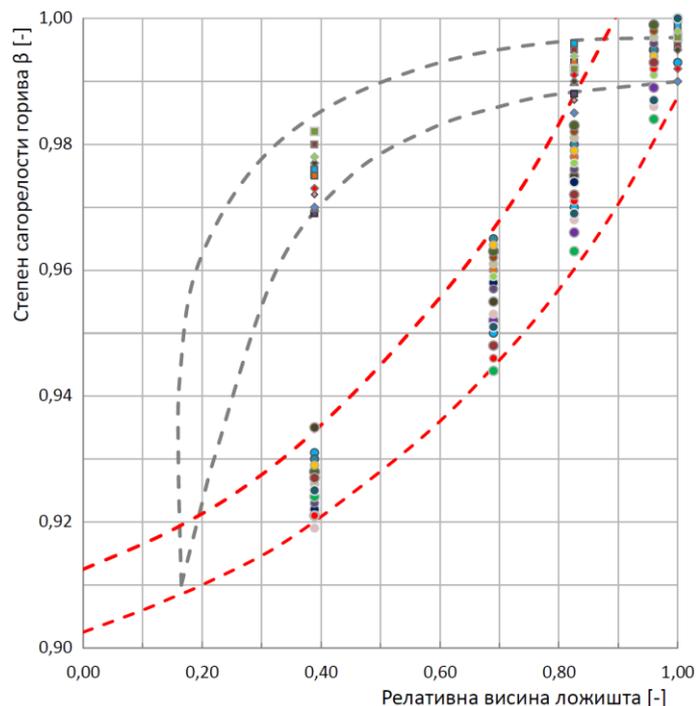


- t_{iz} - температура излазних димних гасова; t_{rec} - температура врелих рец. димних гасова излаз;
 t_{zv} - температура загрејаног ваздуха; u - концентрација компонената у димним гасовима;
 p_{pv} - притисак напојне воде; TP - вредности добијене термичким прорачуном;
 p_i - притисак иза појединих грејних површина; P - претпостављене вредности на почетку прорачуна;

Слика 35. Алгоритам прорачунског поступка са допуњеним модификованим зоналним моделом ложишта

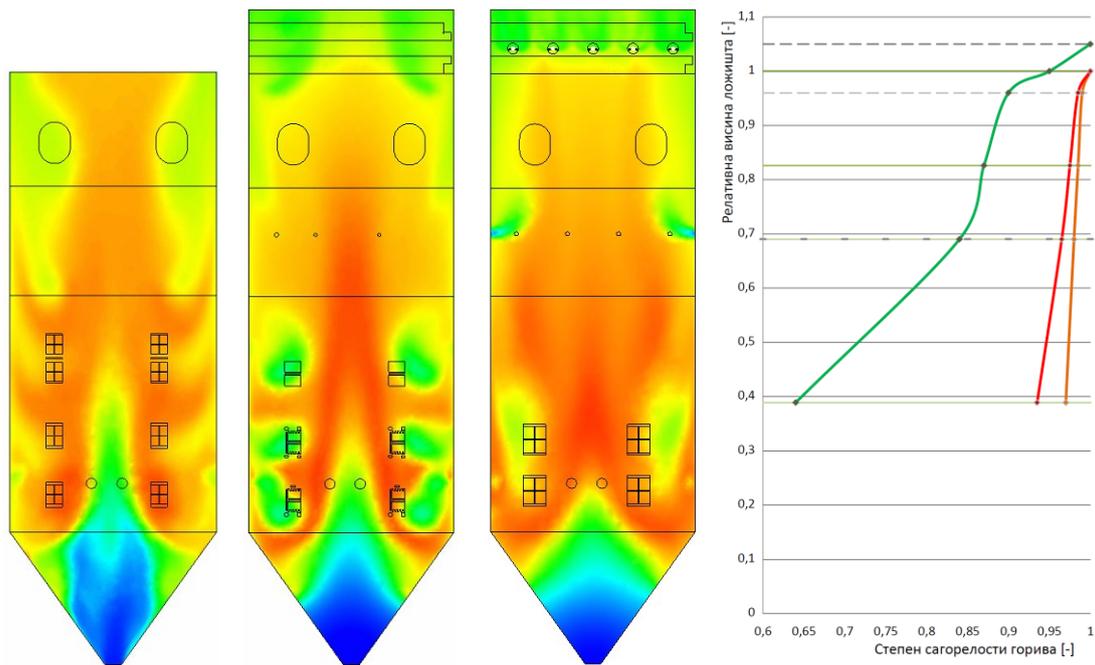
Процес дефинисања области нових вредности коефицијената вршен је на основу нормативних граница за конвенционалне системе сагоревања (сиве границе на слици 36). Варирањем граничних вредности степена сагорелости за нормативни термички поступак код кога је ложиште подељено у три зоне, вредност средње температуре продуката сагоревања на излазу из појединих зона мења се за највише 10 °C. Оваква област је дата како би могла алгебарски да обухвати неравномерности услед експлоатационих услова рада реалног постројења.

Поменути критеријум задржан је и приликом варирања нових вредности коефицијента за пет означених зона при раду у средини са смањеном концентрацијом кисеоника. Уз поређење са температурским пољем порачунског домена нумеричке симулације система повезаних рачунских процедура сложеног постројења, дефинисана је област промене степена сагорелости горива по висини ложишта које ради у новим условима. На сликама 34 и 36 приказано је, на овакав начин одређено, поље степена сагорелости горива за систем сагоревања са вишестепеним довођењем ваздуха по висини ложишта (црвене границе).



Слика 36. Степен сагорелости горива парног котла дефинисани у овој тези (радни режими са критеријумом одступања средње температуре од 10 °C на излазима зона)

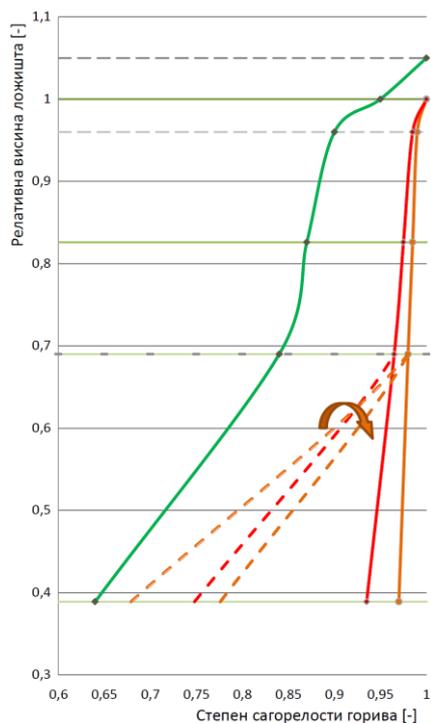
— при конвенционалном сагоревању; — при вишестепеном довођењу ваздуха и подстехиометријским условима



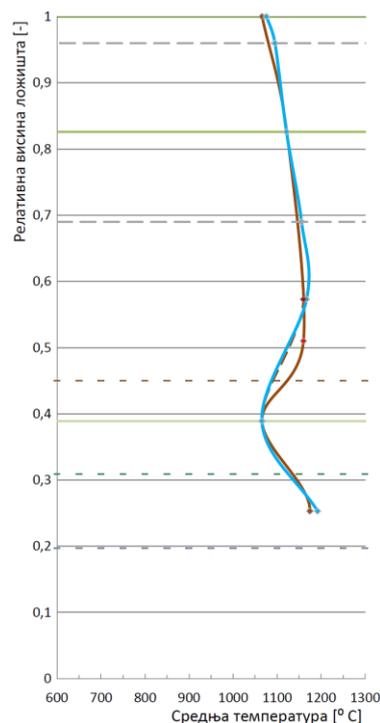
Слика 37. Промена степена сагорелости горива по висини ложишта за рад котла са различитим концепцијама сагоревања

— концепција 1. конвенционално сагоревање; — концепција 2. довођење ВЗД 2 пред излаз из ложишта; — концепција 3. довођење ВЗД 2 у зони изнад ложишта

Сликом 37 приказане су промене степена сагорелости горива које настају у одређеним зонама праћених концепција рада предметног енергетског парног котла. Може се уочити да је најинтензивније одвијање реакције у конвенционалним условима рада. Како угљени прах све време борави у средини са знатном количином кисеоника, оваква појава се могла и очекивати. У случају рада при концепцији 2, приметан је сличан карактер промене степена сагорелости горива као код концепције 1, померен у смеру споријег одвијања реакције сагоревања. Оваква појава је резултат примене идентичног концепта припреме угљеног праха у модификованом начину извођења процеса, где обе испитиване варијанте имају главне и горионике за отпарке, а разлике се свode на начин довођења ваздуха у процес. Потребно је напоменути да ложиште у концепцији 2 ради са 10 % већим уделом угљеног праха у главним горионцима у средини ослобођеној дела кисеоника. Концепција 3 има најмањи интензитет реакције сагоревања уз најмање количине организовано доведеног загрејаног ваздуха у зону горионика. Као мера ове вредности може се узети угао нагиба приказаних кривих. Како се при концепцији рада 3 целокупна количина горива доводи у главне горионике, што одступа од начина увођења горива према претходне две варијанте функционисања



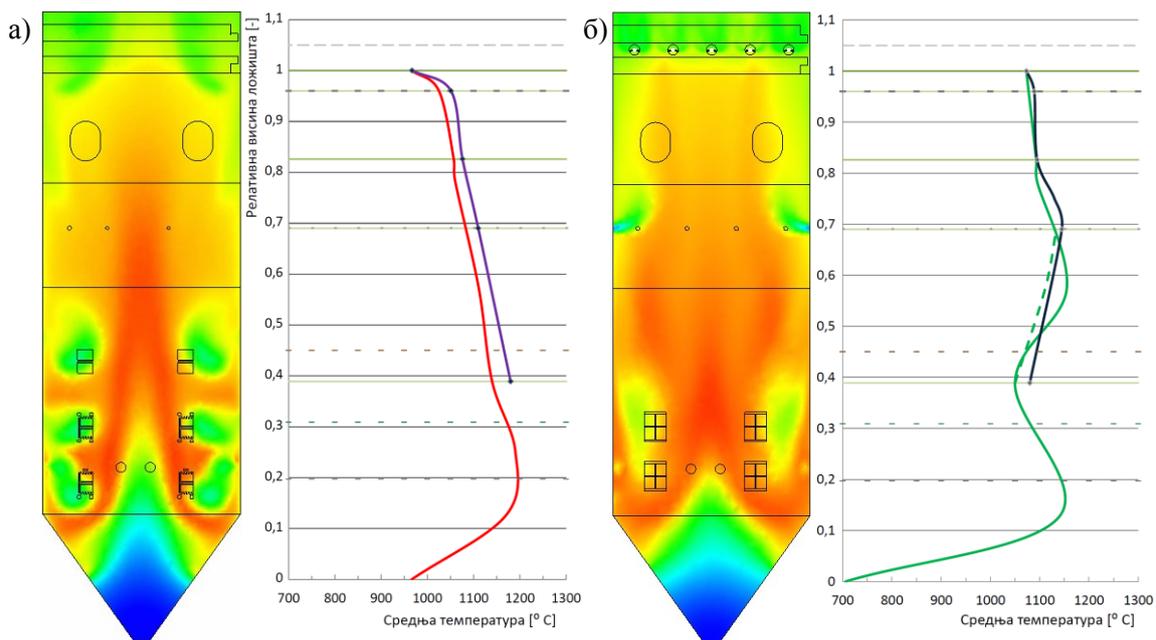
Слика 38. Промена степена сагорелости горива по висини ложишта (испрекидана линија – сведено на унуту количину горива)
 — концепција 1. — концепција 2.
 — концепција 3.



Слика 39. Промена средње температуре по висини ложишта парног котла при конвенционалном систему сагоревања
 (— нормативна и — допуњена зонална модификована метода)

система, сликом 38 су приказане вредности сведене на укупну масу угљеног праха у процесу.

Може се приметити да при конвенционалном начину рада, у примарној зони сагори мања количина горива него код концепције 2, што је искључиво последица његовог мањег удела у зони главних горионика. Уколико би се удели горива доведени у главне горионике изједначили (80 % у оба приказана случаја), проценат довршетка реакције сведен на укупну количину горива би и на крају примарне зоне у конвенционалном режиму рада постао већи, што је графички истакнуто померањем испрекидане наранџасте линије. Дефинисање области груписања вредности степена сагорелости за ложиште са вишестепеним довођењем ваздуха у процес, вршено је према профили средње температуре продуката сагоревања одређеном интегрисаном нумеричком симулацијом. На слици 40 приказане су температурске промене по висини ложишта изражене преко система прорачуна са нумеричком симулацијом процеса у ложишном домену и допуњеним модификованим зоналним прорачуном рада ложишта. Применом проширене зоналне методе приказане у овој тези, постижу се



Слика 40. Промена средње температуре по висини ложишта продуката сагоревања

а) концепција 2 (— нумеричка симулација; — допуњена зонална метода);

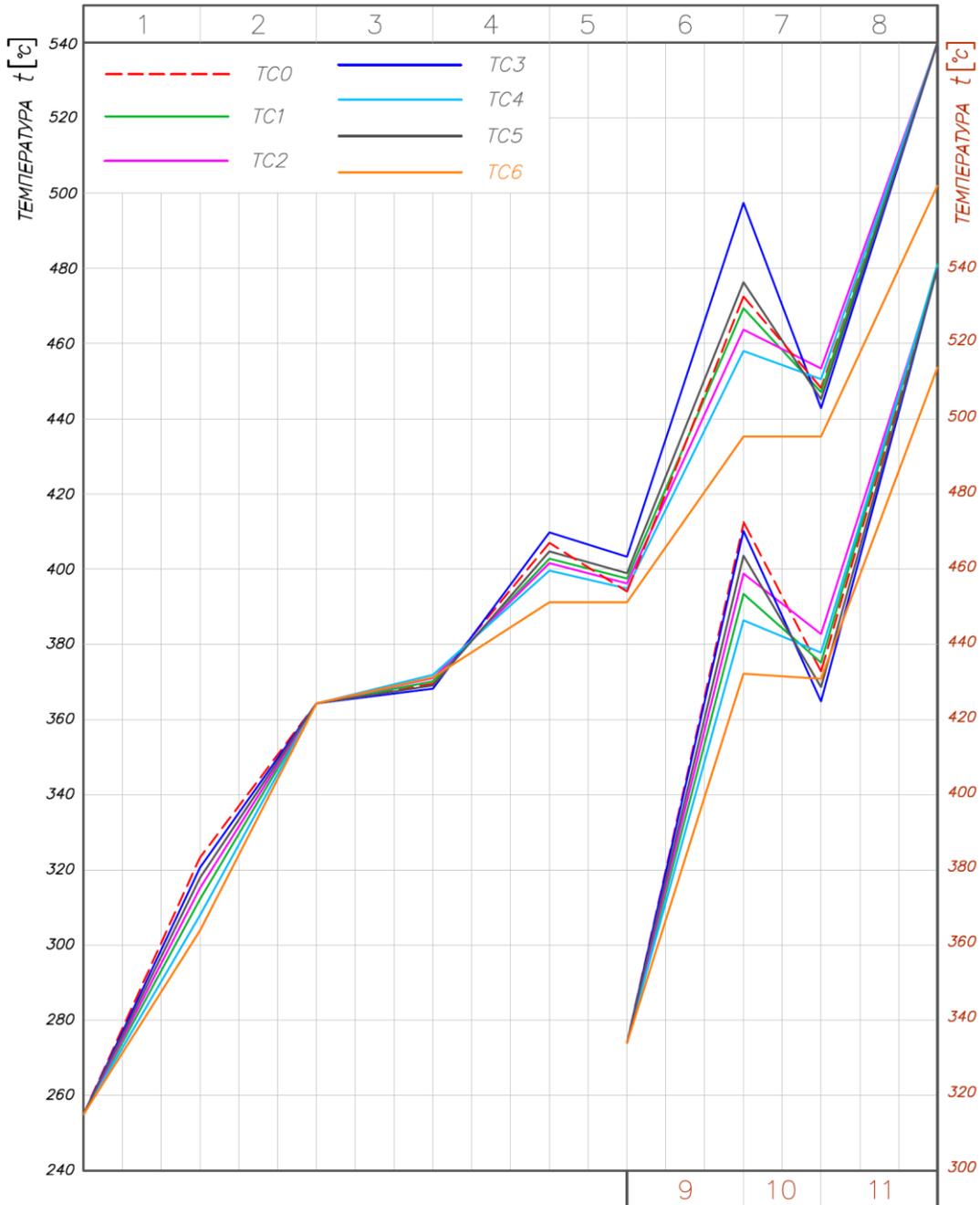
б) концепција 3 (— нумеричка симулација; — допуњена зонална метода)

задовољавајућа поклапања температурског профила у ложиштима која раде по новим шемама сагоревања. Како допуњена метода описује промене настале у свакој од њених зона, изражене стањима продуката сагоревања на њиховом излазу, повезивањем ових вредности може се изразити карактер промене који настаје при новом начину функционисања. Овако дефинисане промене потврђују да допуњени модел може да се успешно користи код две најчешће примењиване модерне концепције сагоревања.

Како би проширена метода могла да се након допуне примењује за изворне концепције сагоревања, извршено је њено тестирање у том смислу. На слици 39 показано је да, након подударања резултата, допуна зоналног модела није утицала на сужење области његове примене, него је погодна и за коришћење код савремених концепција сагоревања у енергетским парним котловима.

Допуном методе и постизањем резултата који са високим степеном подударности описују промене настале у ложишту, односно стања струје носиоца енергије, могуће је поново успоставити директну везу са интегралним поступком процене рада осталих грејних површина. Овај део тракта наструјавају продукти потпуно довршене реакције сагоревања и као такав није захтевао измене. Тако је

поново успостављен интегрални прорачунски поступак који служи за анализу рада целокупног постројења, а који има вишеструко мању процесорску захтевност и брзину достизања решења. Приказаним путем развијен је и кориснички програм за праћење рада енергетског парног котла блока 1 ТЕ Костолац Б представљен у Прилогу.



Слика 41. Температура топлотног пријемника на карактеристичним позицијама тракта

1. Загрејач воде; 2. Испаривач; 3. Први ступањ прегрејача свеже паре; 4. Први део другог ступња прегрејача свеже паре; 5. Хладњак паре број 1; 6. Други део другог ступња прегрејача свеже паре; 7. Хладњак паре број 2; 8. Трећи (излазни) ступањ прегрејача свеже паре; 9. Први ступањ накнадног прегрејача паре; 10. Хладњак паре број 3; 11. Други ступањ накнадног прегрејача паре

На слици 41 наранџастом линијом су приказане промене стања тока топлотног пријемника добијене допуњеним интегралним поступком за посматрани енергетски парни котлао, чије ложиште од 2015. године ради према концепцији 2 (ТС6). Решења су приказана графички заједно са радним режимима котла* при концепцији рада 3 (ТС1-ТС5). Сви приказани резултати обухватају рад котла при номиналној продукцији са горивом доње топлотне моћи 8373,6 kJ/kg. Треба напоменути да је испрекиданом црвеном линијом приказана промена стања тока вода-пара за рад котла у конвенционалним условима сагоревања (ТС0). Упоредном анализом приказа могу се идентификовати користи овако спроведеног поступка у циљу оцене ефеката рада постројења у различитим концепцијама рада његовог ложишта.

5. Потврда и приказ резултата модела

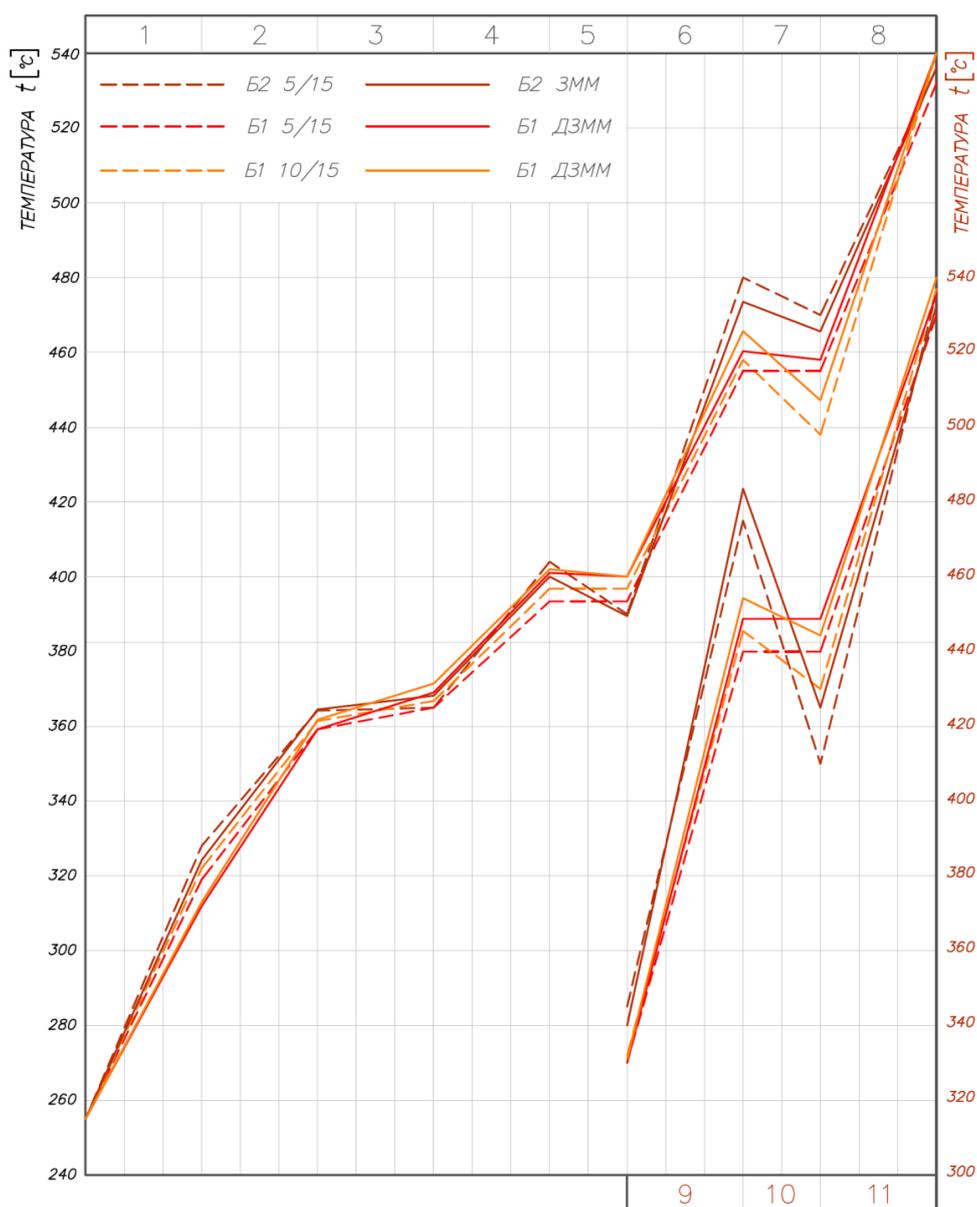
5.1. Рад постројења у погонским условима

У фази налажења решења повезивањем различитих прорачунских процедура, као и оној након затварања система алгебарских једначина, којима је могуће једнодимензијски описати рад сложеног постројења при новим условима сагоревања, спроведена је валидација на овај начин постављених модела. За овај део истраживања коришћена су погонска мерења из 2015. године, као резултат континуалног праћења рада блока 1 ТЕ Костолац Б, на коме су уведене примарне мере у циљу редукције садржаја азотних оксида. Мере се састоје у довођењу ваздуха на два нивоа, при чему је други ниво ваздуха за догоревање постављен непосредно пред крај ложишта, као и у повећању степена рецикулације хладних димних гасова са краја котла. У циљу потврде резултата примењеног поступка анализирани су и радни услови у мају 2015. године на блоку 2 који функционише у рачунски познатим, конвенционалним условима. У јануару, мају и октобру 2015. године анализирани су, до сада, рачунски непознати услови рада на блоку 1. Рад у јануару одговара пројектном стању реорганизованог система сагоревања које је приказано рачунски. У овом поглављу графички су

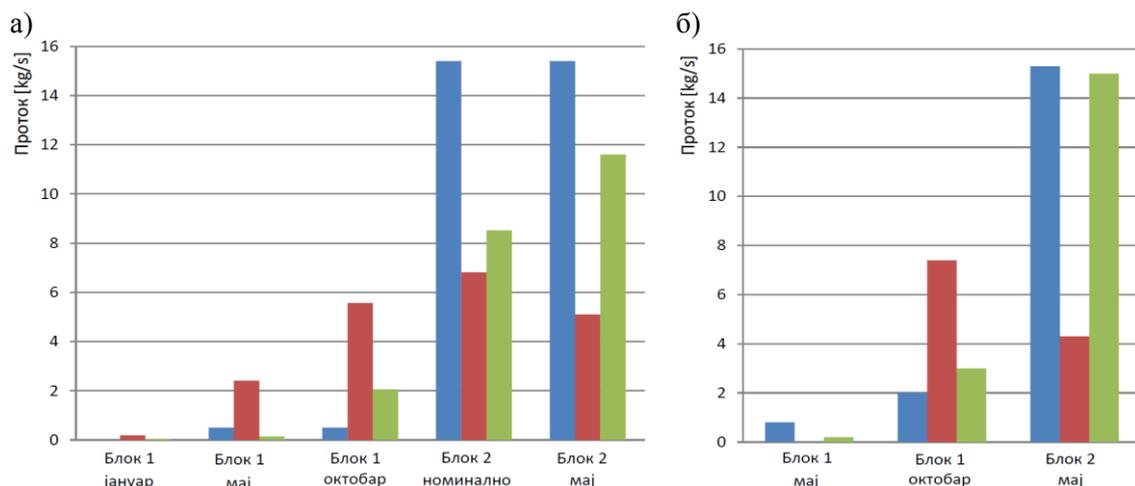
* Део истраживања приказан у научном часопису „*Assessing the impact of primary measures for NOx reduction on the thermal power plant steam boiler*”, а који се односи на функционисање ложишта у концепцији 3. Детаљни гранични услови, као и резултати прорачунских процедура за различите режиме рада постројења представљени су у Прилогу са интегралном верзијом рада.

приказана поређења са мерењем на реалном постројењу, док су детаљне вредности приказане табеларно у Прилогу (табела П1.15).

Провера могућности модела за процену реалних стања топлотног пријемника приказана је на слици 42. Приказани карактери промена токова топлотног пријемника су у потпуности задовољени. Може се уочити промена начина рада блока 1 (Б1) од маја до октобра и како је она утицала на остваривање жељених параметара паре и повећање сигурности рада постројења. Ово је нарочито уочљиво код хладњака 2 и 3 као и код излазних стања свеже и накнадно прегрејане паре. Рад блока 2 (Б2) рачунски је познат и потврђен у мају месецу.



Слика 42. Температуре топлотног пријемника
пуне линије - рачунске вредности; испрекидане линије - мерене вредности



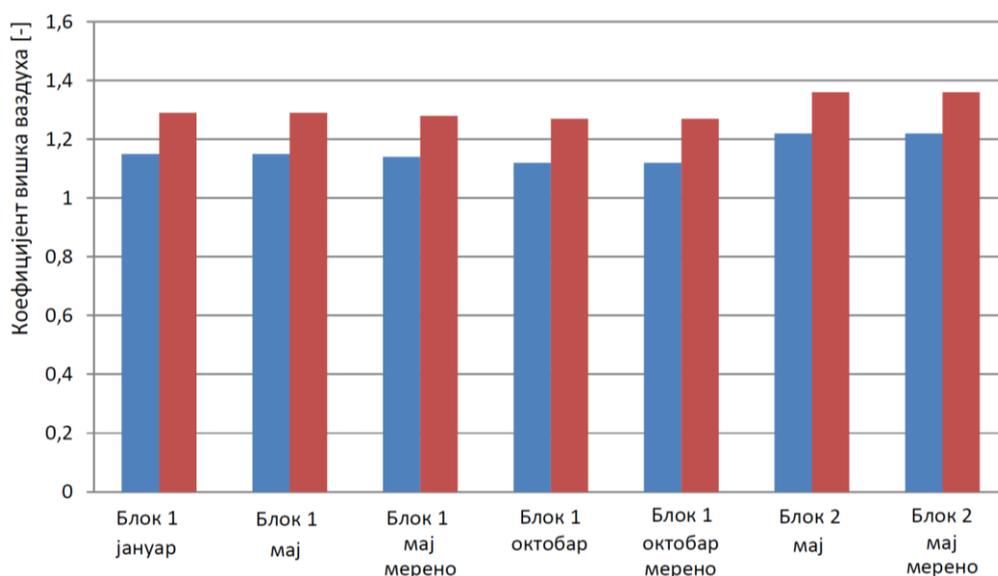
Слика 43. Протоци убризгавања у хладњацима блокова 1 и 2 ТЕ Костолац Б

а) рачунске вредности; б) мерене вредности

■ - хладњак свеже паре 1; ■ - хладњак свеже паре 2; ■ - хладњак накнадне паре

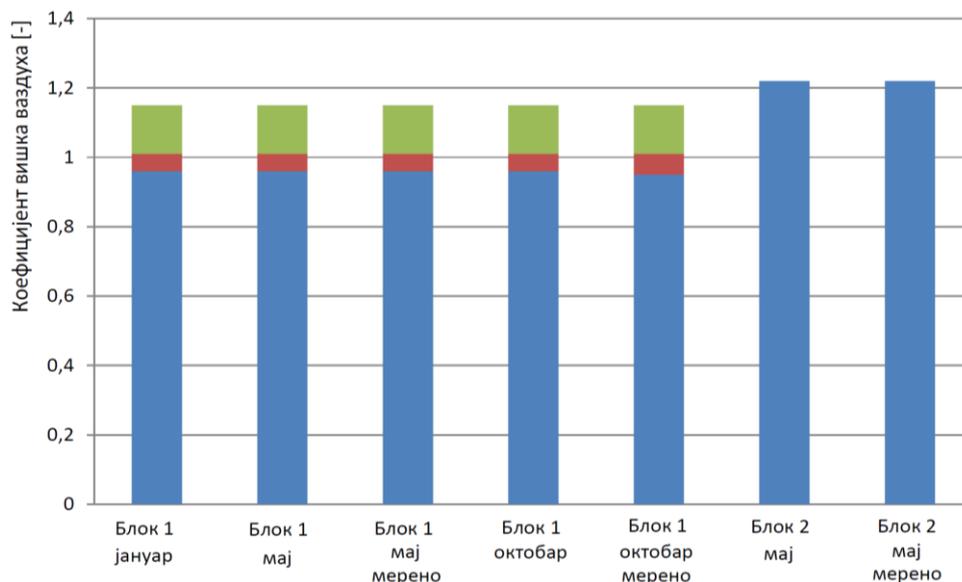
На слици 43 приказани су протоци у хладњацима за изабране радне режиме. Приметна су добра слагања рачунских са мереним вредностима. Може се уочити да блок 2 ради готово са номиналним, пројектним убризгавањима. Блок 1 у јануару месецу није могао да постигне параметре при номиналном оптерећењу, тако да убризгавања није ни било. У мају постоје мања одступања вредности убризгавања у хладњак 2, док су за рад у октобру она задовољавајућа. Проток убризгавања у свим посматраним режимима рада правилно је предвиђен.

Преглед вредности коефицијената вишка ваздуха у карактеристичним периодима рада блокова 1 и 2 приказан је на слици 44. Јасно се уочава да је



Слика 44. Мерени и рачунски коефицијенти вишка ваздуха парних котлова блокова 1 и 2 ТЕ Костолац Б

■ - излазу из ложишта; ■ - излазу из котла



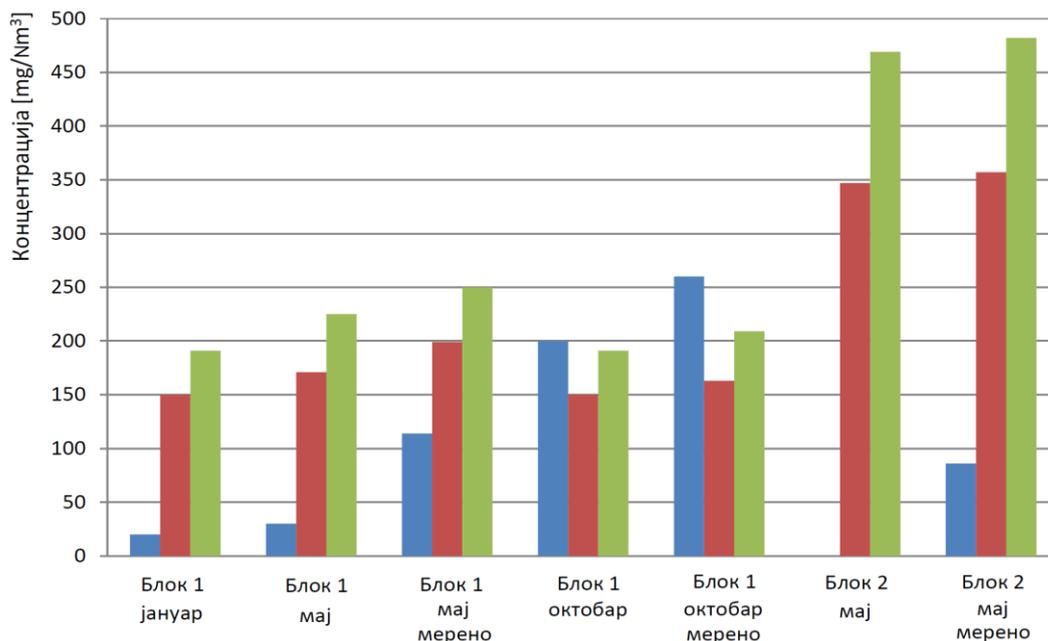
Слика 45. Мерене и рачунске вредности коефицијента вишка ваздуха на местима увођења секундарног ваздуха у ложишта блокова 1 и 2 ТЕ Костолац Б

■ - кроз горионик; ■ - прираштај коефицијента вишка ваздуха на првом нивоу;
 ■ - прираштај коефицијента вишка ваздуха на другом нивоу

количина ваздуха на излазу из котла и ложишта у конвенционалним условима сагоревања већа у односу на модернизоване шеме довођења ваздуха у процес. Вредности коефицијента вишка ваздуха на крају ложишта се не мере директно, али су изведене на основу промена у протоцима ваздуха по нивоима увођења. Вредности на излазу су изведене из садржаја кисеоника у продуктима сагоревања испред загрејача ваздуха и пројектних вредности истицања ваздуха приликом загревања.

На слици 45 представљена је структура довођења секундарног ваздуха при раду котла са степенастим режимом за блок 1 и конвенционалним режимом за блок 2. Примећују се одступања по нивоима у односу на пројектне вредности. У мају је удео у првом нивоу довођења нешто већи, док је коначна вредност слична пројектној. Одавде произилази да је нешто мања количина секундарног ваздуха доведена кроз горионике. Насупрот томе, у октобру је укупни коефицијент вишка ваздуха на крају ложишта мањи због редуковања количине доведене на другом нивоу увођења. При конвенционалном начину рада коефицијент вишка ваздуха је пројектно висок и доведен само кроз горионике.

Прегледом садржаја угљен-моноксида, азот-моноксида и азотних оксида у продуктима сагоревања, приказаних на слици 46 може се уочити висок ниво тачности резултата модела. Концентрација угљен-моноксида на блоку 1 се

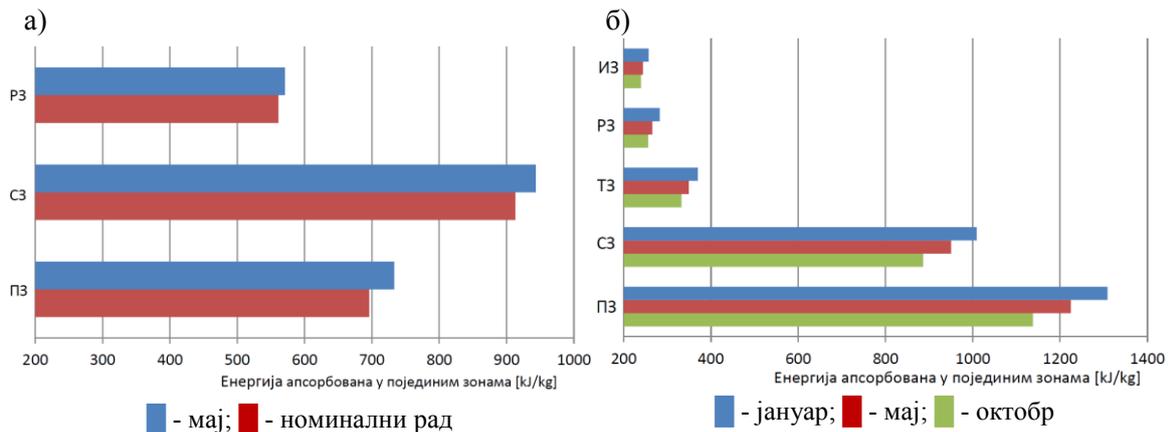


Слика 46. Мерене и рачунске концентracије гасова на излазу из котлова
блокова 1 и 2 ТЕ Костолац Б

■ - угљен-моноксид (CO); ■ - азот-моноксид (NO); ■ - азотни оксиди (NO_x)

повећавала. Највећу вредност достигла је у октобру, као последица мање количине ваздуха у процесу, па је због недовољне концентracије оксиданта у ложишту повећана количина сагорљивих гасова. Азотни оксиди задовољили су жељени ниво у пројектним условима. У мају, услед повећања протока главног топлотног пријемника (табела П1.15), које је условило повећање потрошње горива, а тиме и повишење температуре у ложишту, долази до веће количине створених оксида азота. У октобру је задржан рад са повећаном продукцијом, али је смањена количина ваздуха у ложишту, што је снизило концентracију азотних оксида до жељене, прописане вредности. На блоку 2 вредности су значајно изнад ове границе.

На слици 47 приказане су вредности апсорбованих количина топлоте по зонама ложишта у разматраним случајевима, добијене потврђеним развијеним и допуњеним моделима. При конвенционалном начину рада енергија апсорбована у појединим зонама повећава се као последица повећане потрошње горива. Без обзира на узрок, већа количина горива која се доводи у котлоу, доводи до повишења локалних температура, а тиме и потенцијала топлотног процеса. Посматрањем ових вредности, за котлоу који ради у реорганизованим условима, може се приметити да је количина топлоте апсорбована у појединим зонама



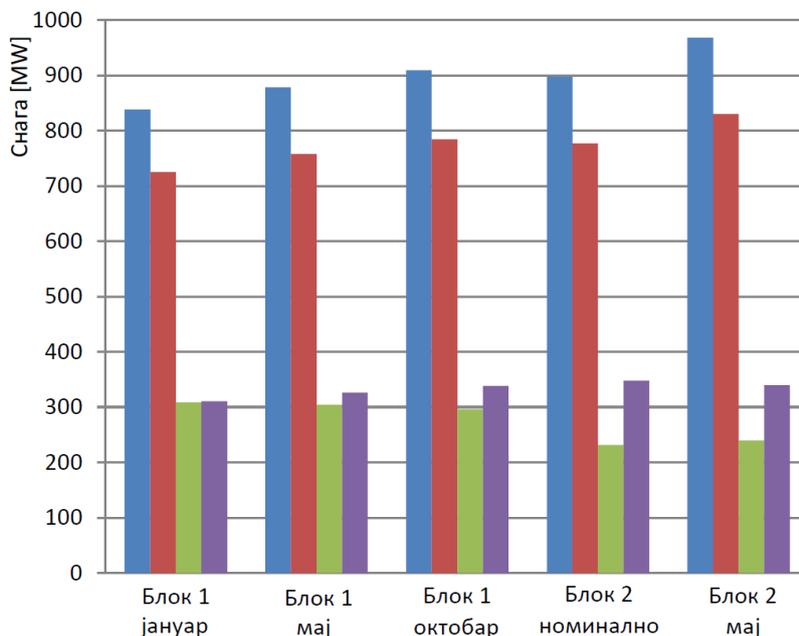
Слика 47. Апсорбована количина топлоте по зонама ложишта

а) конвенционални концепт сагоревања - блок 2; б) сагоревање са вишестепеним довођењем ваздуха по висини ложишта - блок 1

ПЗ – примарна зона; СЗ – секундарна зона; ТЗ - терцијарна зона;
 РЗ – рецикулациона зона; ИЗ – излазна зона

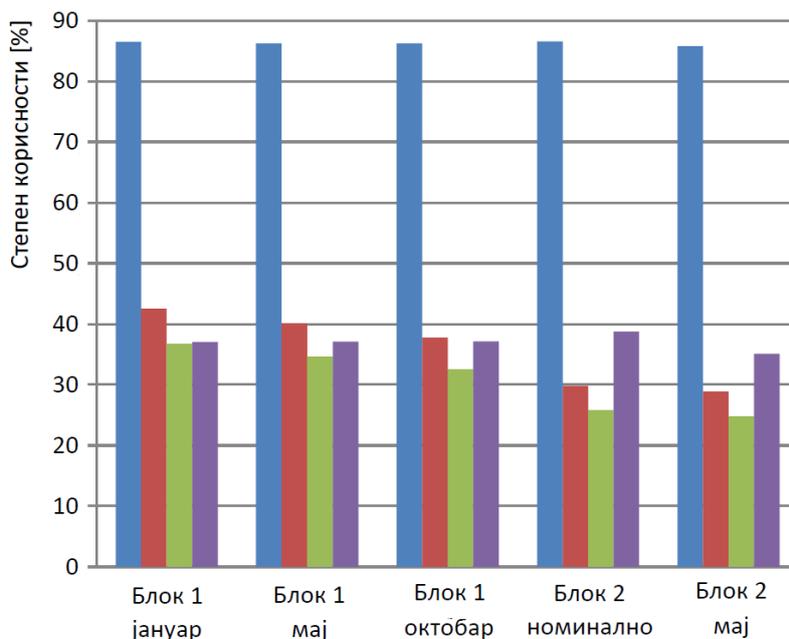
опадала од почетка године иако је био исти тренд у вођењу процеса: како се повећавала продукција, тако је расла и тренутна потрошња горива. Даљим разматрањем може се уочити да је код новог начина организације сагоревања знатно већи специфични проток количине топлоте у зонама горионика. Због разлике у начину дефинисања зона допуњеног и класичног модификованог зоналног модела, могуће је директно поредити само примарне зоне. Секундарна и рецикулациона зона класичног модела по површини су једнаке двома наредним зонама код допуњеног модела. Одавде следи да се код новог начина рада више енергије апсорбује у доњим, а мање у горњим зонама ложишта. На слици 48 приказани су односи количина топлоте унетих у процес и начини њихове расподеле по елементима термоенергетског постројења. Уочљиво је да енергија која се уноси у процес на блоку 1 расте од почетка године али да је мања од оне која се уноси у процес блока 2. Такође се може приметити да блок 2 ради у нешто неповољнијим условима од пројектних. Даље је показано да се снага блока 1 повећавала са потрошњом, и то нешто мањим интензитетом, што доводи до благог смањивања степена корисности котла. Приказом количине топлоте апсорбоване у целокупном ложишту уочава се да при новим условима рада ложиште и збирно апсорбује више количине топлоте, него при стандардној концепцији сагоревања. Снага на генератору блока 1 расла је и у октобру достигла вредност на блоку 2. Овакава процена рада допуњена је сликом 49 на којој су представљени степени корисности парног котла и термоенергетског блока бруто.

Одавде се јасно може уочити да блок 1 ради са већим степеном корисности од блока 2, због одступања од пројектних вредности, што уједно резултира и његовим ефикаснијим коришћењем енергије у парном котлу. Рад блокова на овакав начин јасније је приказан на слици 50. Блок 1 има стални пораст потрошње



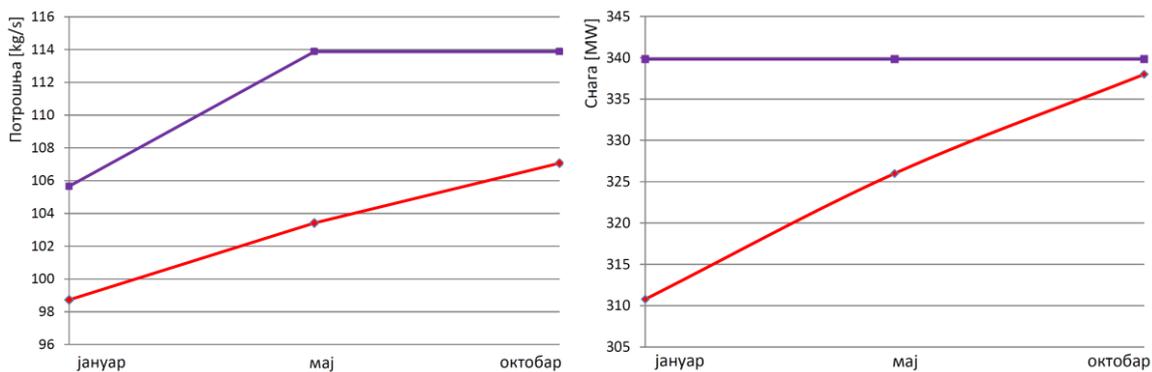
Слика 48. Распореде снаге по елементима парних котлова блокова 1 и 2 ТЕ Костолац Б

■ - унета енергија у јединици времена; ■ - искоришћена енергија у котлу у јединици времена;
■ - искоришћена енергија у ложишту у јединици времена; ■ - електрична снага



Слика 49. Степен корисности и удели енергије елемената котлова блокова 1 и 2 ТЕ Костолац Б

■ - степен корисности котла; ■ - удео енергије апсорбоване у ложишту у укупној искоришћеној у котлу; ■ - удео енергије апсорбоване у ложишту у укупној унетој у котлао;
■ - степен корисности блока бруто



Слика 50. Приказ потрошње горива и снаге на генератору блокова 1 и 2 ТЕ Костолац Б

— блок 1; — блок 2

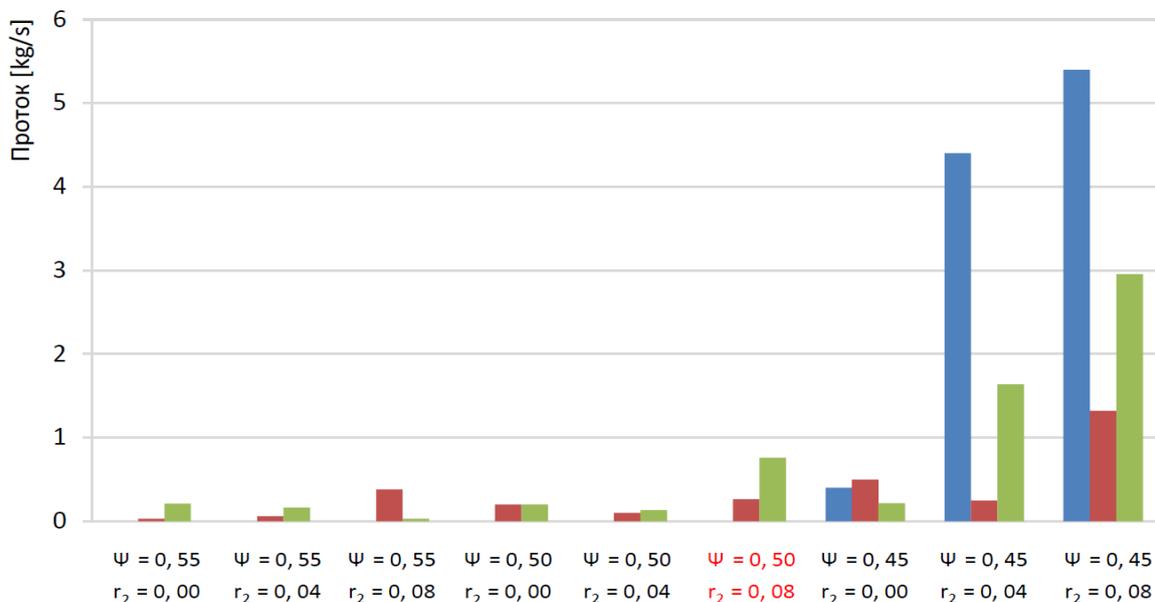
који је условљен изналажењем радних услова погодних за достизање пројектне снаге. Рад блока 2 у номиналним условима је приказан као рад у јануару, како би се нагласили негативни ефекти одступања од номиналних радних услова. На овакав начин стиче се свеобухватна слика рада постројења из које је могуће одредити смернице за побољшање његовог рада.

5.2. Параметарска анализа

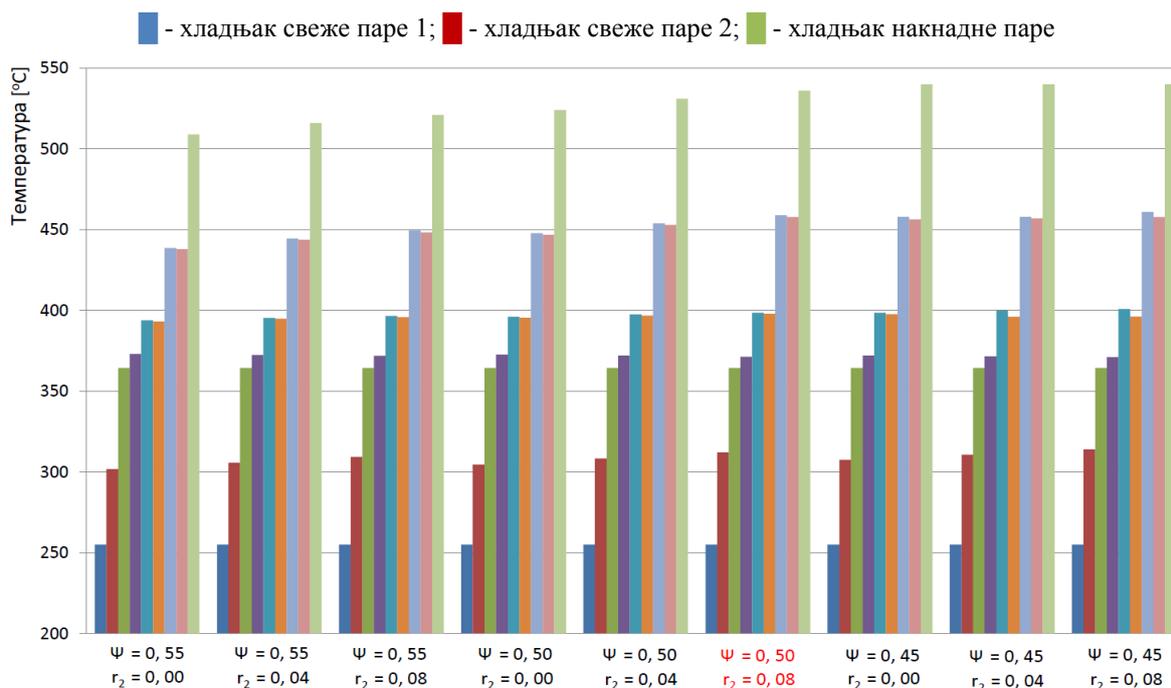
5.2.1. Промена топлотних отпора зидова и количине хладних рециркулисаних гасова

Након потврде могућности модела да успешно предвиди карактер промена при раду сложеног енергетског система и у новим условима сагоревања у ложишту, извршена је кратка параметарска анализа варирањем степена топлотне ефикасности екрана ложишта (ψ) и степена рецикулације хладних димних гасова (r_2). Варирање параметара вршено је само за блок 1. На слици 51 се може приметити да порастом топлотних отпора, узрокованог повећањем слоја наслага шљаке на зидовима ложишта, долази до сталног повећања протока убризгавања. Оваква појава упућује на благо повећање сигурности рада која се огледа у проширењу опсега управљања постројењем, односно регулационог подручја. Примећује се да и пораст удела хладних рециркулисаних гасова има исти утицај. Може се закључити да ове мере, иако утичу повољно, нису довољне за остварење стабилног рада енергетског блока. На сликама 52 и 53 приказана је промена температуре топлотног пријемника због промене ψ и r_2 . Види се да у највећем броју случајева нису постигнути жељени параметри свеже и накнадно прегрејане

паре. Могу се приметити и трендови повишења температура свеже и накнадно прегрејане паре на излазу из котла. Пројектни параметри се достижу тек од режима означеном црвеном бојом. Сваки од приказаних услова рада стабилан је у оној мери у којој постоје убризгавања у хладњаке паре.



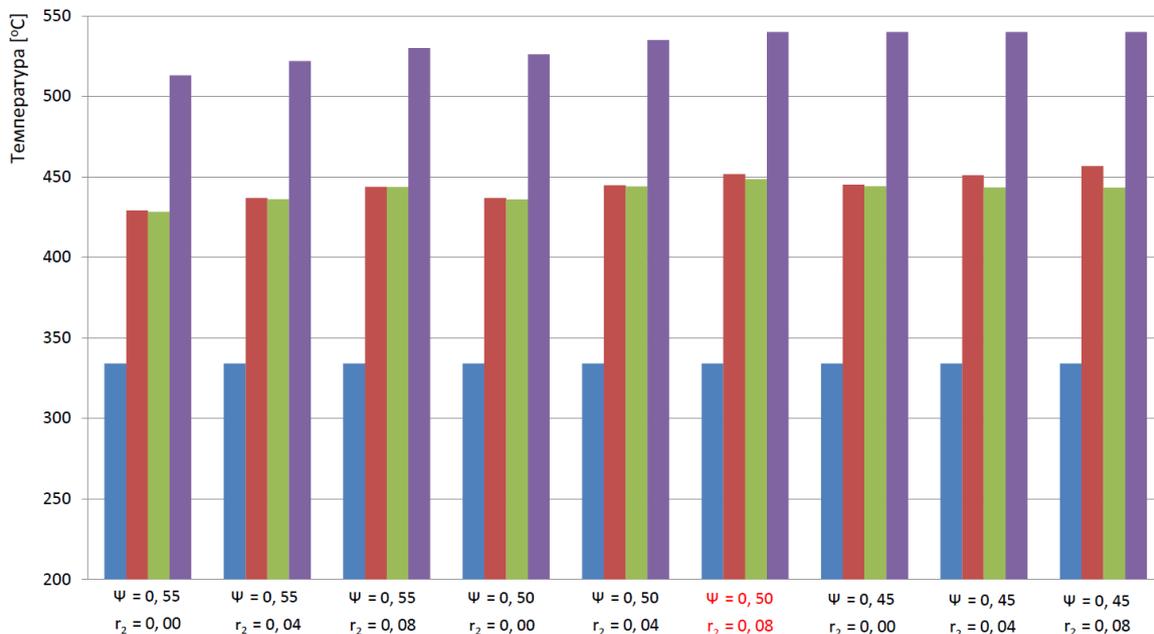
Слика 51. Вредности протока убризгавања у хладњацима при промени степена топлотне ефикасности екрана ложишта и удела рециркулисаних хладних гасова



Слика 52. Промена температуре на линији свеже прегрејане паре при промени степена топлотне ефикасности екрана ложишта и удела рециркулисаних хладних гасова

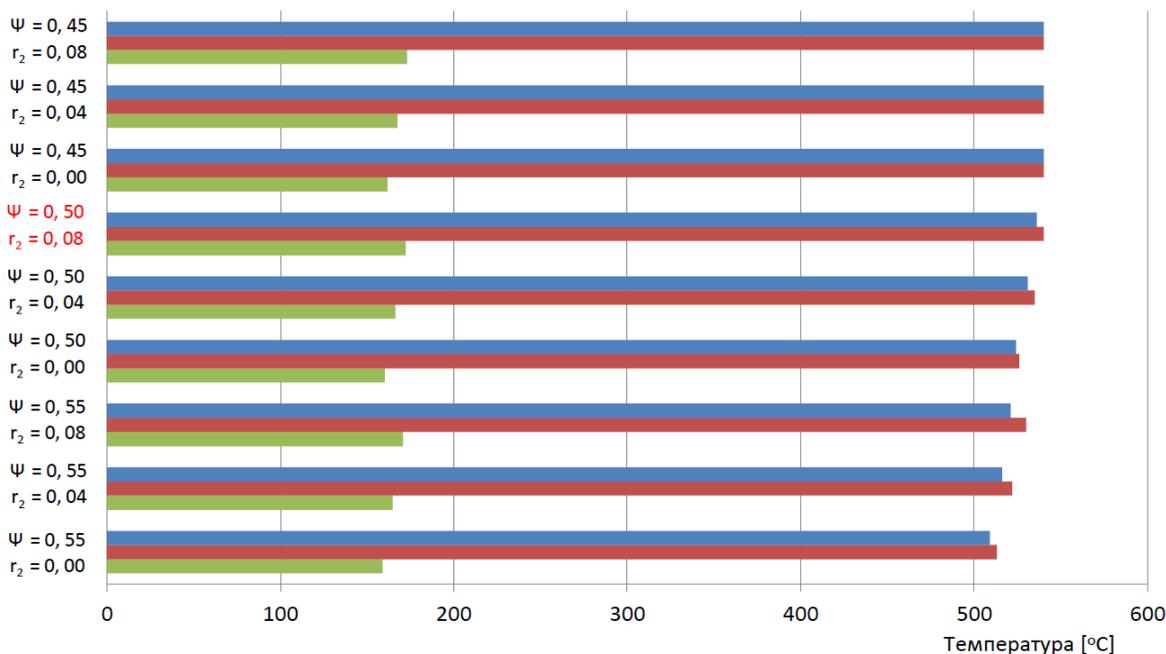
■ - напојна вода; ■ - излаз из загрејача воде; ■ - испаривач; ■ - излаз из ПП1;
 ■ - излаз из ПП2а; ■ - улаз у ПП2б; ■ - излаз из ПП2б; ■ - улаз у ПП3; ■ - излаз из котла

Упоредни приказ излазних температура топлотног предајника и пријемника дат је на слици 54. Са слике следи да су описани услови рада на парној страни достизани са различитим ефикасностима процеса у парном котлу.



Слика 53. Промена температуре на линији накнадно прегрејане паре при промени степена топлотне ефикасности екрана ложишта и удела рециркулисаних хладних гасова

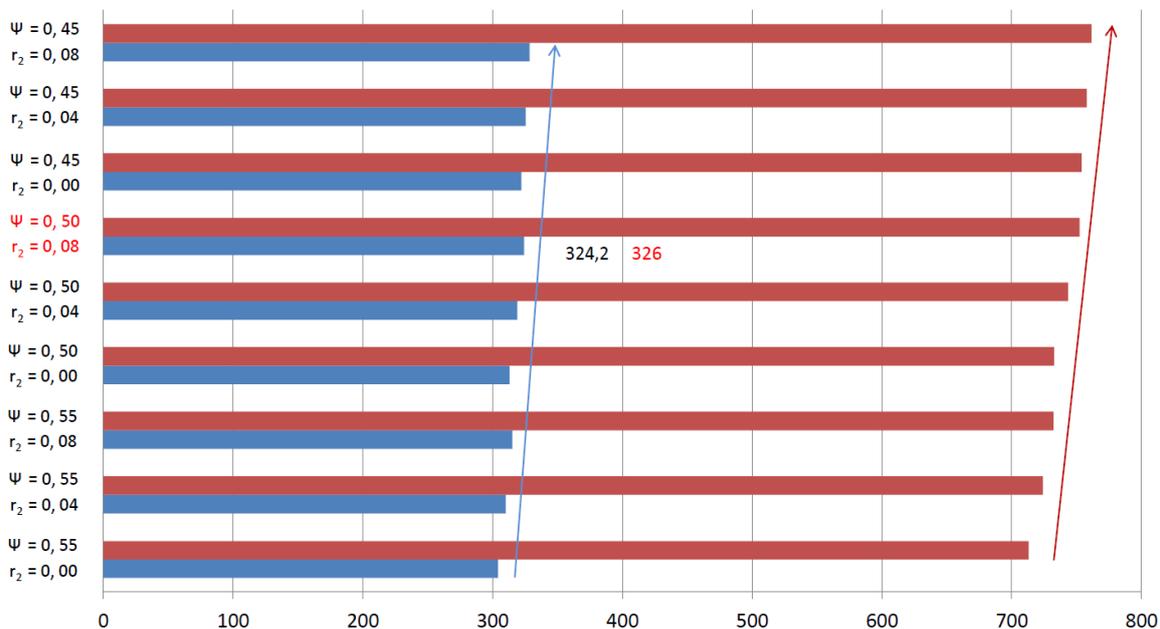
■ - улаз у НПП1; ■ - излаз из НПП1; ■ - улаз у НПП2; ■ - излаз из котла



Слика 54. Промена температура топлотног предајника и пријемника на излазу из котла при промени степена топлотне ефикасности екрана ложишта и удела рециркулисаних хладних гасова

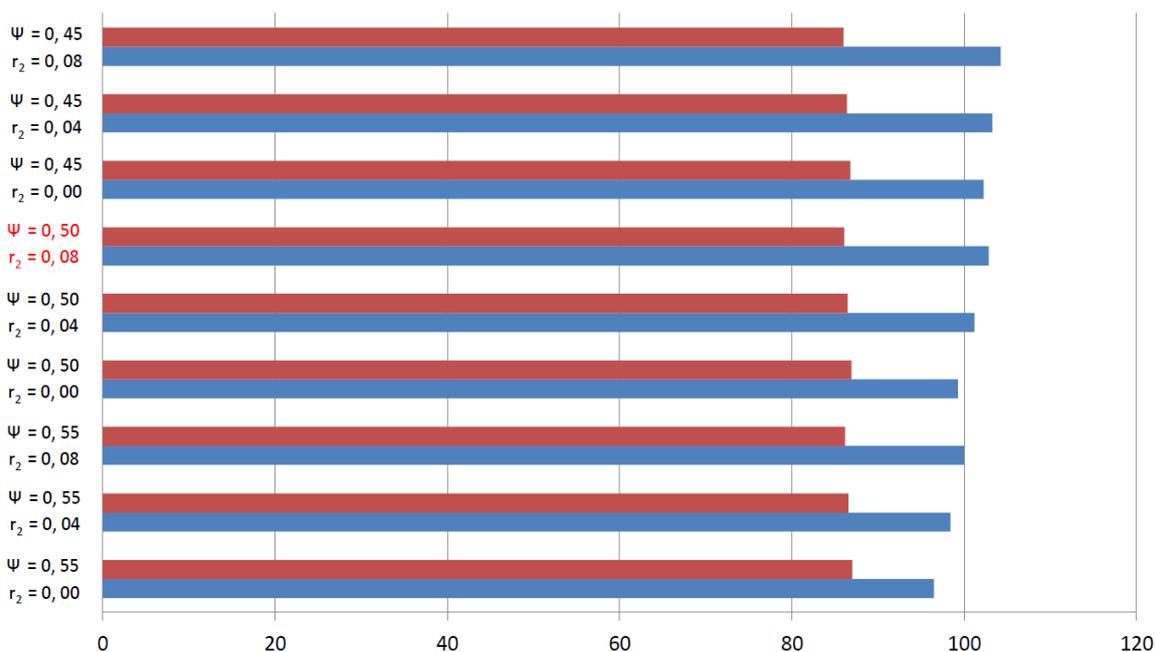
■ - свежа пара; ■ - накнадно прегрејана пара; ■ - димни гасови

Температура продуката сагоревања на излазу из котла повишава се са повећањем рецикулације хладних димних гасова, а са повећањем топлотних отпора наслага на зидовима овакав тренд се додатно погоршава.



Слика 55. Промена унете и корисне снаге термоенергетског процеса при промени степена топлотне ефикасности екрана ложишта и удела рециркулисаних хладних гасова

■ - електрична снага [MW]; ■ - унета енергија у процес по јединици времена [MW]



Слика 56. Промена степена корисности котла и потрошње горива при промени степена топлотне ефикасности екрана ложишта и удела рециркулисаних хладних гасова

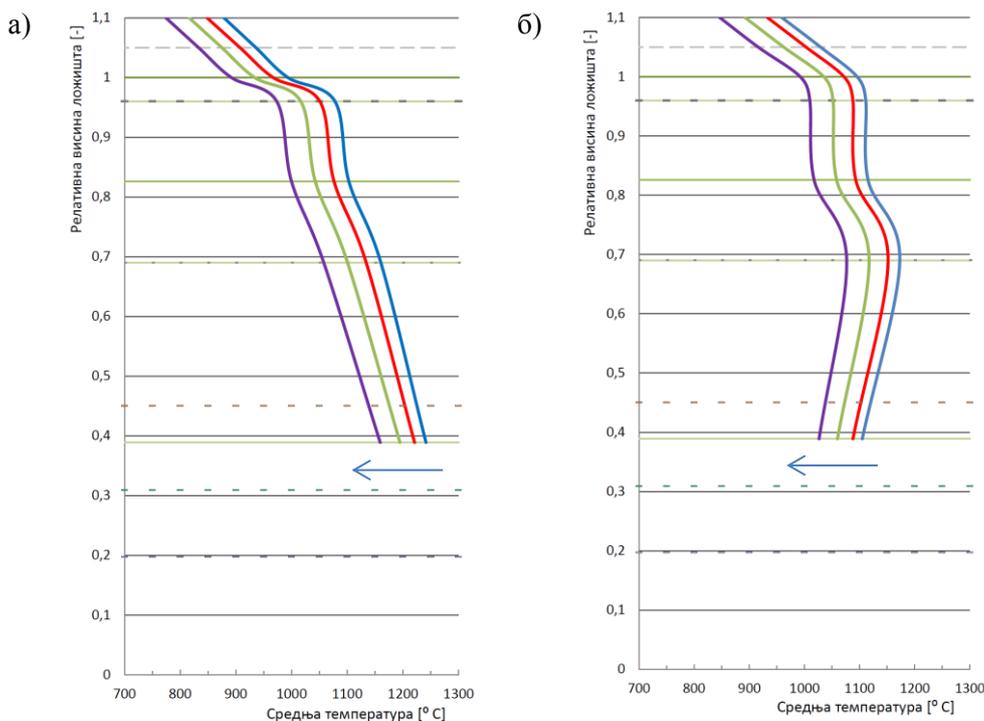
■ - потрошња горива [kg/s]; ■ - степен корисности котла [%]

На слици 55 приказане су промене, које при оваквим радним условима настају на страни уложене снаге у термоенергетски процес и из ње добијеног корисног ефекта на генератору. Тренд раста је приказан стрелицама, а назначени су радни услови који су око оних које је блок један имао у мају 2015. године. Црвеном бојом је истакнута мерена вредност снаге блока.

Исти ефекат може се приказати преко потрошње енергетског парног котла и његовог степена корисности (слика 56) у разматраним условима. Одавде се јасно уочава да порастом ова два параметра долази до пада енергетске ефикасности, односно повећања потрошње горива.

5.2.2. Рад котла при промени продукције

У овом поглављу приказана је кратка анализа промене радних параметара при промени продукције енергетског парног котла у обе концепције подстехиометријског сагоревања. Испитивана је могућност рада при 70, 85, 100 и 110 % од номиналне продукције паре. Детаљи поређених режима рада дати су табеларно у Прилогу (табеле П1.08 - П1.12). На слици 57 приказане су промене средње температуре продуката сагоревања по висини ложишта. Профили средње

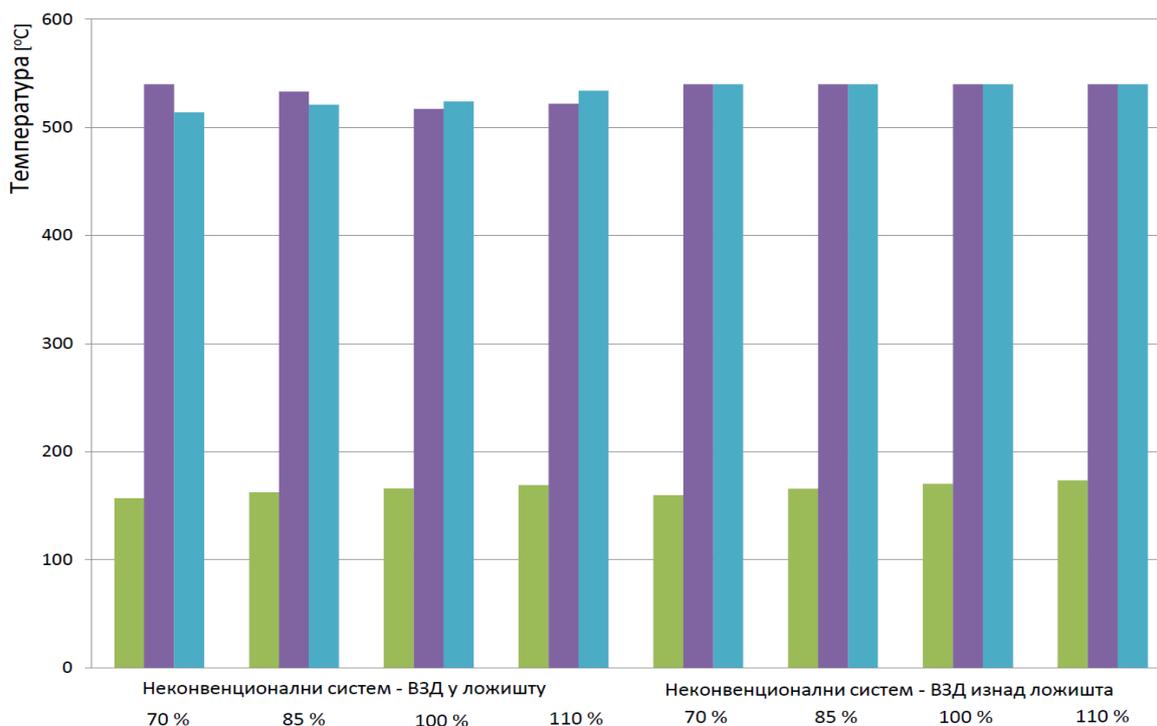


Слика 57. Промена средње температуре продуката сагоревања по висини ложишта котла код система са вишестепеним довођењем ваздуха по висини ложишта и промени продукције паре

- а) довођење ВЗД – ниво 2 на крају ложишта; б) довођење ВЗД – ниво 2 изнад ложишта
■ - оптерећење 110 %; ■ - оптерећење 100 %; ■ - оптерећење 85 %; ■ - оптерећење 70 %;

температуре, у обе концепције, се при смањеној продукцији померају у смеру означеном на графику. Одавде се може уочити да се при повећању протока кроз котло повећава и његово топлотно оптерећење, односно долази до повишења средње температуре продуката сагоревања по висини ложишта. За све случаје узета је најмања вредност топлотних отпора наслага шљаке на зидовима ложишта, односно вредност степена топлотне ефикасности екрана од 0,55.

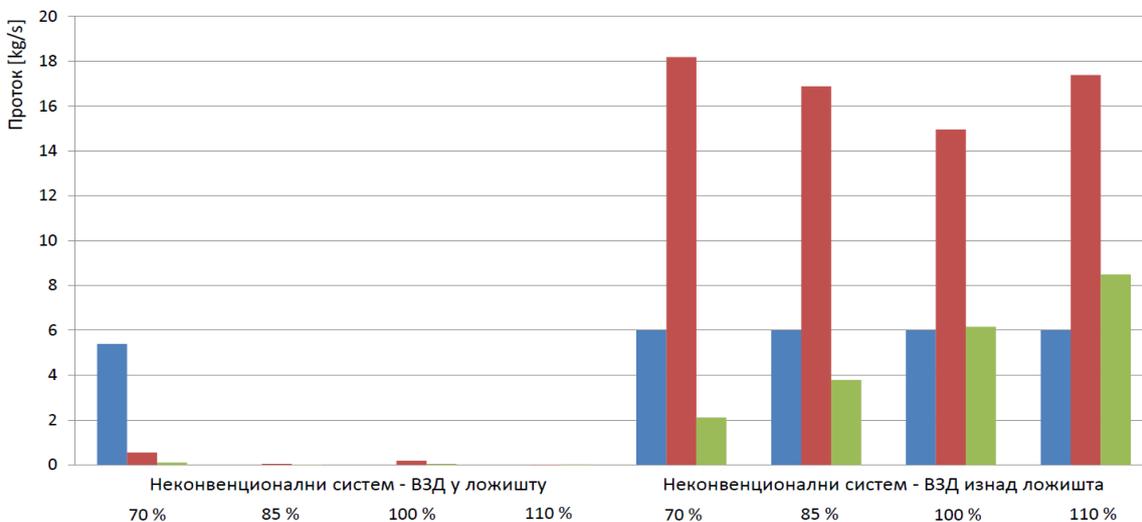
На слици 58 приказане су промене излазних температура свеже и накнадно прегрејане паре, као и продуката сагоревања. Може се уочити да се излазна температура продуката сагоревања у оба случаја повишава са продукцијом паре. У концепцији 2, где је други ниво дозирања ваздуха постављен непосредно пред крај ложишта, не постижу се жељени параметри паре. Температура свеже паре на излазу из котла се снижава са повећањем протока до 100 % продукције, а зати се даљим растом нешто повишава. Температура накнадно прегрејане паре у сталном је порасту са повећањем продукције котла. У другој концепцији у сва четири испитана случаја постижу се жељени параметри на излазима из прегрејача свеже и накнадно прегрејане паре. Температура излазних димних гасова повишава се са повећањем протока независно од концепције сагоревања.



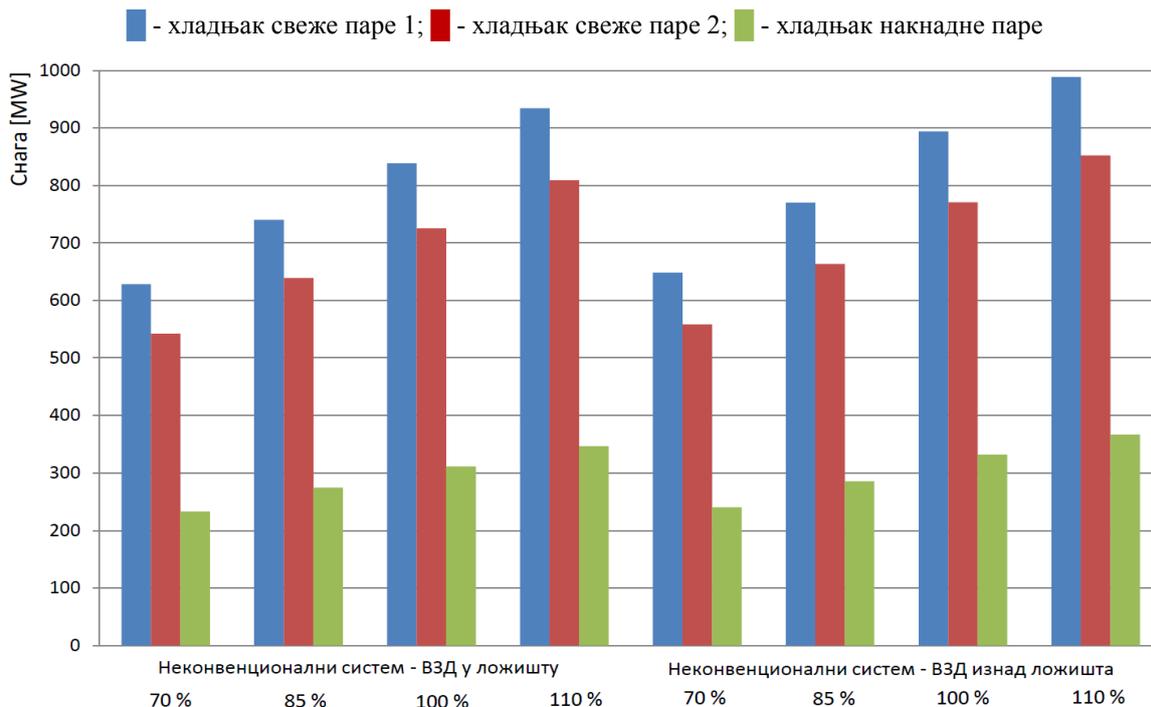
Слика 58. Излазне температуре топлотног предајника и пријемника при раду котла са системом вишестепеног довођења ваздуха по висини ложишта и промени продукције паре

■ - димни гасови; ■ - свежа прегрејана пара; ■ - накнадно прегрејана пара

Утицај овакве промене на проток убризгавања у хладњацама паре приказан је на слици 59. Може се приметити да у случају концепције 2 убризгавања постоје у мањој мери једино при најнижој продукцији котла. Насупрот томе, при концепцији 3 постоје убризгавања при свим тестираним случајевима, а најмању вредност имају при номиналној продукцији.



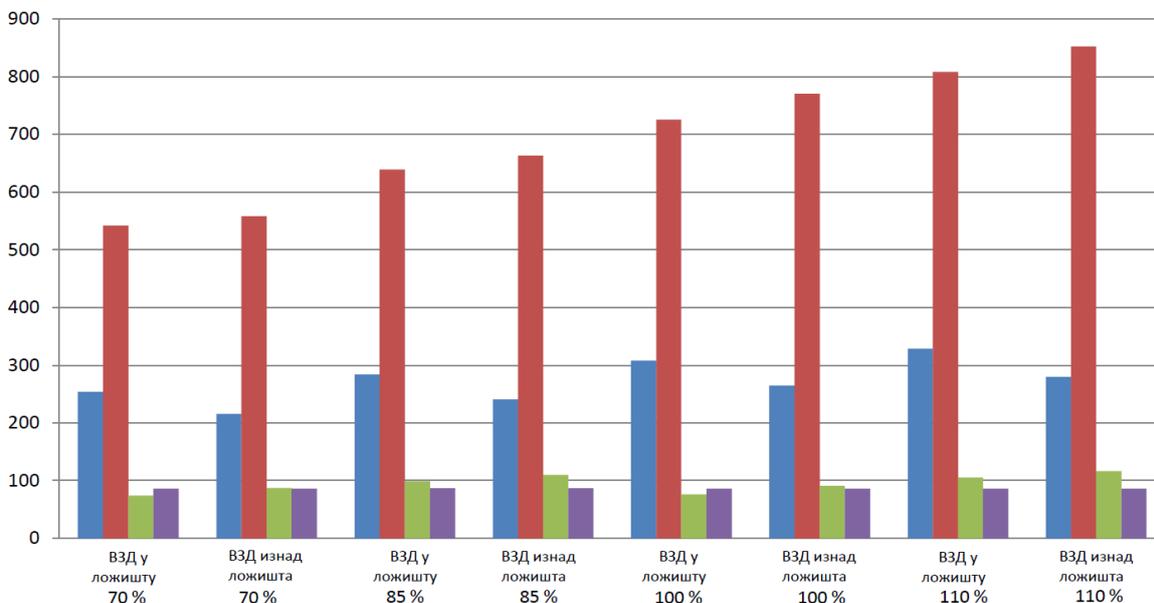
Слика 59. Протоци убризгавања при раду котла са системом вишестепеног довођења ваздуха по висини ложишта и промени продукције паре



Слика 60. Снага у термоенергетском процесу при раду котла са системом вишестепеног довођења ваздуха по висини ложишта и промени продукције паре

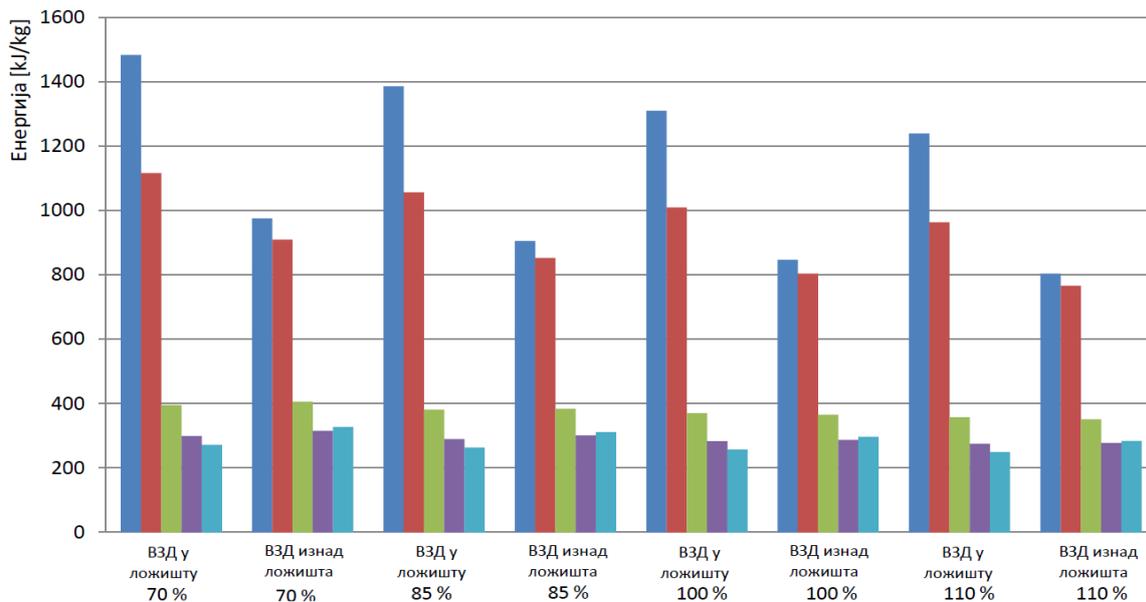
■ - унета енергија у јединици времена; ■ - искоришћена енергија у котлу у јединици времена;
■ - електрична снага

Уложена и искоришћена енергије у топлотном процесу у енергетском котлу, као и произведена електрична енергија приказане су на слици 60. Примећује се општи тренд повећања приказаних вредности са променом продукције. Може се уочити и то да котао у концепцији 3 постиже веће снаге.



Слика 61. Топлотна снага, потрошња и степен корисности котла са системом вишестепеног довођења ваздуха по висини ложишта и промени продукције паре

■ - енергија апсорбована у ложишту [MW]; ■ - енергија апсорбована у котлу [MW];
■ - потрошња горива [kg/s]; ■ - степен корисности котла [%]

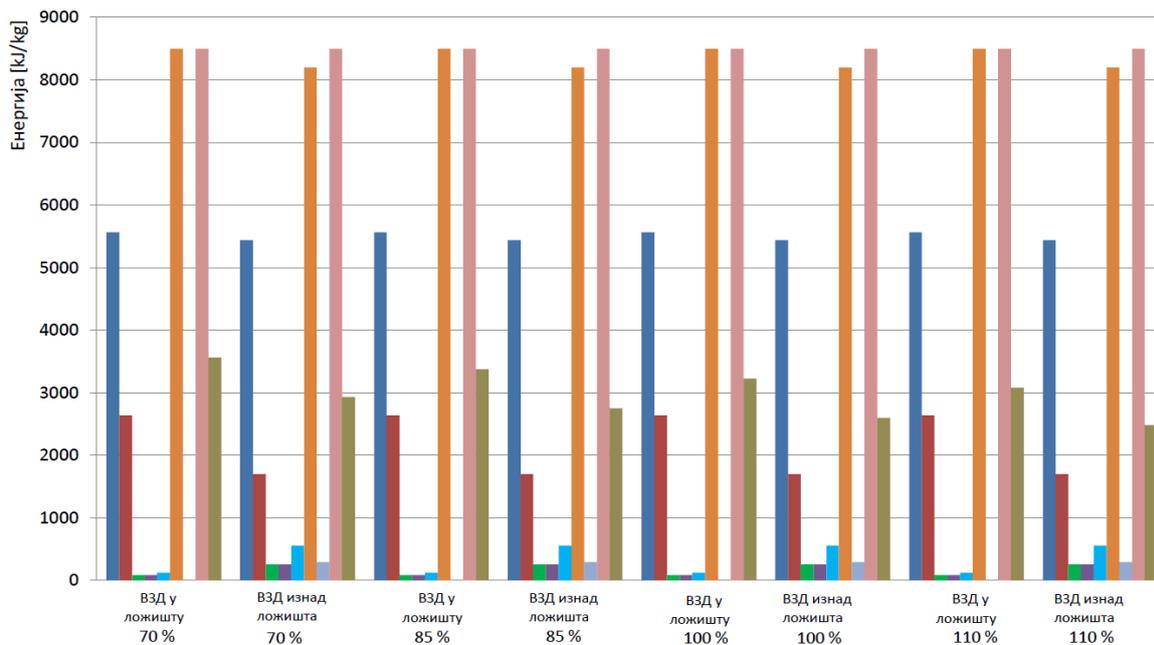


Слика 62. Апсорбована енергија по појединим зонама ложишта котла са системом вишестепеног довођења ваздуха по висини ложишта и промени продукције паре

■ - примарна зона; ■ - секундарна зона; ■ - терцијарна зона;
■ - рециркулациона зона; ■ - излазна зона

Количина топлоте апсорбована у ложишту, потрошња горива и степен корисности котла приказани су на слици 61. Вршена су директна поређења за сваку вредност продукције при раду две анализиране концепције. Тренд је за сваку продукцију исти. Концепција 3 постиже са истим протоком већу снагу, уз сличну ефикасност процеса, при чему се апсорбује нешто мање енергије у самом ложишту. Наравно, због веће снаге котла у концепцији 3 пропорционално је већа и његова потрошња. Након овога испитивања, вршено је поређење апсорбованих количина топлоте по зонама ложишта. Потребно је напоменути да су зоне идентичне услед примене допуњеног модификованог зоналног модела. Графички приказ на слици 62 сугерише да се при свакој продукцији, енергије предате пријемнику у првој и другој зони знатно разликују, док је у остала три она на сличном нивоу. При концепцији 2 увек ће се у горионичким, почетним зонама предати већа количина топлоте испаривачким панелима него код концепције 3.

На слици 63 приказан је ток ослобађања енергије у процесу по појединим зонама и њено поређење са укупно апсорбованом енергијом у ложишту. Може се уочити да се у примарној и секундарној зони ослобађа највећи део енергије. У примарној зони се у обе концепције ослободи слична количина топлоте, док је у



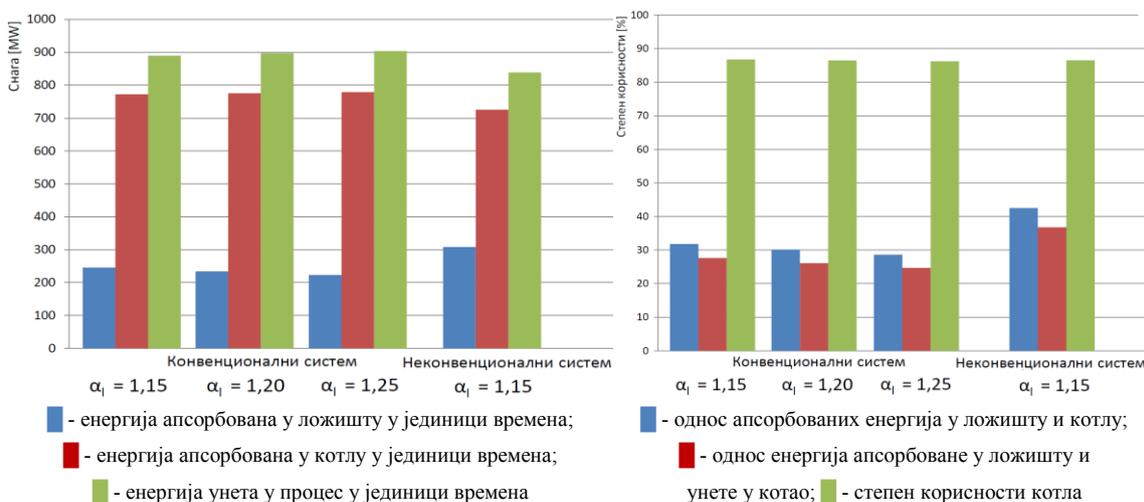
Слика 63. Ослобођена енергија по појединим зонама ложишта котла са системом вишестепеног довођења ваздуха по висини ложишта и промени продукције паре

■ - примарна зона; ■ - секундарна зона; ■ - терцијарна зона; ■ - рецикулациона зона;
 ■ - излазна зона; ■ - изнад ложишта; ■ - котла; ■ - ложиште; ■ - апсорбована у ложишту

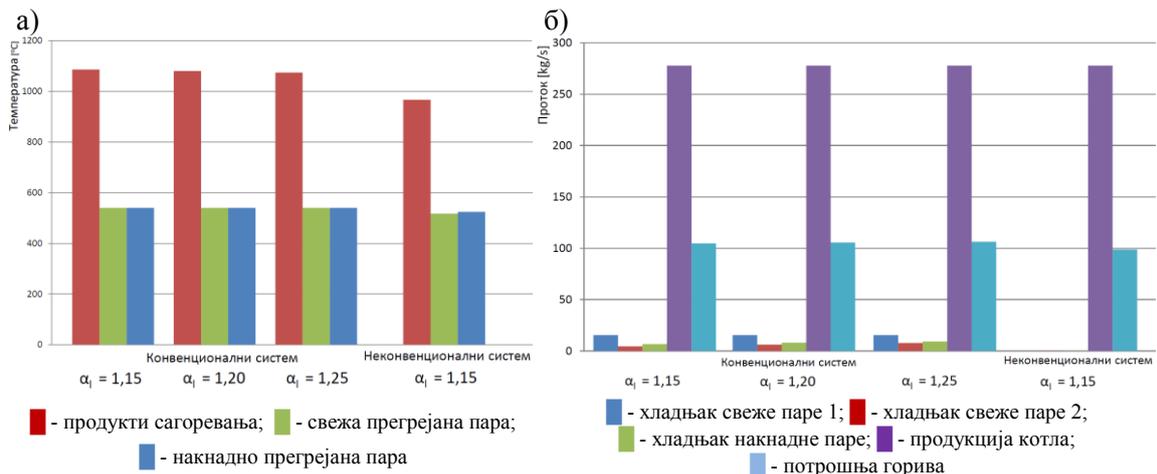
секундарној нешто мања код концепције 3. Ова количина топлоте је, сведено на килограм унесеног горива, приближно иста и не зависи од продукције. У осталим зонама се ослобађа знатно мања енергија, с тим што су ове вредности нешто веће при концепцији 3. Примећује се још да се у ложишту код концепције 2 ослободи целокупна енергија доведена у процес, док се у концепцији 3 један мањи део ослободи у зони изнад ложишта. При свакој продукцији, ложиште у коме се сагоревање одвија при концепцији 2 апсорбује око 20 % више енергије.

5.2.3. Однос ослобођене и пренесене енергије у ложишту

Количина топлоте која се преда пријемнику у испаривачким и прегрејачким цевима постављеним на зидовима ложишта мења се при промени коефицијента вишка ваздуха. На слици 64 приказана је оваква зависност за конвенционалан систем сагоревања. Јасно се уочава повећање количине топлоте предате у ложишту у условима мањег присуства ваздуха. Овакав тренд очекиван је због пораста термичког потенцијала процеса, пошто мања маса продуката сагоревања садржи исту сагоревањем ослобођену количину топлоте. Приказана зависност је допуњена и радом система при концепцији 2, где се види знатнији пораст предате енергије зидовима ложишта него што то предвиђају стандардне концепције сагоревања, а при истој количини ваздуха у процесу. Таква појава, у конвенционалним условима, праћена је увек ефикаснијим радом котла, односно задржавањем вредности његове снаге уз благи пад потрошње горива. Код реорганизованог система сагоревања у концепцији 2 ова појава доводи до знатног



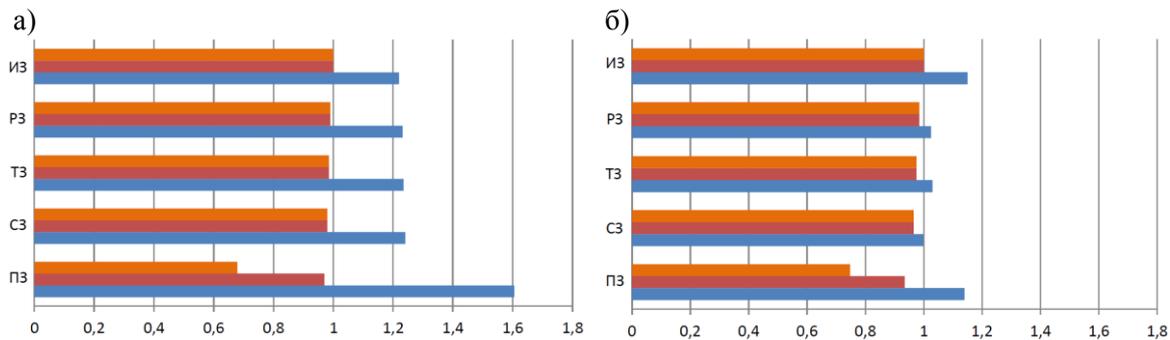
Слика 64. Расподела енергије у парном котлу при промени коефицијента вишка ваздуха у ложишту



Слика 65. Температуре производа сагоревања на излазу из ложишта, свеже и накнадно прегрејане паре (а) и вредности протока убризгавања, продукције и потрошње горива (б) при промени коефицијента вишка ваздуха у ложишту

смањења потрошње горива, али уз опште смањење количине топлоте апсорбоване у котлу. Иако котло задржава ниво ефикасности процеса, његов рад прати смањење количине топлоте произведене паре. Произдукти сагоревања на излазу из ложишта конвенционалног система сагоревања, због мањег присуства ваздуха задржавају вишу температуру. На слици 65 приказано је да овакав утицај код концепције дозирања ваздуха по висини има супротан карактер, односно да је количина топлоте која се преда пријемнику тако велика да доводи до снижења температуре производа сагоревања. Због тога произдукти сагоревања не могу да предају довољно енергије осталим грејним површинама, што снижава параметре паре на излазу и оставља котло без регулационог подручја рада.

На сликама 66 и 67 приказане су локалне вредности коефицијента вишка ваздуха и степена сагорелости, упоредо за разматране концепције сагоревања. Може се видети да у примарној зони највећа количина горива сагори код концепције 2. Ова количина је већа и од оне која сагори у конвенционалним условима, а због већег степена раздвајања угљеног праха предвиђеног овим системом. Брзина ослобађања енергије, како је приказано црвеним пољем, расте са повећањем количине ваздуха доведеног у зону, па је највећа при конвенционалним системима сагоревања. У концепцији 3, где се целокупна количина горива уводи у процес кроз главне горионике, због знатне редукције организовано доведеног ваздуха, сагорева најмање угљеног праха. Може се приметити да се у овој концепцији енергија ослобађа равномерније,

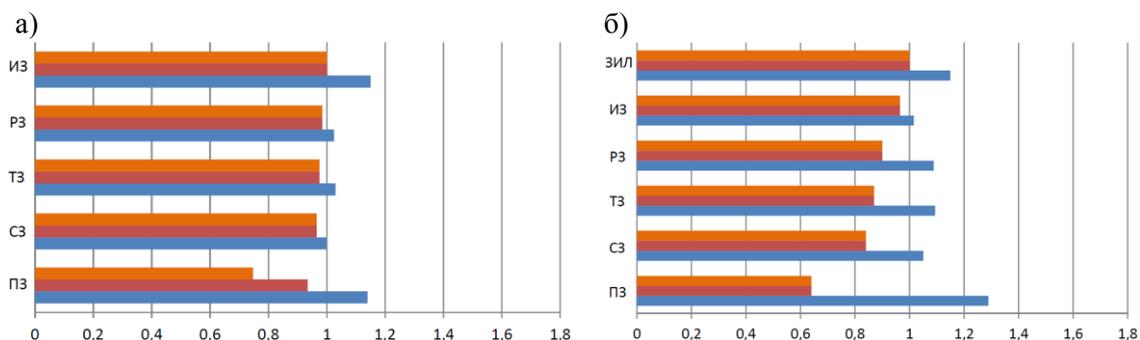


Слика 66. Степен сагорелости горива и коефицијенти вишка ваздуха на излазу из појединих зона а) конвенционални систем сагоревања; б) систем сагоревања са вишестепеним довођењем ваздуха по висини ложишта – ниво ВЗД 2 у ложишту

■ - степен сагорелости укупног горива на излазу из зоне; ■ - степен сагорелости унетог горива на излазу из зоне; ■ - коефицијент вишка ваздуха на излазу из зоне

ПЗ – примарна зона; СЗ – секундарна зона; ТЗ - терцијарна зона; РЗ – рециркулациона зона; ИЗ – излазна зона; ЗИЛ – зона иза ложишта

ступњевито по зонама, док се у претходна два случаја сагоревање у највећој мери одвија у зонама горионика. При стандардно организованом сагоревању уочљиво је стално присуство коначне количине ваздуха веће од теоријске. Најмање вредности локалних вишкова ваздуха су код концепције 2, услед бурног сагоревања у областима ослобођеним дела ваздуха који се у процес уводи вишестепено. У концепцији 3, сагоревање се одвија успорено, тако да су количине преосталог ваздуха по зонама нешто веће, што је најизраженије у области горионика. Ваздух за догоревање на првом нивоу увођења у оба система изазива сличне ефекте при сагоревању мање количине горива. Коначна количина ваздуха за догоревање, чије се место увођења разликује по концепцијама, у мањој мери помаже при коначном догоревању угљеног праха код концепције 2.



Слика 67. Степен сагорелости горива и коефицијенти вишка ваздуха на излазу из појединих зона а) ниво ВЗД 2 у ложишту; б) ниво ВЗД 2 изнад ложишта

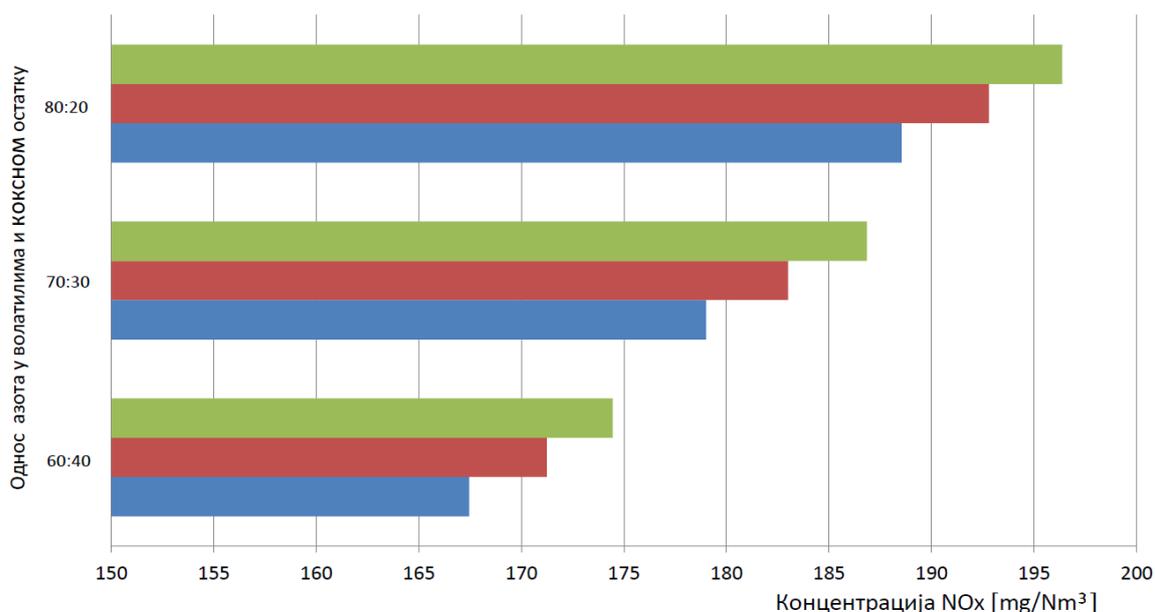
■ - степен сагорелости укупног горива на излазу из зоне; ■ - степен сагорелости унетог горива на излазу из зоне; ■ - коефицијент вишка ваздуха на излазу из зоне

ПЗ – примарна зона; СЗ – секундарна зона; ТЗ - терцијарна зона; РЗ – рециркулациона зона; ИЗ – излазна зона; ЗИЛ – зона иза ложишта

утиче на промену стања топлотног предајника. Са слике 68 се види да је допринос овако измештене енергије количини топлоте предате пријемнику у испаривачу занемарљив.

5.2.4. Промена концентрације азотних оксида

На крају истраживања спроведена је и кратка параметарска анализа количине створених оксида азота као последњег у низу критеријума за оцену квалитета рада парног котла. Варирани су садржаји азота у радној маси горива и њихова расподела у волатилима и коксном остатку. Приказани резултати односе се на изведени систем сагоревања са вишестепеним довођењем ваздуха по концепцији 2 на енергетском парном котлу блока 1 ТЕ Костолац Б. Радни режим котла је пројектни са номиналном продукцијом, 6 горионика у раду и горивом доње топлотне моћи 8373,6 kJ/kg. Са слике 69 се види да се концентрација азотних оксида у продуктима сагоревања на излазу из овако организованог рада ложишта повећава са већим уделом азота у гориву и његовим повећаним садржајем у волатилима. У свим испитаним случајевима при пројектном режиму рада котла концентрација створених азотних оксида је испод захтеване норме од 200 mg/Nm³.



Слика 69. Промена концентрације азотних оксида при раду котла у концепцији 2 зависно од удела азота у гориву и његове расподеле између волатилана и коксног остатка

■ - N^f = 0,5 %; ■ - N^f = 0,4 %; ■ - N^f = 0,3 %

6. Закључак

Потрошња угља у светској енергетици расте и даље ће, у будућности, представљати ослонац земаља које поседују домаћа налазишта овога енергента. Република Србија располаже значајним резервама нискокалоричног лигнита, а у делу ресурса који се тренутно експлоатише има потенцијала и након 2050. године. Постројења на угаљ тренутно задовољавају око 65 % домаће потрошње електричне енергије. У том смислу, предвиђене су ревитализације свих већих инсталисаних капацитета, као и изградња нових термоенергетских постројења.

Квалитет функционисања конвенционалних енергетских котловских постројења изворно се оцењује са аспекта могућности постизања жељеног ефекта, сигурности његовог рада и при томе остварене ефикасности процеса. Постизање ефекта енергетског парног котла представља могућност постројења да у погонским условима оствари жељене, пројектоване параметре рада. Прегрејана пара на излазу из котла ће заправо у потребној количини и квалитету, уз претпоставку исправности осталих компонената, гарантовати достизање излазне величине термоенергетског система, односно електричне снаге на генератору. Сигуран рад котла огледа се у обиму регулационог подручја који представља ниво воде за убризгавање у хладњацима на правцу главног топлотног пријемника. Како постројење непрекидно ради, готово читаве године, од посебног је интереса да има резерву при контроли излазних параметара котловског система. На овакав начин котлоу у експлоатационим условима може да мења оптерећење и прихвата, односно апсорбује поремећаје у раду реалног постројења и обезбеди стабилно напајање агрегата без последица на његов захтевани крајњи ефекат. Ефикасност која се при томе постиже заправо описује енергетски улог за постигнути резултат целокупног система. Потреба за заштитом непосредне човекове околине, условљена сталним растом светске потрошње енергије, пред савремена термоенергетска постројења поставља и додатни услов рада по еколошким нормама. Овакав, посебан аспект квалитета рада постиже се применом нових начина организације сагоревања и савремених технологија прераде продуката сагоревања, које би приликом трансформације енергије фосилних горива обезбедиле функционисање постројења у мање штетним условима по природу и здравље људи.

Контрола формирања азотних оксида, као посебне групе штетних једињења која настају при сагоревању лигнита најчешће за последицу има реорганизацију усталених начина довођења реагујућих струја у процес. Оваква мера редукције садржаја азотних оксида подразумева вишестепено довођење ваздуха по висини ложишта парног котла. Организација процеса у овом виду има за циљ стварање окружења које је неповољно за интензивније формирање загађивача. Рад сложеног котловског постројења у новим условима, као и промене које су при томе настале описани су анализом приказаном у овој докторској тези.

Приликом истраживања коришћен је и потврђен конзервативни приступ у раду, где нове прорачунске методе описа рада елемента сложеног система могу успешно да се примене само као надоградња претходно дефинисаних. Нумеричка симулација је употребљена као веза за превазилажење непознатих проблема насталих у опису процеса у ложишту које функционише по новим шемама сагоревања.

Развијене су методе праћења рада сложеног енергетског постројења, на основу повезивања постојећих интегралних и диференцијалних модела функционисања елемената система. Овакав приступ омогућава шири приказ рада енергетског парног котла који је описан количинама, величинама стања и саставом свих струја које учествују у процесу. Синергијом процедура у целину извршен је избор модела рачунарске механике флуида који описују главне процесе у ложишту енергетског парног котла.

Добијени резултати најпре су потврђени мерењем на енергетском парном котлу блока 2 ТЕ Костолац Б који ради у пројектним условима. Након промене шеме довођења секундарног ваздуха резултати су потврђени и погонским параметрима котла блока 1 који ради у реорганизованим условима.

Потврда решења добијена је и поклапањем резултата профила средње температуре продуката сагоревања у конвенционалном ложишту при постојећим једнодимензијским и нумеричким процедурама које функционишу у склопу описаног система прорачуна.

Радам на овој тези допуњена је и афирмисана модификована зонална метода процене рада ложишта у новим условима сагоревања. Показано је да се овако допуњеном методом у склопу са прорачунима рада осталих грејних

површина и елемената система може успешно предвидети понашање котловског постројења. На овај начин дефинисане су нове зависности степена сагорелости угља по висини ложишта у подстехиометријским условима рада.

Допуњена метода је испитана и не ремети процену рада при стандардним шемама сагоревања. Приказано је да овако проширена метода може да се користи и независно од нивоа увођења ваздуха за догоревање. Овако увећаном облашћу примене сачувано је акумулисано искуство у пројектовању и праћењу рада елемената котловских постројења.

Дефинисаним начином процене рада сложеног постројења могуће је вршити опис рада са четири стране квалитета. Оваквим приступом задржани су устаљени начини описа рада енергетског парног котла уз додатак процењеног нивоа продуктованих азотних оксида.

У раду је наглашено да су поједине оцене квалитета рада енергетског парног котла често супротстављене, то јест, да ефикасан рад није нужно ефикасан и сигуран. У овом смислу достизање нове, еколошке норме може изазвати промену општег нивоа квалитета рада котловског постројења или значајније снижавање или повећавање једног од његових показатеља. Приступ потврђен у овој тези омогућава инжењерско усклађивање тренутних потреба и могућности у реалним радним условима.

Решења приказане анализе показују да се нови услови у ложишту огледају у повећању топлотних флуксева на границама ложишта. Оваква појава изазвана је мањим локалном присуством ваздуха у ложишту, због чега расте температурски потенцијал топлотног процеса. Показано је да већа апсорбована количина топлоте у ложишту не мора нужно да за последицу има вишу температуру продуката сагоревања на крају ложишта. Ова појава највише зависи од интензитета и места коначног завршетка реакције сагоревања.

Анализа упућује на то да се довођењем секундарног ваздухом на више нивоа у ложишту контролишу процеси сагоревања и топлотног преноса енергије, тако да је од нарочите важности интегрална процедура дефинисана у овој тези којом се у кратком временском интервалу може проценити интензитет таквог утицаја.

Како се при новим концепцијама сагоревања ваздух контролисано доводи у ложиште, у складу са брзином трошења кисеоника, реакцију је могуће потпуно завршити са укупно мањом количином ваздуха. Мање ваздуха у процесу задржава општи ниво стања топлотног предајника кроз гасни тракт одакле следи да ће овакав процес увек бити ефикаснији. Функционисање целокупног система које се остварује са мањим протоком секундарног ваздуха имаће и мање експлоатационе трошкове при његовом транспорту.

Све приказане анализе указују на то да пажљивим избором и провером рада постројења овакав систем вишестепеног довођења ваздуха по висини ложишта представља незаобилазан начин организације сагоревања угљеног праха, као вид ефикасног располагања енергијом горива, а који при томе омогућава и стварање мање количине азотних оксида.

Приказаним истраживањем одређени су правци промена интензитета главних процеса при раду енергетских парних котлова са савременим концепцијама сагоревања. Одређене промене имају нарочити значај као полазна база при пројектовању, ревитализацији и вођењу савремених котлова у чију концепцију рада је увршћено вишестепено довођење ваздуха по висини ложишта.

Литература

- [1] EIA International Energy Outlook 2013.
- [2] U.S. Energy Information Administration – Annual Energy Outlook 2015 with projection to 2040.
- [3] Energy Strategy of Russian Federation, Saint-Petersburg Polytechnic University of Peter the Great.
- [4] Стратегија развоја енергетике Републике Србије до 2025. године са пројекцијама до 2030. године.
- [5] Ј. Ђуковић, В. Бојанић, Аерозагађење - појам, стање, извори, контрола и технолошка решења, Д.П. Институт заштите и екологије - Бања Лука, Бања Лука, 2000.
- [6] Directive 2010/75/EU European Union e limit of emissions of harmful substances into the air from large furnace.
- [7] Zh F. Tian, P.J. Witt, M.P. Schwarz, W. Yang, Numerical modeling of Victorian brown coal combustion in a tangentially fired furnace, Energy Fuels 24 (2010) 4971-4979.
- [8] L. Zeng, Zh Li, G. Zhao, Sh Shen, F. Zhang, Numerical simulation of combustion characteristics and NOx emissions in a 300 MWe utility boiler with different outer secondary-air vane angles, Energy Fuels 24 (2010) 5349-5358.
- [9] J. Makovicka, Mathematical model of pulverized coal combustion, Czech Technical University in Prague, Faculty of Nuclear Sciences and Physical Engineering, Prague, Czech Republic, 2008.
- [10] S.C. Hill, L.D. Smoot, Modeling of nitrogen oxides formation and destruction in combustion systems, Prog. Energy Comb. Sci. 26 (2000) 417-458.
- [11] R.G. Heinsohn, R.L. Kabel, Sources and Control of Air Pollution, Prentice - Hall, New Jersey, 1999.

- [12] Tobin, D. Moyeda, W. Zhou, R. Payne, Application of Layered Control Technologies to Significantly Reduce NO_x Emissions from Coal-Fired Boilers, GE Energy, 2nd U.S.-China NO_x Workshop Dalian, China, 2005.
- [13] Steam/its generation and use, Babcock and Wilcox, New York (1972).
- [14] T. Le Bris, F. Cadavid, S. Caillat, S. Pietrzyk, J. Blondin, B. Baudoin, Coal combustion modelling of large power plant, for NO_x abatement, Fuel 86 (2007) 2213-2220.
- [15] L.I. Diez, C. Cortes, J. Pallares, Numerical investigation of NO_x emissions from a tangentially-fired utility boiler under conventional and overfire air operation, Fuel 87 (2008) 1259-1269.
- [16] Бабий В.И., Котлер В.Р. Вербовецкий Э.Х., Механизм образования и способы подавления оксидов азота в пылеугольных котлах. «Энергетик», (1996), 8-13.
- [17] L. Shi, Z. Fu, X. Duan, C. Cheng, Y. Shen, B. Liu, Influence of combustion system retrofit on NO_x formation characteristics in a 300MW tangentially fired furnace, Applied Thermal Engineering 98 (2016) 766-777.
- [18] А.В. Жуйков, Снижение оксидов азота в топках котлов, Journal of Siberian Federal University Engineering & Technologies 6 (2011) 620-628.
- [19] J. Baltasar, M. Carvalho, P. Coelho and M. Costa, Flue gas recirculation in a gas-fired laboratory furnace: measurements and modelling, Fuel 76 (1997), 919-929.
- [20] X. Zhang, J. Zhou, S. Sun, R. Sun, M. Qin, Numerical investigation of low NO_x combustion strategies in tangentially-fired coal boilers, Fuel 142 (2015) 215-221.
- [21] J. H. Yang, J. E. A. Kim, J. Hong, M. Kim, C. Ryu, Y. J. Kim, H. Y. Park, S. H. Baek, Effects of detailed operating parameters on combustion in two 500-MWe coal-fired boilers of an identical design, Fuel 144 (2015) 145-156.
- [22] D. Tian, L. Zhong, P. Tan, L. Ma, Q. Fang, C. Zhang, Influence of vertical burner tilt angle on the gas temperature deviation in a 700 MW low NO_x tangentially fired pulverised-coal boiler, Fuel Processing Technology 138 (2015) 616-628.

- [23] J. Yang, R. Sun, S. Sun, N. Zhao, N. Hao, H. Chen, Y. Wang, H. Guo, J. Meng, Experimental study on NO_x reduction from staging combustion of high volatile pulverized coals. Part 1. Air staging, *Fuel Processing Technology* 126 (2014) 266-275.
- [24] J. Yang, R. Sun, S. Sun, N. Zhao, N. Hao, H. Chen, Y. Wang, H. Guo, J. Meng, Experimental study on NO_x reduction from staging combustion of high volatile pulverized coals. Part 2. Fuel staging, *Fuel Processing Technology* 138 (2015) 445-454.
- [25] Z. Li, G. Liu, Q. Zhu, Z. Chen, F. Ren, Combustion and NO_x emission characteristics of a retrofitted down-fired 660 MWe utility boiler at different loads, *Applied Energy* 88 (2011) 2400-2406.
- [26] G. Liu, Z. Li, Z. Chen, X. Zhu, Q. Zhu, Effect of the anthracite ratio of blended coals on the combustion and NO_x emission characteristics of a retrofitted down-fired 660-MWe utility boiler, *Applied Energy* 95 (2012) 196-201.
- [27] G. Liu, Z. Chen, Z. Li, G. Li, Q. Zong, Numerical simulations of flow, combustion characteristics, and NO_x emission for down-fired boiler with different arch-supplied over-fire air ratios, *Applied Thermal Engineering* 75 (2015) 1034-1045.
- [28] J. Wang, W. Fan, Y. Li, M. Xiao, K. Wang, P. Ren, The effect of air staged combustion on NO_x emissions in dried lignite combustion, *Energy* 37 (2012) 725-736.
- [29] E. Korytnyi, R. Saveliev, M. Perelman, B. Chudnovsky, E. Bar-Ziv, Computational fluid dynamic simulations of coal-fired utility boilers: an engineering tool, *Fuel* 88 (2009) 9-18.
- [30] C.R. Choi, C.N. Kim, Numerical investigation on the flow, combustion and NO_x emission characteristics in a 500 MWe tangentially fired pulverized-coal boiler, *Fuel* 88 (2009) 1720-1731.
- [31] L. Huang, Z. Li, R. Sun, J. Zhou, Numerical study on the effect of the over fire air to the air flow and coal combustion in a 670t/h wall-fired-boiler, *Fuel Process. Technol.* 87 (2006) 363-371.

- [32] S. Belosevic, M. Sijercic, N. Crnomarkovic, B. Stankovic, D. Tucakovic, Numerical prediction of pulverized coal flame in utility boiler furnaces, *Energy Fuels* 23 (2009) 5401-5412.
- [33] S. Belosevic, M. Sijercic, D. Tucakovic, S. Oka, Three-dimensional modeling of utility boiler pulverized coal tangentially fired furnace, *Heat Mass Transf.* 49 (2006) 3371-3378.
- [34] S. Belosevic, M. Sijercic, D. Tucakovic, N. Crnomarkovic, A numerical study of a utility boiler tangentially-fired furnace under different operating conditions, *Fuel* 87 (2008) 3331-3338.
- [35] C.H. Scott, L.D. Smoot, A comprehensive three-dimensional model for simulation of combustion systems: PCGC-3, *Energy&Fuels* 7 (1993), 874-883.
- [36] J. Fan, L. Qian, Y. Ma, P. Sun, K. Cen, Computational modeling of pulverized coal combustion processes in tangentially fired furnaces, *Chemical Engineering Journal* 81 (2001), 261-269.
- [37] L. X. Zhou, L. Li, R. X. Li, J. Zhang, Simulation of 3-D gas-particle flows and coal combustion in a tangentially fired furnaces using a two-fluid trajectory model, *Powder Technology* 125 (2002), 226-233.
- [38] S.H. Baek, H.Y. Park, S.H. Ko, The effect of the coal blending method in a coal fired boiler on carbon in ash and NO_x emission, *Fuel* 128 (2014) 62-72.
- [39] R.I. Backreedy, J.M. Jones, L. Ma, M. Pourkashanian, A. Williams, A. Arenillas, B. Arias, J.J. Pis, F. Rubiera, Prediction of unburned carbon and NO_x in a tangentially fired power station using single coals and blends, *Fuel* 84 (2005) 2196-2203.
- [40] Y. Zhou, T. Xu, S. Hui, M. Zhang, Experimental and numerical study on the flow fields in upper furnace for large scale tangentially fired boilers, *Appl. Therm. Eng.* 29 (2009) 732-739.

- [41] S. Belosevic, V. Beljanski, I. Tomanovic, N. Crnomarkovic, D. Tucakovic, T. Zivanovic, Numerical analysis of NO_x control by combustion modifications in pulverized coal utility boiler, *Energy Fuels* 26 (2012) 425-442.
- [42] W.P. Adamczyk, S. Werle, A. Ryfa, Application of the computational method for predicting NO_x reduction within large scale coal-fired boiler, *Appl. Therm. Eng.* 73 (2014) 343-350.
- [43] S. P. Visona, B. R. Stanmore, Modeling NO_x Release from a Single Coal Particle I. Formation of NO from Volatile Nitrogen, *Combustion and Flame* 105 (1996) 92-103.
- [44] R.P. Van der Lans, P. Glarborg, K. Dan-Johansen, Influence of process parameters on nitrogen oxide formation in pulverized-coal burners. *Progress in Energy and Combustion Science* 23 (1997) 4349-4377.
- [45] V.I. Kouprianov, V. Tanetsakunvatanab, Optimization of excess air for the improvement of environmental performance of a 150 MW boiler fired with Thai lignite, *Applied Energy* 74 (2003) 445-453.
- [46] N. Orfanoudakis, A. Vakalis, K. Krallis, A. Hatziapostolou, N. Vlachakis, Emission reduction techniques & economics in coal-fired power plants, *International conference on modelling, monitoring and management of air pollution No12, Rhodes, Grece*, (2004) 14, 791-800.
- [47] V.I. Kouprianov, Influence of lignite quality on airborne emissions from power generation in the Russian Far East and in Northern Thailand, *Fuel Processing Technology* 76 (2002) 187-199.
- [48] B.R. Stanmore, S.P. Visona, Prediction of NO_x emissions from a number of coal-fired power station boilers, *Fuel Processing Technology* 64 (2000) 25-46.
- [49] P. Plaza, A. J. Griffiths, N. Syred, T. Rees-Gralton, Use of a Predictive Model for the Impact of Cofiring Coal/Biomass Blends on Slagging and Fouling Propensity, *Energy & Fuels* 23 (2009) 3437-3445.
- [50] V.I. Kouprianov, Modeling of thermal characteristics for a furnace of a 500 MW boiler fired with high-ash coal, *Energy* 26 (2001) 839-853.

- [51] T. Asotani, T. Yamashita, H. Tominaga, Y. Uesugi, Y. Itaya, S. Mori, Prediction of ignition behavior in a tangentially fired pulverized coal boiler using CFD, *Applied Fuel* 87 (2008) 482-490.
- [52] Janos M. Beer, High efficiency electric power generation: The environmental role, *Progress in Energy and Combustion Science* 2 (2007), 107-134.
- [53] *Combustion fossil power, Combustion engineering*, Windsor, Connecticut (1991).
- [54] A. B. Musa, X. Zeng, Q. Fang, H. Zhou, Numerical Simulation on Improving NO_x Reduction Efficiency of SNCR by Regulating the 3-D Temperature Field in a Furnace, *Advanced Materials Research*, 807-809 (2013) 1505–1513.
- [55] R. Holkar, O. D. Hebbal, CFD Analysis of Pulverised-Coal Combustion of Burner Used In Furnace with Different Radiation Models, *Journal of Mechanical and Civil Engineering* 2 (2013), 25-34.
- [56] L. Huang, Z. Li, R. Sun, J. Zhou, Numerical study on the effect of the Over-Fire-Air to the air flow and coal combustion in a 670 t/h wall-fired boiler, *Fuel Processing Technology* 87 (2006) 363-371.
- [57] E.H. Chui, H. Gao, A.J. Majeski, G.K. Lee, Performance improvement and reduction of emissions from coal-fired utility boilers in China, *Energy Sustain. Dev.* 14 (2010) 206-212.
- [58] L. I. Diez, Cristobal Cortesa, Antonio Campo, Modelling of pulverized coal boilers: review and validation of on-line simulation techniques, *Applied Thermal Engineering* 25 (2005) 1516-1533.
- [59] H.Y. Park, M. Faulkner, M.D. Turrell, P.J. Stopford, D.S. Kang, Coupled fluid dynamics and whole plant simulation of coal combustion in a tangentially fired boiler, *Fuel* 89 (2010) 2001-2010.
- [60] Т. Живановић, Љ. Бркић, Д. Туцаковић, Прорачун постројења за припрему угљеног праха, Машински факултет Универзитета у Београду, Београд, Србија, 2005.

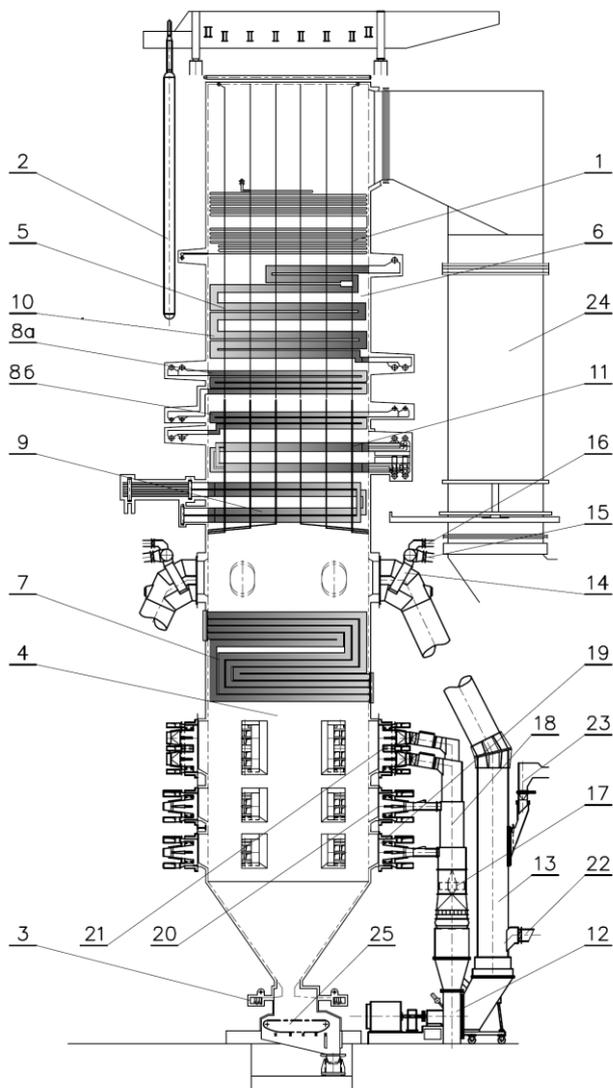
- [61] Љ. Бркић, Т. Живановић, Д. Туцаковић, Термички прорачун парних котлова, Машински факултет Универзитета у Београду, Београд, Србија, 2006.
- [62] Љ. Бркић, Т. Живановић, Д. Туцаковић, Парни котлови, Машински факултет Универзитета у Београду, Београд, Србија, 2010.
- [63] Љ. Бркић, Т. Живановић, Д. Туцаковић, Аеродинамички прорачун парних котлова, Машински факултет Универзитета у Београду, Београд, Србија, 2006.
- [64] N.V. Kouznetsov, V.V. Mitor, I.E. Dubovsky, E.S. Karasina, Thermal calculation of steam boilers: Normative Method, Moscow: Energy, 1973.
- [65] D. Tucakovic, T. Zivanovic, V. Stevanovic, S. Belosevic, R. Galic, A computer code for the prediction of mill gases and hot air distribution between burners sections at the utility boiler, Appl. Therm. Eng. 28 (2008) 2178-2186.
- [66] S. V. Patankar, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Hemisphere, New York, (1980).
- [67] Ц. Црнојевић, Транспорт чврстих материјала флуидима, Машински факултет Универзитета у Београду, Београд, Србија, 2002.
- [68] Ж. Стевановић, Нумерички аспекти турбулентног преношења импулса и топлоте, Машински факултет, Универзитет у Нишу, Ниш, Србија, 2008.
- [69] В. Е. Launder, D. В. Spalding, Lectures in Mathematical Models of Turbulence, Academic Press, London, England (1972).
- [70] D. E. Stock, Particle dispersion in Turbulent flow, Proceedings ICMF 95-Kyoto (1995), PL2-1-13.
- [71] С. Yin, S.Caillat, J. L. Harion, В. Baudoin, E. Perez, Investigation of the flow , combustion, heat-transfer and emissions from a 609 MW utility fired pulverized coal boiler, Fuel 81 (2002), 997-1006.
- [72] S. A. Morsi and A. J. Alexander, An Investigation of Particle Trajectories in Two-Phase Flow Systems, J. Fluid Mech. 55 (1972) 193-208.

- [73] S. Badzioch, P. G. W. Hawksley, Kinetics of Thermal Decomposition of Pulverized Coal Particles, *Ind. Eng. Chem. Process Design and Development*, 9 (1970) 521-530.
- [74] S. T. Thynell, Discrete-ordinates method in radiative heat transfer, *International Journal of Engineering Science* 36 (1998) 1651-1675.
- [75] M. Sakami, A. Charette, V. Le Dez, Radiative heat transfer in three-dimensional enclosures of complex geometry by using the discrete-ordinates method, *J. Quant. Spectrosc. Radiat. Transfer* 59 (1998), 117-136.
- [76] J. Warnatz, *NO_x Formation in High Temperature Processes*, University of Stuttgart, Germany.
- [77] ANSYS FLUENT User's Guide, ANSYS, Inc, 2012.
- [78] F. C. Lockwood, C. A. Romo-Millanes, Mathematical Modelling of Fuel - NO Emissions From PF Burners. *J. Int. Energy*, 65 (1992) 144-152.
- [79] Н.В. Кузнецов, Митор В.В. Топловой расчет котельных агрегатов, нормативный метод, Энергия, Москва 1973.
- [80] Љ. Бркић, Прилог избору система сушења домаћих лигнита за котлове блокова велике снаге, докторски рад, Машински факултет Универзитета у Београду, Београд, 1980.

Прилог

П.1. Технички опис предметног енергетског парног котла ТЕ Костолац Б

Диспозиција енергетског парног котла у ТЕ Костолац Б са конвенционалним системом сагоревања приказана је на слици П1.



Слика П1. Парни котло са конвенционалним системом сагоревања у ТЕ Костолац Б;

1. Загрејач воде; 2. Сепаратор; 3. Доњи колектори ложишних екрана; 4. Ложиште; 5. Носеће цеви; 6. Конвективни гасни канал; 7. Озрачени прегрејач; 8. Конвективни прегрејачи (а и б); 9. Полуозрачени (излазни) прегрејач свеже паре; 10. Први ступањ накнадног прегрејача; 11. Други (излазни) ступањ накнадног прегрејача; 12. Вентилаторски млин за угља; 13. Рециркулациони канал; 14. Глава рециркулационог канала; 15. Прикључак за довођење примарног ваздуха; 16. Прикључак за довођење хладних гасова; 17. Раздвајач аеросмеше; 18. Канал за аеросмешу; 19. Доња етажа главног горионика; 20. Горња етажа главног горионика; 21. Горионик за отпарке; 22. Прикључак за довођење хладног ваздуха; 23. Прикључак за довођење угља; 24. Лимени гасни канал

Радне карактеристике парног котла:

Номинална продукција свеже паре	$D = 277,78 \text{ kg/s}$
Притисак свеже прегрејане паре	$p_s = 18,6 \text{ МПа}$
Температура свеже прегрејане паре	$t_s = 540 \text{ }^\circ\text{C}$
Проток накнадно прегрејане паре	$D_r = 248,8 \text{ kg/s}$
Притисак накнадно прегрејане паре	$p_{rs} = 4,375 \text{ МПа}$
Температура накнадно прегрејане паре	$t_{rs} = 540 \text{ }^\circ\text{C}$
Притисак паре за накнадно прегревање	$p_r = 4,604 \text{ МПа}$
Температура паре за накнадно прегревање	$t_r = 334 \text{ }^\circ\text{C}$
Притисак напојне воде	$p_{nv} = 20,46 \text{ МПа}$
Температура напојне воде	$t_{nv} = 255 \text{ }^\circ\text{C}$

Котао се састоји од загрејача воде (1), озраченог испаривача на зидовима ложишта (4), три ступња прегрејача свеже паре и два ступња прегрејача накнадно прегрејане паре. Регулација температуре свеже и накнадно прегрејане паре врши се убризгавањем воде у хладњаке постављене између одговарајућих грејних површина. Котао је опремљен са индивидуалним постројењима за припрему угљеног праха. Млевење и сушење угља одвија се симултано у вентилаторским млиновима на чијем се излазу налазе сепаратори угљеног праха. Сушење се врши продукцијом сагоревања који се са краја ложишта у млин доводе рециркулационим каналима (13). Регулација температуре аеросмеше врши се примарним ваздухом који се у главу рециркулационог канала (14) доводи кроз прикључак (15) и хладним рециркулисаним димним гасовима са краја котла који се доводе кроз прикључак (16). Након млинског сепаратора постављен је раздвајач који формира две струје аеросмеше. После раздвајања, примарна струја се одводи у доњу (19) и горњу (20) етажу главног горионика, а секундарна у горионик за отпарке (21). Хладан ваздух се у млин по потреби доводи кроз прикључак (22), а угаљ у рециркулациони канал кроз прикључак (23). Димни гасови продуктовани сагоревањем угља у ложишту (4) струје преко полуозраченог прегрејача свеже паре (9), другог ступња накнадног прегрејача (11), конвективних прегрејача свеже паре (8б и 8а), првог ступња накнадног прегрејача (10) и загрејача воде (1), а затим скрећу у гасни канал (24) на чијем се крају налази пар регенеративних

ротационих загрејача ваздуха, након којих се преко електрофилтра кроз димњак одводе у атмосферу.

Напојна вода се доводи у загрејач воде (1) где је наструјавање воде и димних гасова супротносмерно. Након загревања, меша се са водом из сепаратора (2). Ова мешавина преко филтра доспева у циркулациону пумпу која је потискује у прстенасти колектор (3) који напаја екране ложишта (4) изведене у облику мембранских зидова. Један део екрана се на крају ложишта разводи у носеће цеви (5) о које су овешени ступњеве прегрејача паре и загрејач воде. Конвективни гасни канал је такође екранисан цевима. Мешавина воде и паре из екранских цеви ложишта, носећих цеви и екранских цеви конвективног канала, преко система колектора који се налазе на врху конвективног канала, одводи се у сепаратор (2) у коме се врши раздвајање фаза. Водена фаза одатле, а након мешања са напојном водом, ступа у претходно описани круг, док се пара одводи на прегревање, прво током свеже паре, а након експанзије у турбини високог притиска и током накнадно прегрејане паре.

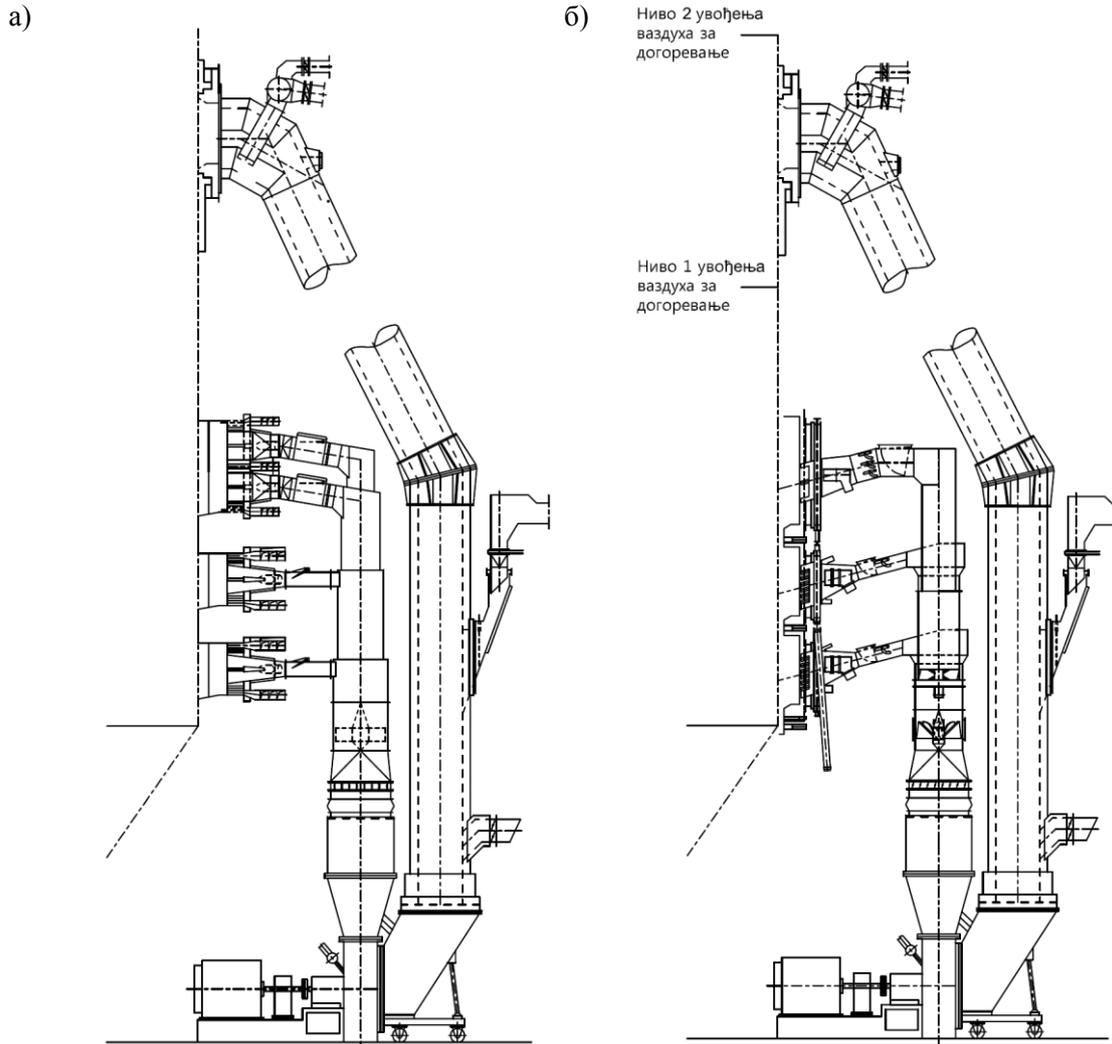
Пара из сепаратора (2) се доводи, најпре у озрачени прегрејач (7) који представља први ступањ прегревања свеже паре састављен од четири панела постављена на зидовима ложишта. После озраченог прегрејача пара се одводи у конвективне прегрејаче (8а и 8б) који представљају други и трећи ступањ прегревања свеже паре између којих се налази хладњак са убризгавањем бр. 1. Наструјавање прегрејане паре и димних гасова у овим прегрејачима је супротносмерно. Након конвективних прегрејача пара долази у хладњак са убризгавањем бр. 2, а затим у полуозрачени прегрејач (9) који представља четврти, излазни ступањ прегревања свеже паре. Овај прегрејач изведен је у облику цевних застава а наструјавање прегрејане паре и димних гасова на њему врши се истосмерно.

Након експандирања у турбини високог притиска пара се води у први ступањ накнадног прегревања (10) који је изведен са супротносмерним наструјавањем. Из првог ступња пара долази у хладњак са убризгавањем бр. 3, а затим у други (излазни) ступањ накнадног прегревања паре (11) који је изведен у форми цевних застава. Наструјавање накнадно прегрејане паре и димних гасова у

излазном ступњу прегревања је истосмерно. Из другог ступња накнадног прегрејача пара се одводи на експанзију у турбину средњег и ниског притиска.

Након модернизације нема промена на цевном систему главног топлотног пријемника. Промене настале увођењем примарних мера огледају се у начину допремања загрејаног ваздуха.

За припрему угљеног праха који сагорева у ложишту парног котла предвиђено је осам млинских постројења од којих се свако састоји од бункера за угља, дозатора, млинског додавача, рецикулационог канала, вентилаторског млина, млинског сепаратора, раздвајача аеросмеше, горионика и одговарајућих канала за аеросмешу са прикључцима за ваздух и хладне рецикулисаних гасове. Постојење за припрему угљеног праха, пре и након примене новог система сагоревања, приказано је на слици П2. Рецикулациони канал служи за довод врелих гасова (продуката сагоревања) са краја ложишта којима се врши сушење угља у вентилаторском млину. Температура аеросмеше регулише се помоћу примарног ваздуха и димних гасова рецикулисаних са краја котла. Они се након мешања заједно уводе у главу рецикулационог канала. После додавања угља у струју, овако припремљеног сушећег агенса, по току мешавине у рецикулациони канал могуће је довести (по потреби) још и хладан ваздух. Оваква мешавина одводи се у вентилаторски млин са уграђеним инерцијалним сепаратором угљеног праха. У каналима аеросмеше, којима се она дистрибуира до ложишта, а иза млинског сепаратора постављен је један центрифугални раздвајач аеросмеше са могућношћу промене степена раздвајања угљеног праха закретањем крилаца. Између раздвајача и горионика постављен је вертикални канал за аеросмешу чији се пресек степенасто смањује у смеру струјања аеросмеше. На овај начин најгрубље самлевен угљени прах из примарне струје доспева у доњу етажу а нешто финији у горњу етажу главног горионика. На исти начин, прах из секундарне струје, нешто мање финоће, улази у ложиште кроз доњи, а најфинији прах кроз горњи горионик за отпарке. Гасовита компонента аеросмеше у поједине горионике доспева у количини обрнуто сразмерној отпорима струјања. У примарну зону (главне горионике) доспева 70 % угљеног праха и 50 % отпарака, док се остатак аеросмеше одводи у секундарну зону (горионике за отпарке).



Слика П2. Постројење за припрему угљеног праха

а) рад котла са конвенционалним системом сагоревања;

б) рад котла са системом сагоревања при вишестепеном довођењу ваздуха по висини ложишта

Модернизација спроведена на парном котлу блока 1 ТЕ Костолац Б (који је до 2015. године радио са конвенционалним системом сагоревања, како тренутно и даље функционише парни котао блока 2) подразумева увођење примарних мера за смањење концентрације, приликом сагоревања, продуктованих азотних оксида, а односи се на организацију сагоревања у подстехиометријским условима. На слици П3 су приказане разлике у шемама сагоревања конвенционалног приступа и две разматране концепције вишестепеног довођења загрејаног ваздуха по висини ложишта у два нивоа. Варијантно решење са увођењем загрејаног ваздуха непосредно пред излаз продуката сагоревања из ложишта изведено је на блоку 1.

У циљу примене овакве шеме сагоревања реконструисано је и постројење за припрему угљеног праха приказано на слици П2. У каналу аеросмеше непосредно изнад инерцијалног сепаратора смештена су два раздвајача аеросмеше (први са подесивим а други са фиксним крилцима). Након првог раздвајача аеросмеше 40 % најкрупнијих честица угљеног праха одлазе првим (доњим) нагнутиим каналом у доњи главни горионик заједно са 25 % транспортног флуида. Даљим током преостала количина аеросмеше, наструјава други раздвајач аеросмеше смештен на улазу у канал за секундарну струју. После другог раздвајача, додатних 40 % крупнијих честица угљеног праха одлазе другим (средњим) нагнутиим каналом аеросмеше у горњи главни горионик заједно са још 25 % укупног транспортног флуида. Каналом за отпарке 20 % по маси укупног капацитета млевења, најфинијих честица угљеног праха заједно са преосталих 50 % транспортног флуида скрећу у трећи нагнути канал и одлазе у горионик за отпарке. Канали за аеросмешу су нагнути под углом од 15° према ложишном левку и снабдевени су регулационим органима за остваривање наведене расподеле угљеног праха и транспортног флуида по висини ложишта. На прерасподелу угљеног праха по висини ложишта у одређеној мери може се утицати променом угла постављања крилаца првог раздвајача аеросмеше.

При концепцији 3 сагоревања која није изведена у погону, предвиђен је прелазак на класични индивидуални систем припреме угљеног праха, при коме се целокупна струја аеросмеше, након сепарације крупнијих честица на излазу млина, равномерно уводи само у главне горионике. Однос транспортног флуида и угљеног праха у горионицима је уједначен. Потребно је још напоменути, да се ваздух за коначно догоревање у нивоу изнад ложишта уводи системом великог броја млазница које су распоређене на копљима смештеним у прву прегрејачку површину по току продукта сагоревања након ложишта. На овакав начин омогућено је равномерно, готово мрежно дистрибуирање ваздуха у пресеку где је потребно довршити реакцију сагоревања горивих компонената. Модификација система у овом правцу омогућава повећавање ограниченог простора на коме се врши сагоревање честица угљеног праха.

П.1.1. Техничка и елементарна анализа разматраних угљева

Табела П1.0

Назив	Ознака	Јединица мере	Доња топлотна моћ горива [kJ/kg]	
			8373,6	7240
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>
Техничка анализа				
Садржај минералних материја	A^r	%	18,41	20,44
Садржај воде	W^r	%	43,37	42,34
Садржај укупног сумпора	S_u^r	%	1,10	1,10
Садржај сумпора у пепелу	S_A^r	%	0,54	0,58
Садржај волатила у радној маси	V^r	%	22,60	21,56
Садржај сагорљивих материја	G^r	%	38,28	37,22
Горња топлотна моћ	H_g	kJ/kg	9990	8340
Садржај сагорљивог сумпора	S_g^r	%	0,56	0,52
Садржај кокса	K^r	%	34,03	36,10
Садржај фиксног угљеника	C_{fix}	%	15,62	15,60
Доња топлотна моћ	H_d	kJ/kg	8373,6	7240
Елементарна анализа				
Садржај угљеника	C^r	%	25,38	23,64
Садржај водоника	H^r	%	2,32	2,08
Садржај кисеоника	O^r	%	9,52	10,54
Максимални садржај азота	N^r	%	0,44	0,44
Садржај сагорљивог сумпора	S_g^r	%	0,56	0,52

П.2. Рад котла у конвенционалним условима

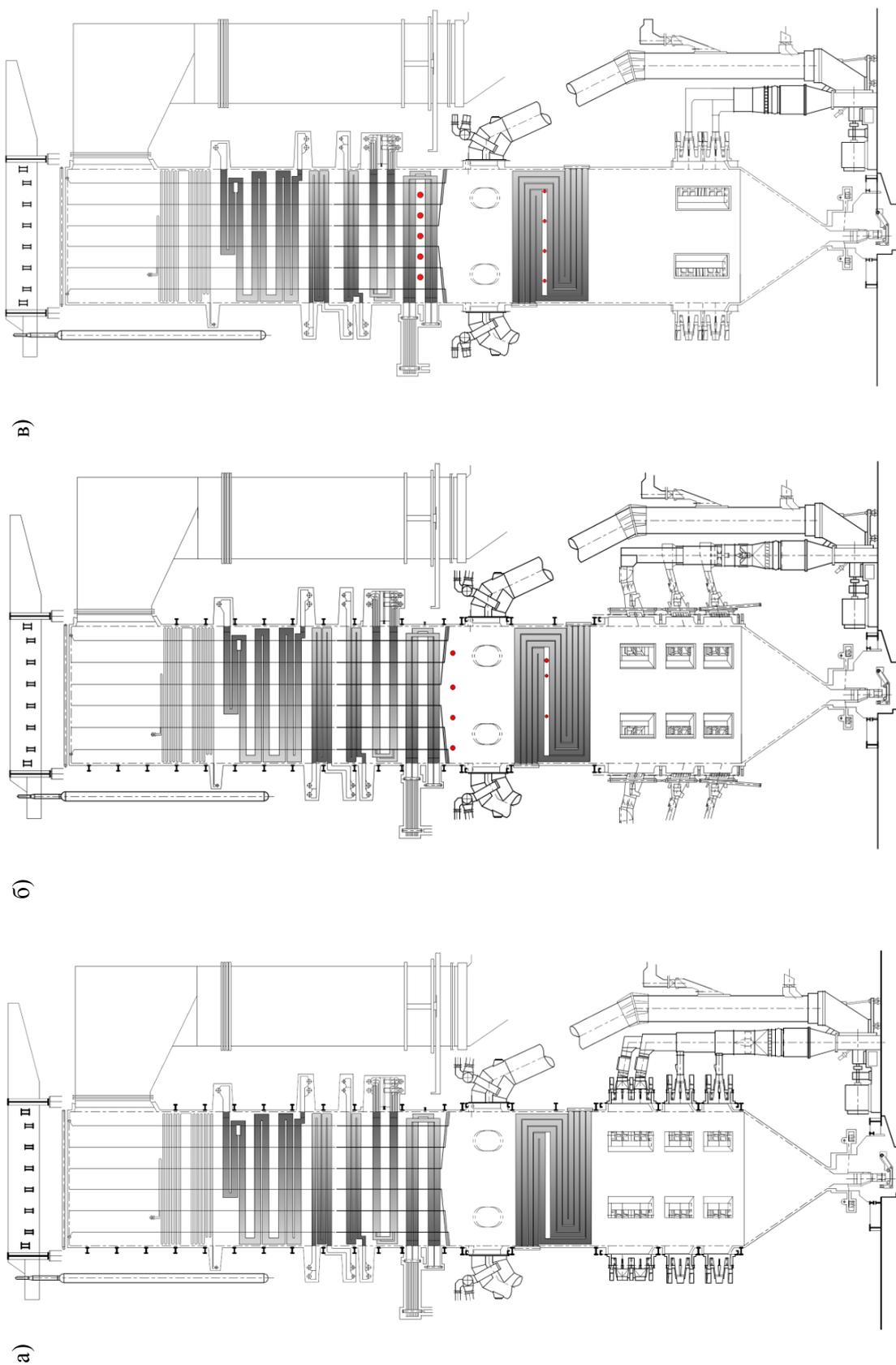
П.2.1. Топлотни биланс парног котла

Табела П1.01

Ред. бр.	Назив	Ознака	Јединица мере	Доња топлотна моћ горива [kJ/kg]	
				8373,6	7240
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>
1.	Прираштај коефицијента вишка ваздуха у ложишту	$\Delta\alpha_l$	-	0,052	0,052
2.	Прираштај коефицијента вишка ваздуха у млинском постројењу	$\Delta\alpha_m$	-	0,128	0,128
3.	Прираштај коефицијента вишка ваздуха у области загрејача ваздуха	$\Delta\alpha_{zv}$	-	0,10	0,10
4.	Коефицијент вишка ваздуха на крају ложишта	α_l	-	1,22	1,22
5.	Однос количине ваздуха на улазу у загрејач и теоријске количине	β'_{zv}	-	1,14	1,14

Наставак табеле П1.01

1	2	3	4	5	6
6.	Температура предгрејаног ваздуха	t'_{zv}	°C	40	40
7.	Температура сировог горива	t_G	°C	20	20
8.	Физичка топлота сировог горива	Q_G	kJ/kg	49,16	48,53
9.	Расположива количина топлоте	Q'_r	kJ/kg	8500,0	7358,7
10.	Коефицијент вишка ваздуха на излазу из котла	α_{iz}	-	1,36	1,36
11.	Температура излазних гасова	t_{iz}	°C	173,9	179,3
12.	Губитак услед механичке непотпуности сагоревања	q_4	%	2,20	2,42
13.	Губитак у излазним гасовима	q_2	%	11,25	12,36
14.	Количина топлоте унета предгрејаним ваздухом	Q_{vv}	kJ/kg	77,8	70,1
15.	Губитак услед хемијске непотпуности сагоревања	q_3	%	0	0
16.	Губитак услед спољашњег расхлађивања	q_5	%	0,20	0,20
17.	Губитак услед физичке топлоте шљаке	q_6	%	0,06	0,08
18.	Степен корисности котла	η_k	%	86,29	84,94
19.	Производња свеже паре	D	kg/s	277,77	277,77
20.	Температура свеже прегрејане паре на излазу из котла	t_s	°C	540	540
21.	Притисак свеже прегрејане паре на излазу из котла	p_s	bar	186	186
22.	Температура напојне воде	t_{nv}	°C	255	255
23.	Притисак напојне воде	p_{nv}	bar	201,8	201,8
24.	Производња накнадно прегрејане паре	D_r	kg/s	261,3	262,7
25.	Температура накнадно прегрејане паре на излазу из котла	t_{rs}	°C	540	540
26.	Притисак накнадно прегрејане паре на излазу из котла	p_{rs}	bar	43,7	43,7
27.	Температура паре за накнадно прегревање	t_r	°C	334	334
28.	Притисак паре за накнадно прегревање	p_r	bar	45,7	45,7
29.	Укупна количина топлоте у парном котлу	Q_{pk}	kW	788958	792946
30.	Потрошња горива	B	kg/s	107,57	126,87
31.	Рачунска потрошња горива	B_r	kg/s	105,20	123,80



Слика П3. Концепције сагоревања енергетског парног когла ТЕ Костолац Б
 а) конвенционални систем сагоревања (концепција 1); б) вишестепеног довођења ваздуха по висини ложишта (концепција 2);
 в) вишестепеног довођења ваздуха по висини ложишта (концепција 3)

П.2.2. Изводи термичког прорачуна парног котла

Табела П1.02

Ред. бр.	Назив	Ознака	Јединица мере	Доња топлотна моћ горива [kJ/kg]	
				8373,6	7240
1	2	3	4	5	6
1.	Топлотни пријемник (вода и пара)				
1.1.	Количина воде за убризгавање у хладњак број 1 (између 2а. и 2б. ступња прегрејача свеже паре - убризгава се вода из циркулационог круга)	D_{H1}	kg/s	15,300	15,300
1.2.	Количина воде за убризгавање у хладњак број 2 (између 2б. и 3. ступња прегрејача свеже паре - убризгава се напојна вода)	D_{H2}	kg/s	8,524	10,734
1.3.	Количина воде за убризгавање у хладњак број 3 (између 1. и 2. ступња међупрегрејача паре - убризгава се вода из одузимања)	D_{Hr}	kg/s	12,698	14,118
1.4.	Температура воде на улазу у загрејач воде	t_{nvu}	°C	255	255
1.5.	Температура воде на излазу из загрејача воде	t_{nvi}	°C	323,8	329,7
1.6.	Температура паре на улазу у 1. ступањ прегрејача свеже паре	t_{PP1u}	°C	364,3	364,3
	Влажност паре на улазу у 1. ступањ прегрејача свеже паре	x_{PP1u}	-	0,9	0,9
1.7.	Температура паре на излазу из 1. ступња прегрејача свеже паре	t_{PP1i}	°C	368,5	367,8
	Влажност паре на излазу из 1. ступња прегрејача свеже паре	x_{PP1i}	-	-	-
1.8.	Температура паре на улазу у 2а. ступањ прегрејача свеже паре	t_{PP2au}	°C	368,5	367,8
	Влажност паре на улазу у 2а. ступањ прегрејача свеже паре	x_{PP2au}	-	-	-
1.9.	Температура паре на излазу из 2а. ступња прегрејача свеже паре	t_{PP2ai}	°C	408,7	410,4
1.10.	Температура паре на улазу у 2б. ступањ прегрејача свеже паре	t_{PP2bu}	°C	395,3	396,3
1.11.	Температура паре на излазу из 2б. ступња прегрејача свеже паре	t_{PP2bi}	°C	484,0	490,7
1.12.	Температура паре на улазу у 3. ступањ прегрејача свеже паре	t_{PP3u}	°C	464,6	465,9
1.13.	Температура паре на излазу из 3. ступња прегрејача свеже паре	t_{PP3i}	°C	540	540
1.14.	Температура паре на улазу у 1. ступањ накнадног прегрејача	t_{NP1u}	°C	334,0	334,0
1.15.	Температура паре на излазу из 1. ступња накнадног прегрејача	t_{NP1i}	°C	481,4	489,1
1.16.	Температура паре на улазу у 2. ступањ накнадног прегрејача	t_{NP2u}	°C	422,5	422,9
1.17.	Температура паре на излазу из 2. ступња накнадног прегрејача	t_{NP2i}	°C	540	540

Наставак табеле П1.02

1	2	3	4	5	6
2.	Топлотни предајник				
2.1.	Температура димних гасова на излазу из ложишта	t_1''	°C	1078,4	1053,2
2.2.	Температура димних гасова иза 3. ступња прегрејача свеже паре	t_1	°C	979,7	962,3
2.3.	Температура димних гасова иза 2. ступња накнадног прегрејача паре	t_2	°C	877,0	867,1
2.4.	Температура димних гасова иза 2б. ступња накнадног прегрејача паре	t_3	°C	731,7	729,1
2.5.	Температура димних гасова иза 2а. ступња прегрејача свеже паре	t_4	°C	601,9	602,9
2.6.	Температура димних гасова иза 1. ступња накнадног прегрејача паре	t_5	°C	466,3	471,6
2.7.	Температура димних гасова иза загрејача воде	t_6	°C	323,8	328,9
2.8.	Температура излазних димних гасова	t_{iz}	°C	173,9	179,3
3.	Топлотни пријемник (ваздух)				
3.1.	Температура околног ваздуха	t_{hv}	°C	20	20
3.2.	Температура предгрејаног ваздуха	t_{zvu}	°C	40	40
3.3.	Температура загрејаног ваздуха	t_{zvi}	°C	295,5	300,2

П.2.3. Прорачун млинског сушења парног котла

Табела П1.03

Ред. бр.	Назив	Ознака	Јединица мере	Доња топлотна моћ горива [kJ/kg]	
				8373,6	7240
1.	Максимални капацитет млина	B_{max}	kg/s	21,174	20,892
2.	Садржај влаге у радном гориву	W^r	%	43,37	42,34
3.	Садржај влаге у угљеном праху	W^p	%	8,95	9,16
4.	Температура аеросмеше на излазу из млина	t_2	°C	200	200
5.	Број млинова у раду	m	-	6	7
6.	Радни капацитет млина	B_m	kg/s	17,928	18,124
7.	Проток транспортног флуида	\dot{V}_m	Nm ³ /s	45,250	42,532
8.	Проток загрејаног ваздуха	\dot{V}_I	Nm ³ /s	8,861	7,604
9.	Проток испарене влаге	\dot{V}_w	Nm ³ /s	8,432	8,235
10.	Проток штетног ваздуха	\dot{V}_{sv}	Nm ³ /s	6,831	6,062
11.	Проток врелих рециркулисаних гасова	\dot{V}_{rc}	Nm ³ /s	15,426	15,502
12.	Проток хладних рециркулисаних гасова	\dot{V}_{hg}	Nm ³ /s	5,700	5,129
13.	Степен рецикулације врелих гасова	r_1	-	0,210	0,229
14.	Степен рецикулације хладних гасова	r_2	-	0,064	0,064

П.2.4. Протоци аеросмеше на улазу у ложиште парног котла

Табела П1.04

Ред. бр.	Назив	Ознака	Јединица мере	Доња топлотна моћ горива [kJ/kg]	
				8373,6	7240
1	2	3	4	5	6
1.	Проток транспортног флуида кроз доњу етажу главног горионика	\dot{M}_{TDG}	kg/s	15,347	14,334
2.	Проток транспортног флуида кроз горњу етажу главног горионика	\dot{M}_{TGG}	kg/s	13,718	12,812
3.	Проток транспортног флуида кроз доњу етажу горионика за отпарке	\dot{M}_{TDO}	kg/s	11,300	10,554
4.	Проток транспортног флуида кроз горњу етажу горионика за отпарке	\dot{M}_{TGO}	kg/s	12,193	11,388
5.	Масени удео CO ₂ у транспортном флуиду	u_{CO_2}	kg/kg	0,091	0,097
6.	Масени удео SO ₂ транспортном флуиду	u_{SO_2}	kg/kg	0,001	0,001
7.	Масени удео H ₂ O у транспортном флуиду	u_{H_2O}	kg/kg	0,192	0,202
8.	Масени удео N ₂ у транспортном флуиду	u_{N_2}	kg/kg	0,608	0,598
9.	Масени удео O ₂ у транспортном флуиду	u_{O_2}	kg/kg	0,108	0,102
10.	Проток угљеног праха кроз доњу етажу главног горионика	\dot{M}_{UDG}	kg/s	5,074	5,234
11.	Проток угљеног праха кроз горњу етажу главног горионика	\dot{M}_{UGG}	kg/s	2,732	2,819
12.	Проток угљеног праха кроз доњу етажу горионика за отпарке	\dot{M}_{TDO}	kg/s	2,174	2,243
13.	Проток угљеног праха кроз горњу етажу горионика за отпарке	\dot{M}_{TGO}	kg/s	1,171	1,208

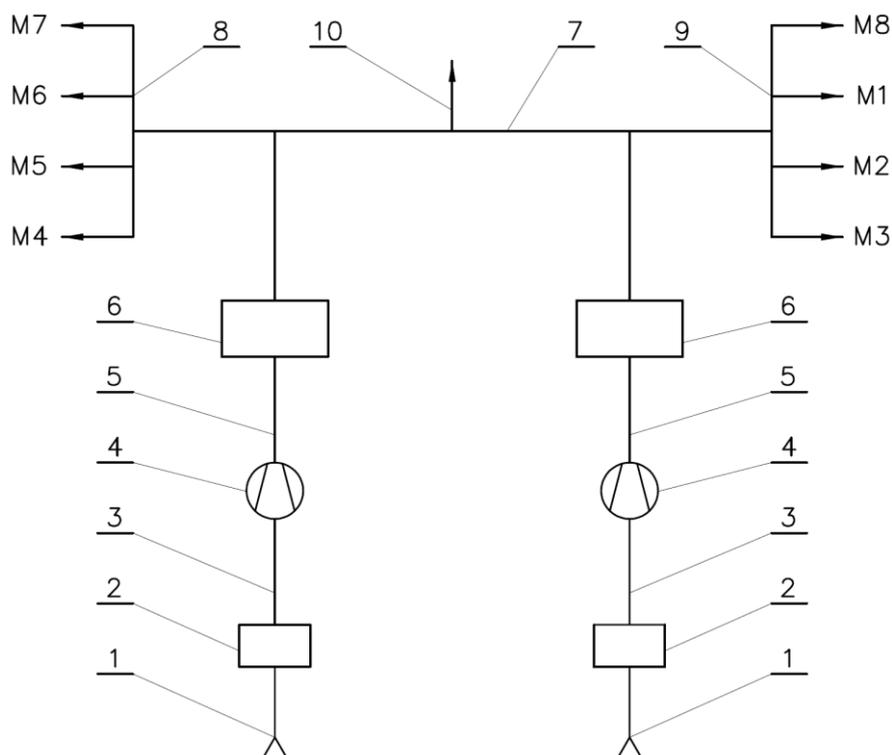
П.2.5. Протоци ваздуха за млин у погону и млин изван погона

Табела П1.05

Редни број	Назив	Ознака	Јединица мере	Hd= 8373,6 kJ/kg		Hd= 7240 kJ/kg	
				Млин у погону	Млин изван погона	Млин у погону	Млин изван погона
1	2	3	4	5	6	7	8
1.	Секундарни ваздух горионика за отпарке						
1.1.	Канал за горњи ваздух	\dot{M}_{OG}	kg/s	3,26	1,3	3,26	1,3
1.2.	Канал за горњи језгрени ваздух	\dot{M}_{OGJ}	kg/s	1,56	0,62	1,57	0,62
1.3.	Канал за средњи ваздух	\dot{M}_{OSV}	kg/s	1,93	0,77	1,93	0,77
1.4.	Канал за доњи језгрени ваздух	\dot{M}_{ODJ}	kg/s	1,56	0,62	1,56	0,62
1.5.	Канал за доњи ваздух	\dot{M}_{OD}	kg/s	3,33	1,33	3,33	1,33

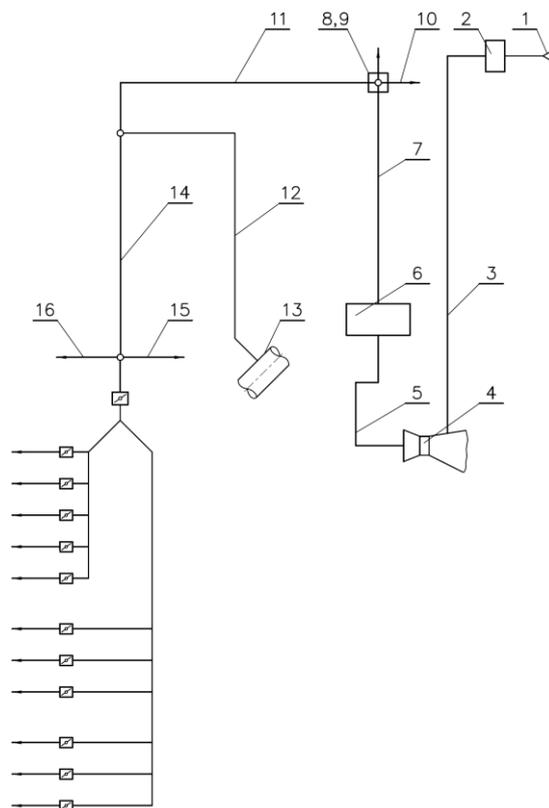
Наставак табеле П1.05

1	2	3	4	5	6	7	8
2.	Секундарни ваздух горње етаже главног горионика						
2.1.	Канал за горњи ваздух	\dot{M}_{GG}	kg/s	5,22	2,08	5,22	2,08
2.2.	Канал за језгрени ваздух	\dot{M}_{GJ}	kg/s	1,58	0,63	1,58	0,63
2.3.	Канал за доњи ваздух	\dot{M}_{GD}	kg/s	5,27	2,10	5,28	2,10
3.	Секундарни ваздух доње етаже главног горионика						
3.1.	Канал за горњи ваздух	\dot{M}_{DG}	kg/s	5,32	2,12	5,33	2,12
3.2.	Канал за језгрени ваздух	\dot{M}_{DJ}	kg/s	1,62	0,65	1,62	0,65
3.3.	Канал за доњи ваздух	\dot{M}_{DD}	kg/s	5,38	2,15	5,38	2,15
4.	Терцијарни ваздух						
4.1.	Канал за терцијарни ваздух	\dot{M}_{TV}	kg/s	14,52		15,40	
5.	Ваздух за хлађење горионика за течено гориво						
5.1.	Канал ваздуха за хлађење горионика за течено гориво	\dot{V}_{oig}	kg/s	3,6	3,6	3,6	3,6



Слика П4. Шема развода ваздуха

1. Усисно ушће; 2. Парни предгрејач ваздуха; 3. Канал за предгрејан ваздух; 4. Потисни вентилатор; 5. Канал између вентилатора и загрејача ваздуха; 6. Загрејач ваздуха; 7. Заједнички канал загрејаног ваздуха; 8. Разделна кутија загрејаног ваздуха за млинове бр. 4, 5, 6 и 7; 9. Разделна кутија загрејаног ваздуха за млинове бр. 1, 2, 3 и 8; 10. Прикључак канала за терцијарни ваздух



Слика П5. Шема развода загрејаног ваздуха за један млин

1. Усисно ушће; 2. Парни предгрејач ваздуха; 3. Канал за предгрејан ваздух; 4. Потисни вентилатор; 5. Канал између вентилатора и загрејача ваздуха; 6. Загрејач ваздуха; 7. Заједнички канал загрејаног ваздуха; 8. Разделна кутија загрејаног ваздуха за млинове бр. 4, 5, 6 и 7; 9. Разделна кутија загрејаног ваздуха за млинове бр. 1, 2, 3 и 8; 10. Прикључак канала за терцијарни ваздух; 11. Канал за примарни и секундарни ваздух; 12. Канал за примарни ваздух; 13. Глава рецикулационог канала; 14. Канал за секундарни ваздух, ваздух за горионике за течено гориво и ваздух за заптивање млина; 15. Канал ваздуха горионика за течено гориво; 16. Канал ваздуха за заптивање млина

П.2.6. Топлотни биланс парног котла - промена вишка ваздуха у ложишту

Табела П1.06

Ред. бр.	Назив	Ознака	Јединца мере	Доња топлотна моћ горива [kJ/kg]		
				5	6	7
				8373,6		
1	Прираштај коефицијента вишка ваздуха у ложишту	$\Delta\alpha_l$	-	0,08		
2.	Прираштај коефицијента вишка ваздуха у млинском постројењу	$\Delta\alpha_m$	-	0,128		
3.	Прираштај коефицијента вишка ваздуха у области загрејача ваздуха	$\Delta\alpha_{zv}$	-	0,10		
4.	Коефицијент вишка ваздуха на крају ложишта	α_l	-	1,15	1,20	1,25
5.	Расположива количина топлоте	Q_r^r	kJ/kg	8494	8497	8501

Наставак табеле П1.06

1	2	3	4	5	6	7
6.	Коефицијент вишка ваздуха на излазу из котла	α_{iz}	-	1,29	1,34	1,38
7.	Температура излазних гасова	t_{iz}	°C	173	173	172,8
8.	Степен корисности котла	η_k	%	86,78	86,48	86,22
9.	Производња свеже паре	D	kg/s	277,77		
10.	Температура свеже прегрејане паре на излазу из котла	t_s	°C	540		
11.	Притисак свеже прегрејане паре на излазу из котла	p_s	bar	186		
12.	Температура напојне воде	t_{nv}	°C	255		
13.	Притисак напојне воде	p_{nv}	bar	201,8		
14.	Производња накнадно прегрејане паре	D_r	kg/s	255,3		
15.	Температура накнадно прегрејане паре на излазу из котла	t_{rs}	°C	540		
16.	Притисак накнадно прегрејане паре на излазу из котла	p_{rs}	bar	43,7		
17.	Температура паре за накнадно прегревање	t_r	°C	334		
18.	Притисак паре за накнадно прегревање	p_r	bar	45,7		
19.	Укупна количина топлоте искоришћена у парном котлу	Q_{pk}	kW	772121	775721	779073
20.	Потрошња горива	B	kg/s	104,76	105,57	106,30
21.	Рачунска потрошња горива	B_r	kg/s	102,45	103,24	103,96

П.2.7. Изводи термичког прорачуна парног котла - промена вишка ваздуха у ложишту

Табела П1.07

Ред. бр.	Назив	Ознака	Јединица мере	Доња топлотна моћ горива [kJ/kg]		
				5	6	7
1	2	3	4	5	6	7
1.	Топлотни пријемник (вода и пара)					
1.1.	Количина воде за убризгавање у хладњак број 1 (између 2а. и 2б. ступња прегрејача свеже паре)	D_{H1}	kg/s	15,400	15,400	15,400
1.2.	Количина воде за убризгавање у хладњак број 2 (између 2б. и 3. ступња прегрејача свеже паре)	D_{H2}	kg/s	4,423	6,213	7,765
1.3.	Количина воде за убризгавање у хладњак број 3 (између 1. и 2. ступња међупрегрејача паре)	D_{Hr}	kg/s	6,702	7,984	9,177
1.4.	Температура воде на улазу у загрејач воде	t_{nvu}	°C	255		
1.5.	Температура воде на излазу из загрејача воде	t_{nvi}	°C	314,4	317,8	321,3
1.6.	Температура паре на улазу у 1. ступањ прегрејача свеже паре	t_{PPIu}	°C	364,3	364,3	364,3
1.7.	Температура паре на излазу из 1. ступања прегрејача свеже паре	t_{PPIi}	°C	367,5	367,2	366,9

Наставак табеле П1.07

1	2	3	4	5	6	7
1.8.	Температура паре на улазу у 2а. ступањ прегрејача свеже паре	t_{PP2au}	°C	367,5	367,2	366,9
1.9.	Температура паре на излазу из 2а. ступња прегрејача свеже паре	t_{PP2ai}	°C	396,7	397,9	399,1
1.10.	Температура паре на улазу у 2б. ступањ прегрејача свеже паре	t_{PP2bu}	°C	385,9	386,8	387,7
1.11.	Температура паре на излазу из 2б. ступња прегрејача свеже паре	t_{PP2bi}	°C	453,9	458,3	462,3
1.12.	Температура паре на улазу у 3. ступањ прегрејача свеже паре	t_{PP3u}	°C	444,9	445,7	446,5
1.13.	Температура паре на излазу из 3. ступња прегрејача свеже паре	t_{PP3i}	°C	540		
1.14.	Температура паре на улазу у 1. ступањ накнадног прегрејача	t_{NP1u}	°C	334		
1.15.	Температура паре на излазу из 1. ступња накнадног прегрејача	t_{NP1i}	°C	460,4	466,5	472,6
1.16.	Температура паре на улазу у 2. ступањ накнадног прегрејача	t_{NP2u}	°C	429,9	430	430,3
1.17.	Температура паре на излазу из 2. ступња накнадног прегрејача	t_{NP2i}	°C	540		
2.	Топлотни предајник					
2.1.	Температура димних гасова на излазу из примарне зоне ложишта	t''_{z1}	°C	1220,9	1190,0	1162,7
2.2.	Температура димних гасова на излазу из секундарне зоне ложишта	t''_{z2}	°C	1102,2	1083,0	1064,4
2.3.	Температура димних гасова на излазу из терцијарне зоне ложишта	t''_{z3}	°C	1189,9	1171,6	1154,0
2.4.	Температура димних гасова на излазу из рецикулационе зоне ложишта	t''_{rz}	°C	1143,0	1134,0	1124,6
2.5.	Температура димних гасова на излазу из излазне зоне ложишта	t''_{iz}	°C	1086,0	1080,0	1074,0
2.6.	Температура димних гасова иза 3. ступња прегрејача свеже паре	t_1	°C	946,8	947,6	947,4
2.7.	Температура димних гасова иза 2. ступња накнадног прегрејача паре	t_2	°C	844,7	848,7	851,8
2.8.	Температура димних гасова иза 2б. ступња накнадног прегрејача паре	t_3	°C	700,0	706,8	713,0
2.9.	Температура димних гасова иза 2а. ступња прегрејача свеже паре	t_4	°C	576,0	582,9	589,5
2.10.	Температура димних гасова иза 1. ступња накнадног прегрејача паре	t_5	°C	448,0	454,1	460,3
2.11.	Температура димних гасова иза загрејача воде	t_6	°C	315,3	318,9	322,6
2.12.	Температура излазних димних гасова	t_{iz}	°C	173,0	173,0	172,8
3.	Топлотни пријемник (ваздух)					
3.1.	Температура околног ваздуха	t_{hv}	°C	20		
3.2.	Температура предгрејаног ваздуха	t_{zvu}	°C	40		
3.3.	Температура загрејаног ваздуха	t_{zvi}	°C	290,5	292,2	293,8

П.3. Рад котла са вишестепеним довођењем ваздуха по висини ложишта

П.3.1. Промена продукције паре енергетског парног котла

П.3.1.1. Топлотни биланс парног котла - ВЗД2 у и изнад ложишта

Tabela П1.08

Редни број	Назив	Ознака	Јединица мере	Доња топлотна моћ горива $H_d = 8373,6 \text{ kJ/kg}$							
				ВЗД у ложишту				ВЗД изнад ложишта			
				Оптерећење котла [%]							
				110	100	85	70	110	100	85	70
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1.	Прираштај коефицијента вишка ваздуха у ложишту	$\Delta\alpha_l$	-	0,050	0,052	0,056	0,060	0,050	0,052	0,056	0,060
2.	Прираштај коефицијента вишка ваздуха у млинском постројењу	$\Delta\alpha_m$	-	0,125	0,128	0,134	0,140	0,125	0,128	0,134	0,140
3.	Прираштај коефицијента вишка ваздуха у области загрејача ваздуха	$\Delta\alpha_{zv}$	-	0,09	0,10	0,11	0,13	0,09	0,10	0,11	0,13
4.	Коефицијент вишка ваздуха у горионику	α_{gor}	-	0,96	0,96	0,96	0,96	0,90	0,90	0,90	0,90
5.	Прираштај коефицијента вишка ваздуха у области нивоа 1 ваздуха за догоревање	$\Delta\alpha_{vzd1}$	-	0,05	0,05	0,05	0,05	0,08	0,08	0,08	0,08
6.	Прираштај коефицијента вишка ваздуха у области нивоа 2 ваздуха за догоревање	$\Delta\alpha_{vzd2}$	-	0,14	0,14	0,14	0,14	0,17	0,17	0,17	0,17
7.	Коефицијент вишка ваздуха на крају ложишта	α_l	-	1,15	1,15	1,15	1,15	0,98	0,98	0,98	0,98
8.	Однос количине ваздуха на улазу у загрејач и теоријске количине	β'_{zv}	-	1,065	1,070	1,070	1,080	1,065	1,070	1,070	1,080
9.	Температура предгрејаног ваздуха	t'_{zv}	°C	40	40	40	40	40	40	40	40
10.	Температура сировог горива	t_G	°C	20	20	20	20	20	20	20	20
11.	Физичка топлота сировог горива	Q_G	kJ/kg	49,1	49,1	49,1	49,1	49,1	49,1	49,1	49,1
12.	Температура незагрејаног ваздуха	t_{hv}	°C	20	20	20	20	20	20	20	20
13.	Количина топлоте унета предгрејаним ваздухом	Q_{vv}	kJ/kg	73,1	73,5	73,5	74,2	73,1	73,5	73,5	74,2
14.	Расположива количина топлоте	Q_r	kJ/kg	8496	8496	8496	8497	8496	8496	8496	9497
15.	Коефицијент вишка ваздуха на излазу из котла	α_{iz}	-	1,27	1,29	1,32	1,36	1,27	1,29	1,32	1,36

Наставак табеле П1.08

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
16.	Температура излазних гасова	t_{iz}	°C	168,9	165,9	162,3	156,7	173,2	170,3	165,6	159,7
17.	Губитак услед механичке непотпуности сагоревања	q_4	%	3,01	3,11	3,31	3,40	3,01	3,11	3,31	3,40
18.	Губитак у излазним гасовима	q_2	%	10,34	10,25	10,14	9,94	10,64	10,55	10,37	10,16
19.	Губитак услед хемијске непотпуности сагоревања	q_3	%	0	0	0	0	0	0	0	0
20.	Губитак услед спољашњег расхлађивања	q_5	%	0,18	0,20	0,24	0,29	0,18	0,20	0,24	0,29
21.	Губитак услед физичке топлоте шљаке	q_6	%	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07
22.	Степен корисности котла	η_k	%	86,54	86,49	86,36	86,31	86,25	86,19	86,13	86,09
23.	Производња свеже паре	D	kg/s	305,5	277,7	236,1	194,4	305,5	277,7	236,1	194,4
24.	Температура свеже прегрејане паре	t_s	°C	522	517	533	540	540	540	540	540
25.	Притисак свеже прегрејане паре	p_s	bar	186,0	186,0	176,0	147,9	186,0	186,0	176,0	147,9
26.	Температура напојне воде	t_{nv}	°C	255	255	247,5	237,5	255	255	247,5	237,5
27.	Притисак напојне воде	p_{nv}	bar	205,1	201,8	187,9	157,6	205,1	201,8	187,9	157,6
28.	Производња накнадно прегрејане паре	D_r	kg/s	272,9	248,6	212,4	176,4	281,3	254,7	216,1	178,4
29.	Температура накнадно прегрејане паре	t_{rs}	°C	534	524	521	514	540	540	540	540
30.	Притисак накнадно прегрејане паре	p_{rs}	bar	43,7	43,7	37,4	30,9	43,7	40,7	37,4	30,9
31.	Температура паре за накнадно прегревање	t_r	°C	334	334	328	326	334	334	328	326
32.	Притисак паре за накнадно прегревање	p_r	bar	46,1	45,7	39,1	32,4	46,1	45,7	39,1	32,4
33.	Укупна количина топлоте искоришћена у парном котлу	Q_{pk}	MW	808,8	725,5	639,1	542,4	852,5	770,6	663,6	558,4
34.	Потрошња горива	B	kg/s	110,0	98,73	87,10	73,96	116,3	105,2	90,7	76,3
35.	Рачунска потрошња горива	B_r	kg/s	106,8	95,76	84,32	71,45	112,9	102,1	87,8	73,7

П.3.1.2. Изводи термичког прорачуна парног котла - ВЗД2 у и изнад ложишта

Tabela П1.09

Редни број	Назив	Ознака	Јединица мере	Доња топлотна моћ горива $H_d = 8373,6 \text{ kJ/kg}$							
				ВЗД у ложишту				ВЗД изнад ложишта			
				Оптерећење котла [%]							
				110	100	85	70	110	100	85	70
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1.	Топлотни пријемник (вода и пара)										
1.1.	Убризавање у хладњак бр. 1 (између 2а. и 2б. ступња прегрејача свеже паре)	D_{H1}	kg/s	0,00	0,00	0,00	5,40	6,00	6,00	6,00	6,00
1.2.	Убризавање у хладњак бр. 2 (између 2б. и 3. ступња прегрејача свеже паре)	D_{H2}	kg/s	0,00	0,19	0,04	0,54	17,38	14,95	16,87	18,18
1.3.	Убризавање у хладњак бр. 3 (између 1. и 2. ступња међупрегрејача паре)	D_{Hr}	kg/s	0,02	0,04	0,01	0,10	8,49	6,15	3,79	2,11
1.4.	Температура воде на улазу у загрејач воде	t_{nvu}	°C	255	255	247,5	237,5	255	255	247,5	237,5
1.5.	Температура воде на излазу из загрејача воде	t_{nvi}	°C	309,3	306,3	300,5	292,7	319,7	316,8	310,3	303,5
1.6.	Температура паре на улазу у 1. ступањ прегрејача свеже паре	t_{PP1u}	°C	365,2	364,3	358,9	344,2	365,2	364,3	358,9	344,2
	Влажност паре на улазу у 1. ступањ прегрејача свеже паре	x_{PP1u}	-	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
1.7.	Температура паре на излазу из 1. ступња прегрејача свеже паре	t_{PP1i}	°C	372,1	372,3	370,7	365,9	372,2	372,6	371,5	367,2
	Влажност паре на излазу из 1. ступња прегрејача свеже паре	x_{PP1i}	-	-	-	-	-	-	-	-	-
1.8.	Температура паре на улазу у 2а. ступањ прегрејача свеже паре	t_{PP2au}	°C	372,1	372,3	370,7	365,9	372,2	372,6	371,5	367,2
1.9.	Температура паре на излазу из 2а. ступња прегрејача свеже паре	t_{PP2ai}	°C	396,5	395,6	398,2	404,6	409,9	409,5	415,6	425,6
1.10.	Температура паре на улазу у 2б. ступањ прегрејача свеже паре	t_{PP2bu}	°C	396,5	395,6	398,2	393,9	404,1	403,3	406,1	410,2
1.11.	Температура паре на излазу из 2б. ступња прегрејача свеже паре	t_{PP2bi}	°C	450,6	445,6	454,1	454,2	487,7	482,7	488,8	499,2

Наставак табеле П1.09

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1.12.	Температура паре на улазу у 3. ступањ прегрејача свеже паре	t_{PP3u}	°C	449,9	444,6	453,5	451,8	452,7	450,2	443	430,5
1.13.	Температура паре на излазу из 3. ступња прегрејача свеже паре	t_{PP3i}	°C	522	517	533	540	540	540	540	540
1.14.	Температура паре на улазу у 1. ступањ међупрегрејача	t_{MP1u}	°C	334	334	327,6	326	334	334	327,6	326
1.15.	Температура паре на излазу из 1. ступња међупрегрејача	t_{MP1i}	°C	447,6	438,2	431,8	424,2	470,9	462,4	452,1	444,1
1.16.	Температура паре на улазу у 2. ступањ међупрегрејача	t_{MP2u}	°C	447,5	437,9	431,7	423,5	435,4	434,5	431,7	430,5
1.17.	Температура паре на излазу из 2. ступња међупрегрејача	t_{MP2i}	°C	534	524	521	514	540	540	540	540
2.	Топлотни предајник										
2.1.	Температура димних гасова на излазу из ложишта	t_1''	°C	993,4	966,8	933,6	891,8	1096	1072	1035	993
2.2.	Температура димних гасова иза 3. ступња прегрејача свеже паре	t_1	°C	878,4	848,0	815,9	774,1	959,3	933,1	892,6	846,6
2.3.	Температура димних гасова иза 2. ступња међупрегрејача	t_2	°C	794,8	763,1	730,7	689,8	861,9	834,2	792,8	747,5
2.4.	Температура димних гасова иза 2б. ступња прегрејача свеже паре	t_3	°C	673,7	647,7	623,5	591,1	723,9	700,5	668,4	635,4
2.5.	Температура димних гасова иза 2а. ступња прегрејача свеже паре	t_4	°C	564,4	544,6	525,9	502,0	598,1	579,3	555,2	530,6
2.6.	Температура димних гасова иза 1. ступња међупрегрејача	t_5	°C	443,0	430,4	416,9	402,5	461,7	449,6	432,0	416,5
2.7.	Температура димних гасова иза загрејача воде	t_6	°C	314,6	308,2	297,1	283,2	319,7	316,8	303,4	289,1
2.8.	Температура излазних димних гасова	t_{iz}	°C	168,9	165,9	162,3	156,7	173,2	170,3	165,6	159,7
3.	Топлотни пријемник (ваздух)										
3.1.	Температура околног ваздуха	t_{hv}	°C	20	20	20	20	20	20	20	20
3.2.	Температура предгрејаног ваздуха	t_{zvu}	°C	40	40	40	40	40	40	40	40
3.3.	Температура загрејаног ваздуха	t_{zvi}	°C	286,7	282,8	275,2	265,1	293,6	289,7	280,7	270,4

П.3.1.3. Прорачун млинског сушења парног котла - ВЗД2 у и изнад ложишта

Tabela П1.10

Редни број	Назив	Ознака	Јединица мере	Доња топлотна моћ горива $H_d = 8373,6 \text{ kJ/kg}$								
				ВЗД у ложишту				ВЗД изнад ложишта				
				Оптерећење котла [%]								
				110	100	85	70	110	100	85	70	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
1.	Максимални капацитет млина	B_{max}	kg/s	20,17	20,17	20,17	20,17	20,17	20,17	20,17	20,17	20,17
2.	Садржај воде у радном гориву	W^r	%	43,37	43,37	43,37	43,37	43,37	43,37	43,37	43,37	43,37
3.	Садржај воде у угљеном праху	W^p	%	8,95	8,95	8,95	8,95	8,95	8,95	8,95	8,95	8,95
4.	Количина воде која испари из једног килограма сировог горива	ΔW	kg/kg	0,378	0,378	0,378	0,378	0,378	0,378	0,378	0,378	0,378
5.	Температура аеросмеше на излазу из млина	t_2	°C	200	200	200	200	200	200	200	200	200
6.	Температура сировог горива	t_G	°C	20	20	20	20	20	20	20	20	20
7.	Број млинова у раду	m	-	6	5	5	4	6	6	5	4	4
8.	Радни капацитет млина	B_m	kg/s	18,33	19,74	17,42	18,49	19,39	17,54	18,14	19,08	19,08
9.	Проток транспортног флуида	\dot{V}_m	Nm ³ /s	41,94	42,53	45,18	47,21	41,25	42,89	44,51	46,50	46,50
10.	Проток загрејаног ваздуха	\dot{V}_{lm}	Nm ³ /s	8,45	5,91	10,27	8,35	6,52	9,92	8,90	7,20	7,20
11.	Проток испарене воде	\dot{V}_{wm}	Nm ³ /s	8,62	9,29	8,19	8,70	9,12	8,25	8,53	8,97	8,97
12.	Проток штетног ваздуха	$\dot{V}_{\dot{s}vm}$	Nm ³ /s	6,35	6,50	6,79	7,08	6,35	6,50	6,79	7,08	7,08
13.	Проток заптивног ваздуха	\dot{V}_{zvm}	Nm ³ /s	0,31	0,31	0,31	0,31	0,31	0,31	0,31	0,31	0,31
14.	Проток врелих рециркулисаних гасова	\dot{V}_{rcm}	Nm ³ /s	15,02	16,96	15,24	17,27	15,76	14,33	15,60	17,44	17,44
15.	Проток хладних рециркулисаних гасова	\dot{V}_{hg}	Nm ³ /s	3,50	3,89	4,70	5,81	3,50	3,89	4,70	5,82	5,82
16.	Степен рецикулације врелих гасова	r_1	-	0,249	0,261	0,266	0,285	0,258	0,259	0,273	0,291	0,291
17.	Степен рецикулације хладних гасова	r_2	-	0,044	0,048	0,057	0,069	0,044	0,048	0,057	0,069	0,069

П.3.1.4. Протоци аеросмеше на улазу ложишта - ВЗД2 у и изнад ложишта

Tabela П1.11

Редни број	Назив		Ознака	Јединица мере	Доња топлотна моћ горива $H_d = 8373,6 \text{ kJ/kg}$							
					ВЗД у ложишту				ВЗД изнад ложишта			
					Оптерећење котла [%]							
					110	100	85	70	110	100	85	70
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
1.	Температура аеросмеше на излазу из млина		t_2	°C	200	200	200	200	200	200	200	200
2.	Проток транспортног флуида	Доња етажа главног горионика	\dot{M}_{TDG}	kg/s	12,44	12,51	13,53	14,08	25,15	26,49	27,41	28,52
		Горња етажа главног горионика	\dot{M}_{TGG}	kg/s	12,44	12,51	13,53	14,08	25,15	26,49	27,41	28,52
		Горионик за отпарке	\dot{M}_{TOT}	kg/s	24,88	25,02	27,06	28,17	-	-	-	-
3.	Масени удео CO_2 у транспортном флуиду		u_{CO_2}	kg/kg	0,098	0,109	0,095	0,105	0,092	0,082	0,088	0,096
4.	Масени удео CO у транспортном флуиду		u_{CO}	kg/kg	0,001	0,001	0,001	0,001	0,005	0,005	0,005	0,005
5.	Масени удео SO_2 у транспортном флуиду		u_{SO_2}	kg/kg	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001	0,001
6.	Масени удео H_2O у транспортном флуиду		$u_{\text{H}_2\text{O}}$	kg/kg	0,211	0,230	0,192	0,202	0,220	0,192	0,196	0,204
7.	Масени удео N_2 у транспортном флуиду		u_{N_2}	kg/kg	0,593	0,578	0,609	0,600	0,590	0,612	0,609	0,602
8.	Масени удео O_2 у транспортном флуиду		u_{O_2}	kg/kg	0,096	0,081	0,102	0,091	0,092	0,108	0,101	0,092
9.	Проток угљеног праха	Доња етажа главног горионика	\dot{M}_{UDG}	kg/s	4,56	4,91	4,33	4,6	6,04	5,46	5,65	5,93
		Горња етажа главног горионика	\dot{M}_{UGG}	kg/s	4,56	4,91	4,33	4,6	6,04	5,46	5,65	5,93
		Горионик за отпарке	\dot{M}_{UOT}	kg/s	2,28	2,45	2,17	2,3	-	-	-	-

П.3.1.5. Протоци ваздуха за млин у и млин изван погона - ВЗД2 у и изнад ложишта

Tabela П1.12

Редни број	Назив		Ознака	Јединица мере	Доња топлотна моћ горива $H_d = 8373,6 \text{ kJ/kg}$							
					ВЗД у ложишту				ВЗД изнад ложишта			
					Оптерећење котла [%]							
					110	100	85	70	110	100	85	70
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
1. Секундарни ваздух												
1.1. Доња етажа главног горионика												
1.1.1.	Горњи ваздух	млин у погону	\dot{M}_{DG}	kg/s	0,98	1,18	0,81	0,98	6,32	4,18	4,28	4,56
		млин ван погона			0,71	0,59	0,39	0,29	1,10	1,10	1,10	1,10
1.1.2.	Језгрени ваздух – хор.	млин у погону	\dot{M}_{DJH}	kg/s	2,23	2,68	1,83	2,22	1,89	1,27	1,30	1,39
		млин ван погона			1,61	1,33	0,88	0,65	0,33	0,33	0,33	0,33
1.1.3.	Језгрени ваздух – верт.	млин у погону	\dot{M}_{DJV}	kg/s	2,67	3,21	2,20	2,66	-	-	-	-
		млин ван погона			1,93	1,60	1,05	0,78	-	-	-	-
1.1.4.	Доњи ваздух	млин у погону	\dot{M}_{DD}	kg/s	3,03	3,64	2,49	3,01	6,37	4,22	4,32	4,60
		млин ван погона			2,19	1,81	1,19	0,89	1,11	1,11	1,11	1,11
1.2. Горња етажа главног горионика												
1.2.1.	Горњи ваздух	млин у погону	\dot{M}_{GG}	kg/s	2,14	2,57	1,76	2,13	6,21	4,11	4,21	4,48
		млин ван погона			1,55	1,28	0,84	0,63	1,08	1,08	1,08	1,08
1.2.2.	Језгрени ваздух – хор.	млин у погону	\dot{M}_{GJH}	kg/s	2,23	2,68	1,83	2,22	1,89	1,25	1,28	1,37
		млин ван погона			1,61	1,33	0,88	0,65	0,33	0,33	0,33	0,33
1.2.3.	Језгрени ваздух – верт.	млин у погону	\dot{M}_{GJV}	kg/s	2,67	3,21	2,20	2,66	-	-	-	-
		млин ван погона			1,93	1,60	1,05	0,78	-	-	-	-
1.2.4.	Доњи ваздух	млин у погону	\dot{M}_{GD}	kg/s	1,87	3,64	1,54	1,86	6,26	4,15	4,25	4,52
		млин ван погона			1,35	1,12	0,74	0,55	1,09	1,09	1,09	1,09
1.3. Горионик за отпарке												
1.3.1.	Језгрени ваздух	млин у погону	\dot{M}_{OT}	kg/s	4,46	5,35	3,66	4,43	-	-	-	-
		млин ван погона			3,22	2,66	1,75	1,31	-	-	-	-
2. Ваздух за догоревање (ВЗД)1												
2.1.	Проток ВЗД1 ваздуха кроз млазница на зидовима		\dot{M}_{VZD1}	kg/s	18,10	16,22	14,28	12,10	30,62	27,66	23,79	19,98
3. Ваздух за догоревање (ВЗД)2												
3.1.	Проток ВЗД2 ваздуха кроз 4 млазница на зидовима / копљима		\dot{M}_{VZD2m}	kg/s	50,68	45,42	39,99	33,88	65,07	58,78	50,55	42,46
4. Терцијарни ваздух												
4.1.	Проток терцијарног ваздуха		\dot{M}_{TV}	kg/s	10,14	9,08	8,00	6,78	13,21	11,93	10,26	8,62
5. Ваздух за хлађење горионика за течно гориво												
5.1.	Ваздух за хлађење горионика за течно гориво		\dot{M}_{TG}	kg/s	4,35	3,60	2,37	1,76	1,6	1,6	1,6	1,6

П.3.2. Промена топлотне ефикасности и количине рециркулисаних хладних гасова

П.3.2.1. Топлотни биланс парног котла - ниво ВЗД2 у ложишту

Tabela П1.13

Редни број	Назив	Ознака	Јединица мере	Доња топлотна моћ горива $H_d = 8373,6 \text{ kJ/kg}$								
				ВЗД у ложишту – 100 % оптерећење котла								
				Степен топлотне ефикасности екрана								
				0,55			0,50			0,45		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10*	11	12	13
1.	Степен рецикулације хладних гасова	r_2	-	0,00	0,04	0,08	0,00	0,04	0,08	0,00	0,04	0,08
2.	Прираштај коефицијента вишка ваздуха у ложишту	$\Delta\alpha_l$	-	0,052	0,052	0,052	0,052	0,052	0,052	0,052	0,052	0,052
3.	Прираштај коефицијента вишка ваздуха у млинском постројењу	$\Delta\alpha_m$	-	0,128	0,128	0,128	0,128	0,128	0,128	0,128	0,128	0,128
4.	Прираштај коефицијента вишка ваздуха у области загрејача ваздуха	$\Delta\alpha_{zv}$	-	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
5.	Коефицијент вишка ваздуха у горионику	α_{gor}	-	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96
6.	Коефицијента вишка ваздуха у области нивоа 1 ваздуха за догоревање	α_{vzd1}	-	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01
7.	Коефицијент вишка ваздуха на крају ложишта	α_l	-	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15	1,15
8.	Расположива количина топлоте	Q_r^r	kJ/kg	8496	8496	8496	8496	8496	8496	8496	8496	8496
9.	Коефицијент вишка ваздуха на излазу из котла	α_{iz}	-	1,29	1,29	1,29	1,29	1,29	1,29	1,29	1,29	1,29
10.	Температура излазних гасова	t_{iz}	°C	158,8	164,8	170,6	160,2	166,3	172,1	161,7	167,4	173,0
11.	Степен корисности котла	η_k	%	86,99	86,57	86,18	86,89	86,47	86,07	86,79	86,40	86,01
12.	Производња свеже паре	D	kg/s	277,8	277,8	277,8	277,8	277,8	277,8	277,8	277,8	277,8
13.	Температура свеже прегрејане паре	t_s	°C	509	516	521	524	531	536	540	540	540
14.	Притисак свеже прегрејане паре	p_s	bar	186	186	186	186	186	186	186	186	186
15.	Температура напојне воде	t_{nv}	°C	255	255	255	255	255	255	255	255	255
16.	Притисак напојне воде	p_{nv}	bar	201,8	201,8	201,8	201,8	201,8	201,8	201,8	201,8	201,8
17.	Производња накнадно прегрејане паре	D_r	kg/s	248,8	248,8	248,6	248,8	248,7	249,3	248,8	250,2	251,5
18.	Температура накнадно прегрејане паре	t_{rs}	°C	513	522	530	526	535	540	540	540	540
19.	Притисак накнадно прегрејане паре	p_{rs}	bar	43,7	43,7	43,7	43,7	43,7	43,7	43,7	43,7	43,7
20.	Температура паре за накнадно прегревање	t_r	°C	334	334	334	334	334	334	334	334	334

Наставак табеле П1.13

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10 *	11	12	13
21.	Притисак паре за накнадно прегревање	p_r	bar	45,7	45,7	45,7	45,7	45,7	45,7	45,7	45,7	45,7
22.	Укупна количина топлоте искоришћена у парном котлу	Q_{pk}	MW	713	724	732	733	743	752	754	758	762
23.	Потрошња горива	B	kg/s	96,47	98,41	100,0	99,27	101,2	102,9	102,2	103,3	104,2
24.	Рачунска потрошња горива	B_r	kg/s	93,58	95,46	97,00	96,30	98,17	99,77	99,18	100,2	101,1
25.	Снага на генератору, $\eta_{pb} = 0,371$	P_{el}	MW	304,1	310,2	315,2	312,9	319,0	324,2	322,3	325,5	328,5

* 07.05. 2015. године - Мерена снага на генератору 326 MW

П.3.2.2. Изводи термичког прорачуна парног котла са вишестепеним довођењем ваздуха по висини ложишта - ниво ВЗД2 у ложишту

Tabela П1.14

Редни број	Назив	Ознака	Јединица мере	Доња топлотна моћ горива $H_d = 8373,6 \text{ kJ/kg}$								
				ВЗД у ложишту – 100 % оптерећење котла								
				Степен топлотне ефикасности екрана								
				0,55			0,50			0,45		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10*	11	12	13
Степен рецикулације хладних гасова		r_2	-	0,00	0,04	0,08	0,00	0,04	0,08	0,00	0,04	0,08
1.	Топлотни пријемник (вода и пара)											
1.1.	Количина воде за убризгавање у хладњак број 1	D_{H1}	kg/s	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,40	4,40	5,40
1.2.	Количина воде за убризгавање у хладњак број 2	D_{H2}	kg/s	0,03	0,06	0,38	0,20	0,13	0,76	0,50	0,25	1,32
1.3.	Количина воде за убризгавање у хладњак број 3	D_{Hr}	kg/s	0,21	0,16	0,03	0,20	0,13	0,76	0,22	1,64	2,95
1.4.	Температура воде на улазу у загрејач воде	t_{mvu}	°C	255	255	255	255	255	255	255	255	255
1.5.	Температура воде на излазу из загрејача воде	t_{mvi}	°C	301,8	305,6	309,2	304,5	308,4	312,1	307,4	310,6	313,9
1.6.	Температура паре на улазу у 1. ступањ прегрејача свежје паре	t_{PP1u}	°C	364,3	364,3	364,3	364,3	364,3	364,3	364,3	364,3	364,3
1.7.	Температура паре на излазу из 1. ступња прегрејача свежје паре	t_{PP1i}	°C	373,0	372,5	371,8	372,6	372,0	371,3	372,1	371,6	370,9
1.8.	Температура паре на улазу у 2а. ступањ прегрејача свежје паре	t_{PP2au}	°C	373,0	372,5	371,8	372,6	372,0	371,3	372,1	371,6	370,9
1.9.	Температура паре на излазу из 2а. ступња прегрејача свежје паре	t_{PP2ai}	°C	393,9	395,4	396,5	396,1	397,5	398,6	398,5	399,8	400,8
1.10.	Температура паре на улазу у 2б. ступањ прегрејача свежје паре	t_{PP2bu}	°C	393,2	394,	395,9	395,5	396,8	397,9	397,6	395,9	396,2
1.11.	Температура паре на излазу из 2б. ступња прегрејача свежје паре	t_{PP2bi}	°C	438,6	444,5	449,6	447,8	453,8	458,9	457,9	458	461
1.12.	Температура паре на улазу у 3. ступањ прегрејача свежје паре	t_{PP3u}	°C	438	443,8	448,3	446,8	453,0	457,8	456,3	456,9	457,8

Наставак табеле П1.14

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10 *	11	12	13
1.13.	Температура паре на излазу из 3. ступња прегрејача свеже паре	t_{PP3i}	°C	509	516	521	524	531	536	540	540	540
1.14.	Температура паре на улазу у 1. ступањ накнадног прегрејача	t_{NP1u}	°C	334	334	334	334	334	334	334	334	334
1.15.	Температура паре на излазу из 1. ступња накнадног прегрејача	t_{NP1i}	°C	429,2	436,8	443,6	436,8	444,6	451,7	445,1	450,9	456,6
1.16.	Температура паре на улазу у 2. ступањ накнадног прегрејача	t_{NP2u}	°C	428,3	436,1	443,5	435,9	443,9	448,4	444,1	443,5	443,2
1.17.	Температура паре на излазу из 2. ступња накнадног прегрејача	t_{NP2i}	°C	513	522	530	526	535	540	540	540	540
2.	Топлотни предајник											
2.1.	Температура димних гасова на излазу из примарне зоне ложишта	t''_{z1}	°C	1245	1225	1204	1266	1245	1223	1289	1264	1239
2.2.	Температура димних гасова на излазу из секундарне зоне ложишта	t''_{z2}	°C	1145	1136	1125	1173	1162	1150	1202	1187	1172
2.3.	Температура димних гасова на излазу из терцијарне зоне ложишта	t''_{z3}	°C	1084	1078	1070	1113	1104	1095	1143	1131	1119
2.4.	Температура димних гасова на излазу из рецикулационе зоне ложишта	t''_{rz}	°C	1056	1052	1046	1086	1080	1072	1117	1108	1097
2.5.	Температура димних гасова на излазу из излазне зоне ложишта	t''_{iz}	°C	970	968	963	999	995	989	1029	1022	1014
2.6.	Температура димних гасова иза 3. ступња прегрејача свеже паре	t_1	°C	841,7	847,4	850,2	867,9	872,3	874,4	895,6	895,6	894,4
2.7.	Температура димних гасова иза 2. ступња накнадног прегрејача паре	t_2	°C	752,2	761,6	768,3	775,8	784,4	790,1	801,0	804,1	806,1
2.8.	Температура димних гасова иза 2б. ступња накнадног прегрејача паре	t_3	°C	636,2	646,1	653,9	653,5	662,9	670,3	671,7	676,3	680,1
2.9.	Температура димних гасова иза 2а. ступња прегрејача свеже паре	t_4	°C	535,0	543,2	550,0	546,1	554,1	560,9	557,8	562,9	567,7
3.0.	Температура димних гасова иза 1. ступња накнадног прегрејача паре	t_5	°C	422,5	429,3	435,8	428,8	435,6	441,8	435,4	440,6	445,7
3.1.	Температура димних гасова иза загрејача воде	t_6	°C	303,7	307,5	311,1	306,3	310,2	313,8	309,1	312,2	315,4
3.2.	Температура излазних димних гасова	t_{iz}	°C	158,8	164,8	170,6	160,2	166,3	172,1	161,7	167,4	173,0
3.	Топлотни пријемник (ваздух)											
3.1.	Температура предгрејаног ваздуха	t_{zvu}	°C	40	40	40	40	40	40	40	40	40
3.2.	Температура загрејаног ваздуха	t_{zvi}	°C	276,8	281,9	286,6	278,8	284,0	288,9	281,1	285,8	290,3

П.4. Упоредни приказ рачунских и мерених резултата

Tabela П1.15

Редни број	Н А З И В	Ознака	Јединица мере	Доња топлотна моћ горива $H_d = 8373,6 \text{ kJ/kg}$								
				Блок Б1 – неконвенционално сагоревање					Блок Б2 – конвенционално сагоревање			
				Јан	Мај	Мај*	Окт	Окт*	Мај	Мај*	Ном	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
1.	Улазне величине											
1.1.	Продукција свеже паре	D	kg/s	277,7	277,7	280,0	286,1	287,0	297,2	297,0	277,7	
1.2.	Температура свеже прегрејане паре на излазу из котла	t_s	°C	517	540	539	540	540	536	537	540	
1.3.	Притисак свеже прегрејане паре на излазу из котла	p_s	bar	186	173	173	179	179	180	179	186	
1.4.	Температура напојне воде	t_{nv}	°C	255	255	251	255	252	255	255	255	
1.5.	Притисак напојне воде	p_{nv}	bar	201,8	188,8	197,0	195,8	203	198,1	205	201,8	
1.6.	Продукција накнадно прегрејане паре	D_r	kg/s	248,6	248,7	-	257,9	-	277,2	-	257,1	
1.7.	Температура накнадно прегрејане паре на излазу из котла	t_{rs}	°C	517	539	539	540	538	536	536	540	
1.8.	Притисак накнадно прегрејане паре на излазу из котла	p_{rs}	bar	43,7	39	39	40	40	43,7	43,2	43,7	
1.9.	Температура паре за накнадно прегревање	t_r	°C	334	330	330	331	332	340	345	334	
1.10.	Притисак паре за накнадно прегревање	p_r	bar	45,7	41,0	40,0	42,1	42,0	46,0	44,0	45,7	
1.11.	Расподела угљеног праха између доње и горње етаже главног горионика и горионика за отпарке	g	-	40:40:20	40:40:20	.	40:40:20	.	35:35:30	.	35:35:30	
1.12.	Расподела транспортног флуида између доње и горње етаже главног горионика и горионика за отпарке	l	-	25:25:50	25:25:50	.	25:25:50	.	25:25:50	.	25:25:50	
1.13.	Коефицијент вишка ваздуха у зони горионика	α_{gor}	-	0,96	0,96	0,95	0,95	0,95	1,22	-	1,22	
1.14.	Коефицијент вишка ваздуха након ВЗД1	α_{vzd1}	-	1,01	1,01	1,02	1,01	1,01				
1.15.	Коефицијент вишка ваздуха на крају ложишта	α_l	-	1,15	1,15	1,14	1,12	1,12				
1.16.	Укупни присис штетног ваздуха у млину и ложишту	$\Delta\alpha_u$	-	0,18	0,18	0,18	0,18	0,18	0,18	0,18	0,21	
1.17.	Коефицијент рецикулације хладних гасова са краја котла	r_2	-	0,048	0,080	0,083	0,080	0,083	0,048	0,048	0,048	
1.18.	Степен сувоће паре на улазу у 1. ступањ прегрејача	x_{ul}	-	0,95	0,95	-	0,95	-	0,85	-	0,85	
1.19.	Снага на генератору, $\eta_{pb} = 0,371$	P_{el}	MW	311	326	326	338	338	340**	340	348***	

Наставак табеле П1.15

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
2. Прорачунате величине – топлотни биланс											
2.1.	Коефицијент вишка ваздуха на излазу из котла	α_{iz}	-	1,29	1,29	1,28	1,27	1,27	1,36	1,36	1,34
2.2.	Температура излазних гасова	t_{iz}	°C	166,0	172,0	-	174,5	-	175,2	-	172,0
2.3.	Губитак у излазним гасовима	q_2	%	10,25	10,68	-	10,74	-	11,28	-	10,99
2.4.	Степен корисности котла	η_k	%	86,49	86,26	-	86,24	-	85,77	-	86,55
2.5.	Потрошња горива	B	kg/s	98,73	103,4	-	107,1	-	113,9	-	105,7
2.6.	Концентрација CO при референтним условима	CO	mg/Nm ³	20	30	114	200	260	-	86	-
2.7.	Концентрација NO при референтним условима	NO	mg/Nm ³	150	171	199	150	163	347	357	-
2.8.	Прорачунска концентрација NO _x при референтним условима	NO _x	mg/Nm ³	191	225	250	191	209	469	482	-
3. Прорачунате величине – свежа и накнадно прегрејана пара											
3.1.	Притисак паре на улазу у 1. ступањ прегрејача свеже паре	p_{PP1u}	bar	196,7	184,2	185	190,6	191	193,6	194	196,7
3.2.	Температура паре на улазу у 1. ступањ прегрејача свеже паре	t_{PP1u}	°C	364,3	358,9	-	361,7	-	363,0	-	364,3
3.3.	Влажност паре на улазу у 1. ступањ прегрејача свеже паре	x_{PP1u}	-	0,95	0,95	-	0,95	-	0,85	-	0,85
3.4.	Температура паре на излазу из 1. ступња прегрејача свеже паре	t_{PP1i}	°C	372,4	369,1	365,0	369,7	367,0	364,5	364,0	367,1
3.5.	Температура паре на улазу у 2а. ступањ прегрејача свеже паре	t_{PP2au}	°C	372,4	369,1	365,0	369,7	367,0	364,5	364,0	367,1
3.6.	Температура паре на излазу из 2а. ступња прегрејача свеже паре	t_{PP2ai}	°C	395,6	401,1	397,0	402,1	392,0	398,2	403,0	398,4
3.7.	Температура паре на улазу у 2 б. ступањ прегрејача свеже паре	t_{PP2bu}	°C	394,9	399,7	395,0	400,5	390,0	387,1	391,0	387,2
3.8.	Температура паре на излазу из 2б. ступња прегрејача свеже паре	t_{PP2bi}	°C	445,3	467,6	460,0	470,6	459,0	467,4	480,0	459,9
3.9.	Температура паре на улазу у 3. ступањ прегрејача свеже паре	t_{PP3u}	°C	444,7	461,7	458,0	458,4	450,0	456,7	470,0	446,1
3.10.	Температура паре на излазу из 3. ступња прегрејача свеже паре	t_{PP3i}	°C	517,0	540,0	540,0	540,0	537,0	536,0	536,0	540,0
3.11.	Температура паре на улазу у 1. ступањ међупрегрејача	t_{MP1u}	°C	334,0	330,0	330,0	331,0	331,0	340,0	342,0	334,0
3.12.	Температура паре на излазу из 1. ступња међупрегрејача	t_{MP1i}	°C	438,2	450,5	445,0	454,4	445,0	485,6	478,0	469,4
3.13.	Температура паре на улазу у 2. ступањ међупрегрејача паре	t_{MP2u}	°C	438,0	449,7	444,0	445,2	438,0	437,7	430,0	430,2
3.14.	Температура паре на излазу из 2. ступња међупрегрејача паре	t_{MP2i}	°C	524,0	539,0	538,0	540,0	540,0	536,0	536,0	540,0
4. Прорачунате величине – продукти сагоревања											
4.1.	Температура димних гасова на излазу из ложишта	t_1''	°C	966,8	970,3	-	1008	-	1097	-	1078
4.2.	Температура димних гасова иза 3. ступња прегрејача свеже паре	t_1	°C	848,0	861,4	-	891,2	-	990,5	-	947,1

Наставак табеле П1.15

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
4.3.	Температура димних гасова иза 2. ступња међупрегрејача паре	t_2	°C	763,1	780,3	-	803,6	-	904,1	-	850,2
4.4.	Температура димних гасова иза 2б. ступња прегрејача свеже паре	t_3	°C	647,7	666,0	-	680,8	-	757,0	-	709,7
4.5.	Температура димних гасова иза 2а. ступња прегрејача свеже паре	t_4	°C	544,6	558,8	-	567,4	-	624,4	-	586,0
4.6.	Температура димних гасова иза 1. ступња међупрегрејача паре	t_4	°C	430,4	439,9	-	443,7	-	485,6	-	457,4
4.7.	Температура димних гасова иза загрејача воде	t_5	°C	308,2	313,5	-	341,6	-	336,1	-	320,9
4.8.	Температура излазних димних гасова	t_{iz}	°C	166,0	172,0	-	174,5	-	175,2	-	172,0
5.	Прорачунате величине – количине ваздуха које се организовано доводе нивоима ВЗД 1 и ВЗД 2										
5.1.	Проток контролисаног ваздуха без терцијарног ваздуха	\dot{M}_{KVZ}	kg/s	304,7	313,3	330,0	315,6	309,0	352,7	341,0	329,7
5.2.	Проток ваздуха кроз ВЗД 1 млазнице	\dot{M}_{VZD1}	kg/s	16,22	23,84	22,70	21,16	22,50	-	-	-
5.3.	Проток ваздуха кроз ВЗД 2 млазнице	\dot{M}_{VZD2}	kg/s	45,42	44,27	43,4	38,80	40,50	-	-	-
5.4.	Просечна брзина ваздуха кроз ВЗД 1 млазнице	w_{VZD1}	m/s	35	52	-	46	-	-	-	-
5.5.	Просечна брзина ваздуха кроз ВЗД 2 млазнице	w_{VZD2}	m/s	59	58	-	51	-	-	-	-

* Мерене вредности на блоковима 1 и 2 (мај и октобар 2015. године)

** Степен корисности блока 2 бруто при експлоатационим условима $\eta_{pb} = 0,3510$

*** Степен корисности блока 2 бруто при номиналним условима $\eta_{pb} = 0,3875$

П.5. Кориснички софтвер за проверу радних услова енергетског парног котла након уведених примарних мера за редукацију садржаја азотних оксида

П.5.1. Потреба за развојем и применом софтвера

У циљу одређивања топлотног биланса и провере температурских услова рада грејних површина енергетског парног котла, развијен је софтвер за термички прорачун парног котла блока 1 у ТЕ Костолац Б на коме су извршене бројне реконструкције са задатком продужења радног века, а уз додатно постизање еколошки прихватљивог начина рада. У оквиру пројекта Министарства за науку и технолошки развој Републике Србије бр. 33018 (Повећање енергетске и еколошке ефикасности процеса у ложишту за угљени прах и оптимизација излазне грејне површине енергетског парног котла применом сопствених софтверских алата), развијен је кориснички софтвер, намењен испитивању утицаја промене различитих погонских параметара на ефективност, ефикасности и

сигурност рада парног котла у целини за изведени а реорганизовани систем сагоревања (уведена примарна мера) у циљу редуковања садржаја азотних оксида. Софтвер је нарочито важан са аспекта брзе процене радних услова ревитализованог постројења који се значајно мењају применом новог система сагоревања и представља оригинално решење уз допуну постојећих метода процене рада парног котла. Комуникација са новим софтвером је тако прилагођена да га лако могу користити и инжењери у електрани чији је задатак праћење процеса парног котла.

П.5.2. Опис софтвера

Ради спровођења потребних анализа рада парног котла блока 1 у ТЕ Костолац Б, развијен је софтвер за спровођење термичког прорачуна предметног парног котла који повезује прорачуне склопа постројења за припрему угљеног праха и ложишта, у циљу одређивања степена рецикулације и температуре димних гасова на његовом излазу, и контролне термичке прорачуне осталих грејних површина. Делови програма који су повезани у једну целину наведени су одређеним редоследом:

- Топлотни биланс парног котла;
- Прорачун капацитета млевења вентилаторског млина;
- Топлотни и материјални биланс млина (капацитет сушења);
- Термички прорачун ложишта и озрачених грејних површина;
- Термички прорачун осталих грејних површина, полуозрачених и конвективних.

Оваквим софтверским алатом могуће је утврдити топлотне радне режиме парног котла у целини, варирањем погонских параметара у широким границама (промена продукције, параметара паре, квалитета угља, количине ваздуха која се доводи у процес, расподеле ваздуха по нивоима увођења у ложиште, удела штетног ваздуха,...). На основу термичког прорачуна котла одређују се температуре пријемника и предајника енергије на улазу и излазу из сваке грејне површине, проток убризгане воде у линију свеже и накнадно прегрејане паре, као и читав низ релевантних параметара који дефинишу рад котла.

Софтвер омогућава процену температурских режима и апсорбованих количина топлоте грејних површина при променама следећих погонских величина:

- а) Квалитета угља;
- б) Продукције свеже и накнадно прегрејане паре;
- в) Степена расподеле угљеног праха по горионцима;
- г) Степена расподеле ваздуха по висини ложишта – рад са примарном мером вишестепеног довођења ваздуха;
- д) Температуре и притиска напојне воде – рад котла са и без укључених загрејача високог притиска;
- ђ) Температура и притисака свеже и накнадно прегрејане паре;
- е) Температуре горива, околног и предгрејаног ваздуха;
- ж) Коефицијената вишка ваздуха (променљивих дуж сви грејних површина укључујући и промену по висини ложишта) и коефицијената присиса штетног ваздуха;
- з) Коефицијента рецикулације димних гасова са краја котла;
- и) Степена запрљаности ложишта и грејних површина у котлу.

П.5.3. Кратак приказ софтвера

На слици П6 представљен је главни екран (форма) који служи за унос података. Прво се уносе подаци за угаљ: његова елементарна анализа, доња топлотна моћ и Хардгроув коефицијент мељивости. Након тога, уносе се подаци потребни за прорачун топлотног биланса парног котла, који се налазе у посебној форми приказаној на слици П7. У оквиру ове форме, могуће је унети податке за тракт свеже (D , p_{mv} , t_{mv} , p_s и t_s) и накнадно прегрејане паре (D_r , p_r , t_r , p_{rs} и t_{rs}), податке за ваздушни тракт (t_{hv} – температуру околног ваздуха и t_{zvul} - температуру предгрејаног ваздуха) и температуру горива. Осим тога, уносе се и коефицијенти вишка ваздуха: по нивоима увођења у ложиште (α_{gor} , α_{vzdl} и α_l), испред загрејача ваздуха (α_{zvul}) и на излазу из котла (α_{iz}) као и прираштај коефицијента вишка ваздуха у ложишту ($\Delta\alpha_l$). Могуће је унети и губитак енергије услед механичке непотпуности сагоревања који се састоји од губитка услед несагорелог у шљаци (q_{4s}) и губитка услед несагорелог у летећем пепелу (q_{4lp}). Уколико се у овој форми

не унесу сви понуђени улазни подаци софтвер ће аутоматски, при прорачуну топлотног биланса, за изостављене податке усвојити пројектне вредности. Поред унетих и усвојених података у овој форми, након прорачуна приказани су и основни резултати топлотног биланса: поједини губици енергије, степен корисности котла, количина топлоте апсорбована у котлу, потрошња горива и стварно сагорела количина горива (слика П7).

После уношења података и повратка на главни екран активирањем посебног тастера улази се у нову форму „Унос података за прорачун млина” (слика П8) где се уносе потребни подаци за прорачуне капацитета млевења и капацитета сушења млина на основу којих се одређује и број млинова у раду. Уколико се неки од ових података не унесе, при прорачуну ће такође бити узете пројектне вредности.

Након одређивања потребног броја млинова у раду, неопходних за остваривање жељене продукције котла, активирањем посебног тастера улази се у нову форму „Унос података везаних за топлотну ефикасност грејних површина” (слика П9). У овој форми могуће је унети процентуалне промене топлотних ефикасности грејних површина у односу на пројектне (препоручене) вредности.

После унетих података везаних за топлотну ефикасност грејних површина и повратка на главни екран даје се обавештење да је унос података за топлотну ефикасност обављен, док се отвора нов тастер ТЕРМИЧКИ ПРОРАЧУН ПАРНОГ КОТЛА (слика П10). Активирањем овог тастера покреће се програм за комплетан термички прорачун разматраног парног котла. Након извршеног прорачуна појавиће се обавештење да је термички прорачун парног котла успешно обављен. Осим тога, по завршеном прорачуну, у доњем делу главне форме појавиће се мањи прозор а на десној страни главног екрана већи прозор у црним пољима, повезаних за ПРИКАЗ РЕЗУЛТАТА.

У оквиру доњег прозора налазе се тастери помоћу којих се улази у посебне форме за приказ следећих резултата: ТОПЛОТНИ БИЛАНС, МЛИН, ПРИКАЗ ПРОРАЧУНА РЕГУЛАЦИОНОГ ДИЈАГРАМА МЛИНА, ТОПЛОТНИ И МАТЕРИЈАЛНИ БИЛАНС ДИМНИХ ГАСОВА, ТОПЛОТНИ И МАТЕРИЈАЛНИ БИЛАНС ВАЗДУХА, ТОПЛОТНИ И МАТЕРИЈАЛНИ БИЛАНС СВЕЖЕ ПАРЕ и ТОПЛОТНИ И МАТЕРИЈАЛНИ БИЛАНС НАКНАДНО ПРЕГРЕЈАНЕ ПАРЕ.

Због опширности, даље ће бити приказано неколико форми за преглед резултата. Активирањем тастера **ТОПЛОТНИ И МАТЕРИЈАЛНИ БИЛАНС СВЕЖЕ ПАРЕ** улази се у форму „Топлотни и материјални биланс са стране свежје паре” (слика П11). У оквиру ове форме приказани су протоци, притисци и температуре паре на улазу и излазу из сваке грејне површине на линији свежје паре. Осим тога приказани су и протоци воде, одговарајућих параметара, који се убризгавају у хладњак број 1. (између другог а и другог б ступња прегрејача свежје паре) и у хладњак број 2. (између другог б и трећег ступња прегрејача свежје паре). Активирањем тастера **ТОПЛОТНИ И МАТЕРИЈАЛНИ БИЛАНС НАКНАДНО ПРЕГРЕЈАНЕ ПАРЕ** улази се у форму „Топлотни и материјални биланс са стране накнадно прегрејане паре” (слика П12). У оквиру ове форме приказани су протоци, притисци и температуре паре на улазу и излазу из сваке грејне површине на линији накнадно прегрејане паре. Такође је приказан и проток воде, одговарајућих параметара, који се убризгава у хладњак број 3. (између првог и другог ступња накнадног прегрејача паре). На слици П13 приказана је форма „Топлотног и материјалног биланса са стране предајника топлоте” у којој је приказан ток температуре и коефицијента вишка ваздуха како по зонама ложишта тако и испред и иза свих грејних површина парног котла као и одговарајуће апсорбоване количине топлоте.

У оквиру резултата који су приказани на десној страни главног екрана (слика П10) налазе се тастери са којима се улази у форме у којима су дати резултати прорачуна за сваку грејну површину посебно. Као пример изабрани су 2.а и 2.б **СТУПАЊ ПРЕГРЕЈАЧА СВЕЖЕ ПАРЕ** (у пројектном стању чинили јединствену грејну површину - а након капиталног ремонта 2014. године је подељен у две засебне грејне површине између којих је постављен хладњак бр. 1). Позивањем ових тастера улази се у истоимене форме (слике П14 и П15) у којима су приказане поједине вредности и са стране паре и са стране димних гасова. Са стране паре то су притисак и температура на улазу и излазу (притисак и температура свежје паре) из разматраног прегрејача, проток паре и средња брзина паре. Са стране димних гасова приказане су вредности температуре димних гасова, коефицијента вишка ваздуха и запремине димних гасова по килограму сагорелог горива испред и иза грејне површине, средња брзина димних гасова,

коэффициент запрељаности и топлотна ефикасност прегрејача паре. На слици П16 приказане су зоне ложишта (испаривача) након увођења примарне мере вишестепеног довођења ваздуха по висини ложишта са одговарајућим степенима топлоне ефикасности екрана, запреминама сагоревањем насталих димних гасова, коэффициентима вишка ваздуха као и излазним температурама продуката сагоревања (топлотног предајника). Осим тога, у оквиру резултата који су приказани на десној страни главног екрана (слика П10), постављени су и тастери помоћу којих се улази у форме ГРАФИЧКОГ ПРИКАЗА ПРОМЕНЕ ТЕМПЕРАТУРЕ ПАРЕ НА ЛИНИЈИ СВЕЖЕ ПАРЕ, ПРОМЕНЕ ТЕМПЕРАТУРЕ ПАРЕ НА ЛИНИЈИ НАКНАДНО ПРЕГРЕЈАНЕ ПАРЕ, ПРОМЕНЕ ТЕМПЕРАТУРЕ ДИМНОГ ГАСА ДУЖ ГАСНОГ ТРАКТА КОТЛА И ПРОМЕНЕ КОЕФИЦИЈЕНТА ВИШКА ВАЗДУХА ДУЖ ГАСНОГ ТРАКТА КОТЛА. Активирањем тастера ГРАФИЧКИ ПРИКАЗ ПРОМЕНЕ ТЕМПЕРАТУРЕ ПАРЕ НА ЛИНИЈИ СВЕЖЕ ПАРЕ улази се у истоимену форму (слика П17) у којој је приказана графичка промена температуре топлотног пријемника, воде и паре, од улаза у загрејач воде (параметри напојне воде) до изласка прегрејане паре из трећег ступња прегрејача свежје паре (параметри свежје прегрејане паре). Активирањем тастера ГРАФИЧКИ ПРИКАЗ ПРОМЕНЕ ТЕМПЕРАТУРЕ ПАРЕ НА ЛИНИЈИ НАКНАДНО ПРЕГРЕЈАНЕ ПАРЕ улази се у истоимену форму (слика П18) у којој је приказана графичка промена температуре топлотног пријемника на линији ниског притиска од улаза у први ступањ накнадног прегрејача паре (параметри паре за накнадно прегревање) до изласка прегрејане паре из другог ступња накнадног прегрејача паре (параметри накнадно прегрејане паре). Активирањем тастера ГРАФИЧКИ ПРИКАЗ ПРОМЕНЕ КОЕФИЦИЈЕНТА ВИШКА ВАЗДУХА ДУЖ ГАСНОГ ТРАКТА КОТЛА улази се у форму (слика П19) у којој је приказана графичка промена коефицијента вишка ваздуха дуж гасног тракта, почев од ложишта па све до излаза димних гасова из котла. Додатним активирањем тастера ГРАФИЧКИ ПРИКАЗ ПРОМЕНЕ ТЕМПЕРАТУРЕ ДИМНОГ ГАСА ДУЖ ГАСНОГ ТРАКТА КОТЛА улази се у форму (слика П20) у којој је приказана промена температуре топлотног предајника (димног гаса) дуж гасног тракта.

П.5.4. Примена софтвера

Развијеним софтвером добијени резултати за термички прорачун парног котла блока 1 у ТЕ Костолац Б у великој мери су подударни са одговарајућим вредностима које су се континуално мериле током 2015. године на основу чега је и извршена валидација методе. Развијена и верификована метода са софтвером применљива је за анализу и оптимизацију рада разматраног парног котла. Како софтвер омогућава брзу промену већег броја улазних величина (квалитет горива, коефицијенте вишка ваздуха – промене дуж гасног тракта котла укључујући и промену по висини ложишта, присис штетног ваздуха у ложишту и млинском постројењу, цурење ваздуха из ротационог регенеративног загрејача ваздуха, запрљаност грејних површина, температура предгрејаног ваздуха, расподела угљеног праха, отпарака и ваздуха по етажама горионика и тако даље), тиме представља врло погодан алат за симулацију рада парног котла у реалним експлоатационим условима и након ревитализације извршене 2014. године, која је обухватила модернизацију система сагоревања применом вишестепеног довођења ваздуха по висини ложишта.

Применом примарних мера за смањење NO_x (прерасподелом ваздуха по висини ложишта и рецикулацијом хладних димних гасова) директно се утиче на топлотни процес и процес сагоревања угљеног праха, што доводи до значајних промена у температурском пољу димних гасова дуж ложишта парног котла. Новим софтвером обезбеђена је процена утицаја на ове процесе али и провера утицаја примењених мера за смањење NO_x на ефикасност рада котловског постројења у целини као и сигурност рада прегрејача свеже и накнадно прегрејане паре у смислу стабилног постизања пројектних параметара паре. Допуном методе и развијањем софтвера омогућено је праћење рада котла и у условима који нису разматрани стандардним инжењерским методама процене рада котлова. На овакав начин превазиђен је прорачунски недостатак који је настао увођењем модерних шема сагоревања које су резултат жељеног примарног утицаја на смањење садржаја продукованих оксида азота у ложиштима котлова на угљени прах.

GLAVNI EKLAN - Ulazni podaci, termicki proračun parnog kotla i rezultati proračuna

IZLAZ
POČETAK
POMOĆ

GORIVO
Unesi elementarnu analizu radnog goriva

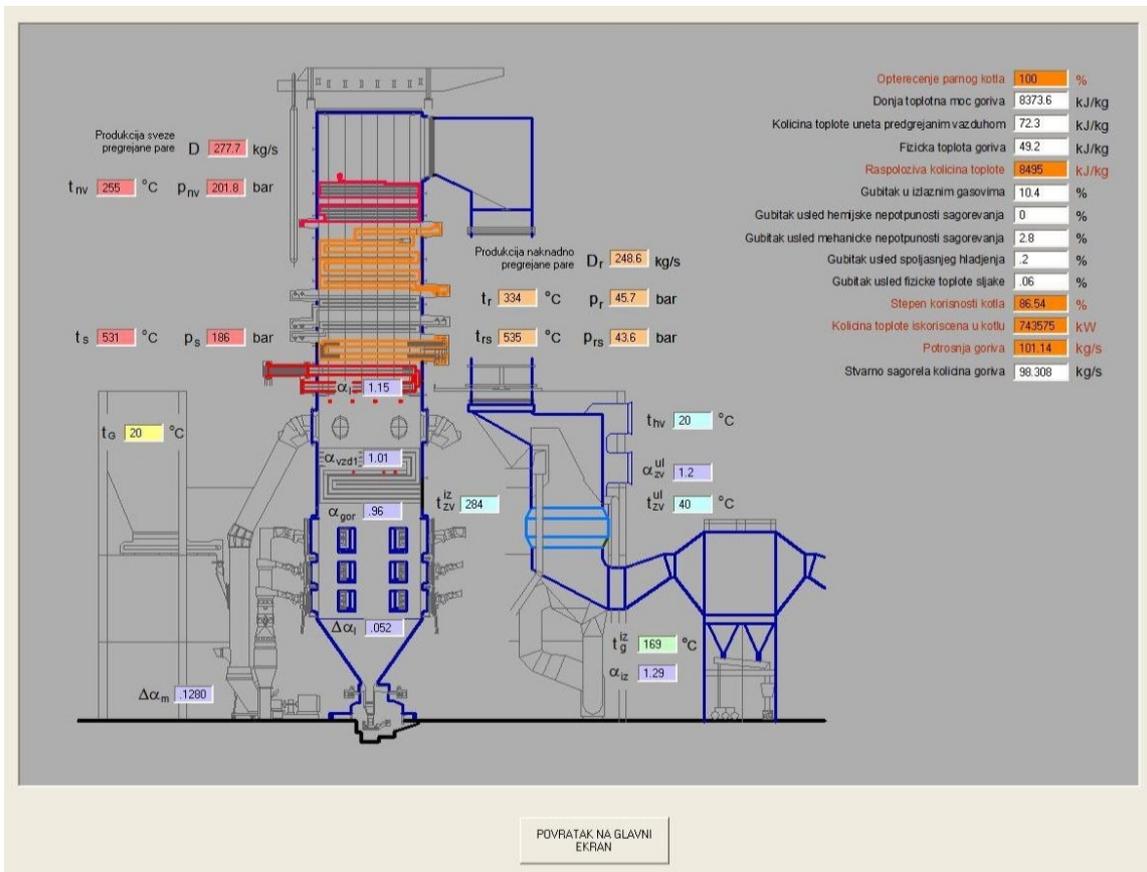
C 25.38 %	Hd 8373.6 kJ/kg
H 2.32 %	h _H 46
O ₂ 9.52 %	
N 44 %	
S _{gr} 56 %	
Az 18.41 %	2BIR 100 %
W _l 43.37 %	

PROVERA
ELEMENTARNE
ANALIZE GORIVA

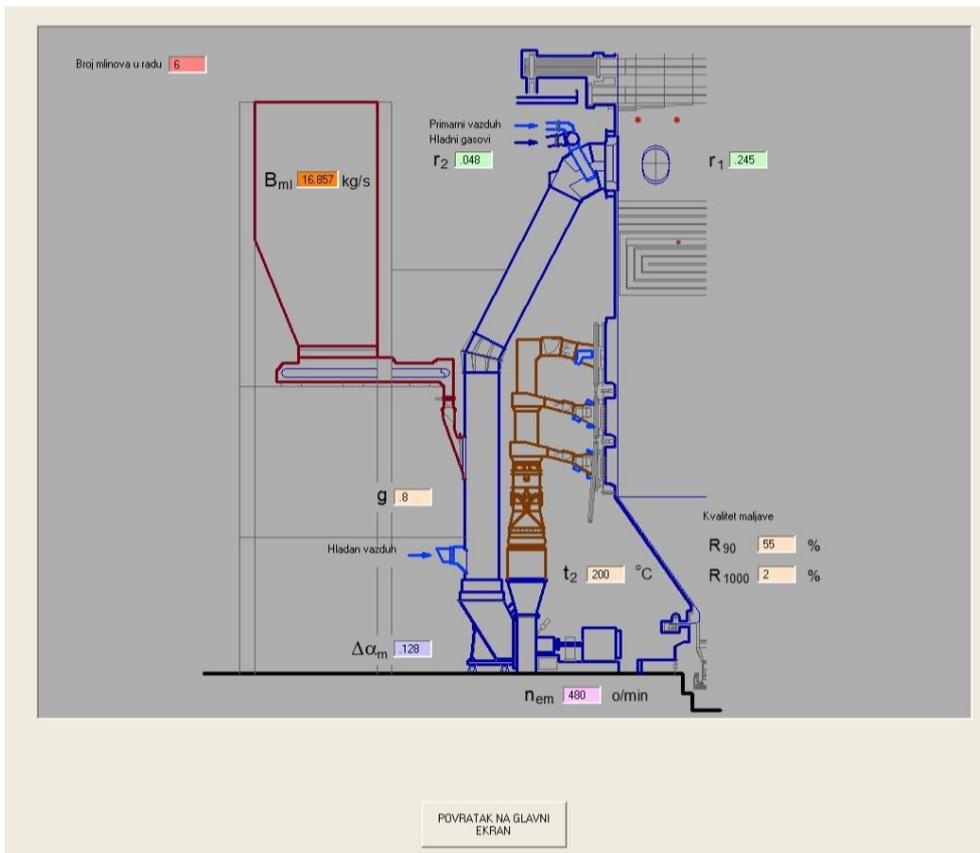
Garantni kvalitet ugalja
Donji granici kvalitet ugalja
Gornji granici kvalitet ugalja

Unos potrebnih podataka za TOPLOTNI BILANS

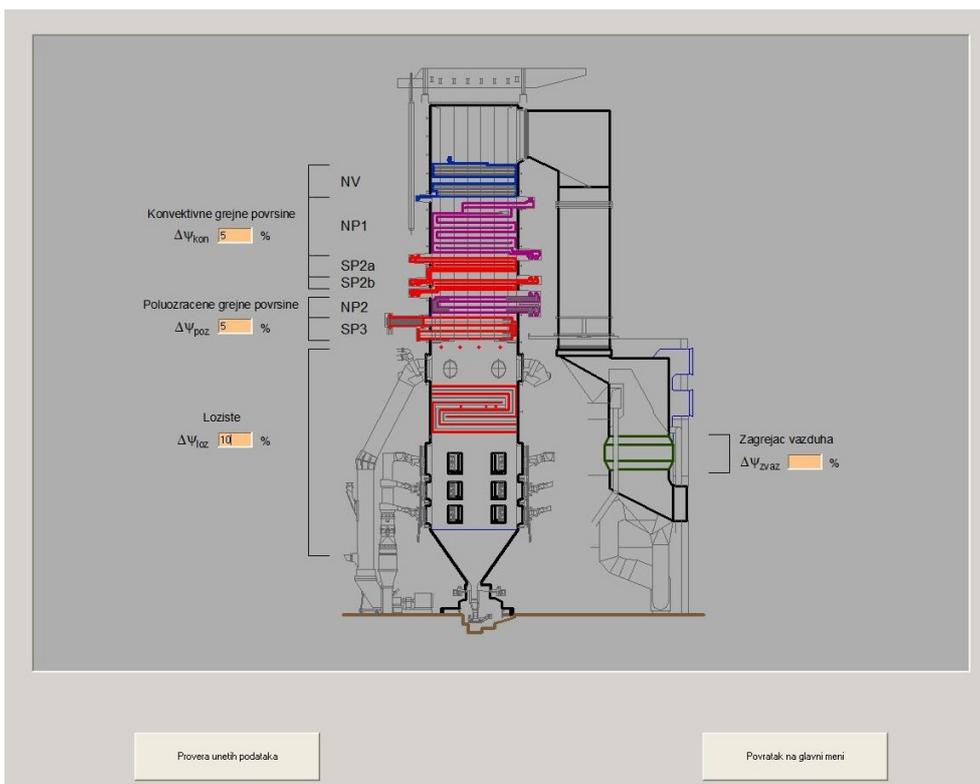
Слика П6. Главни екран за унос података и повезивање са осталим формама за уношење и приказ резултата прорачуна



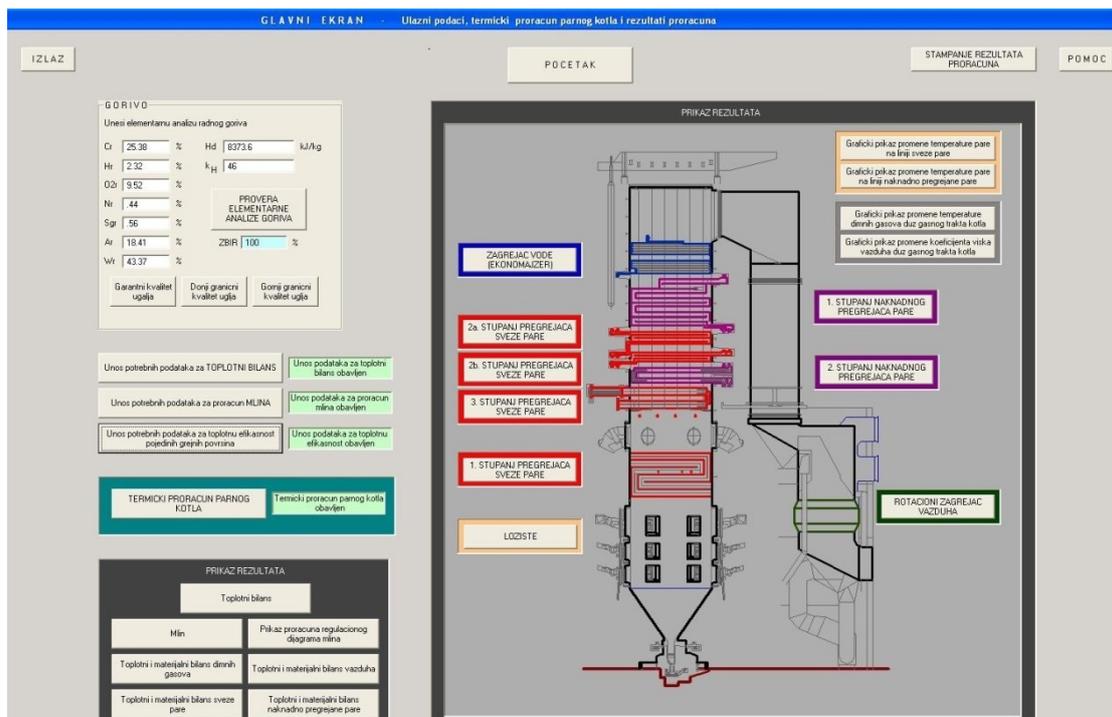
Слика П7. Форма за унос података везаних за прорачун топлотног биланса и приказ резултата



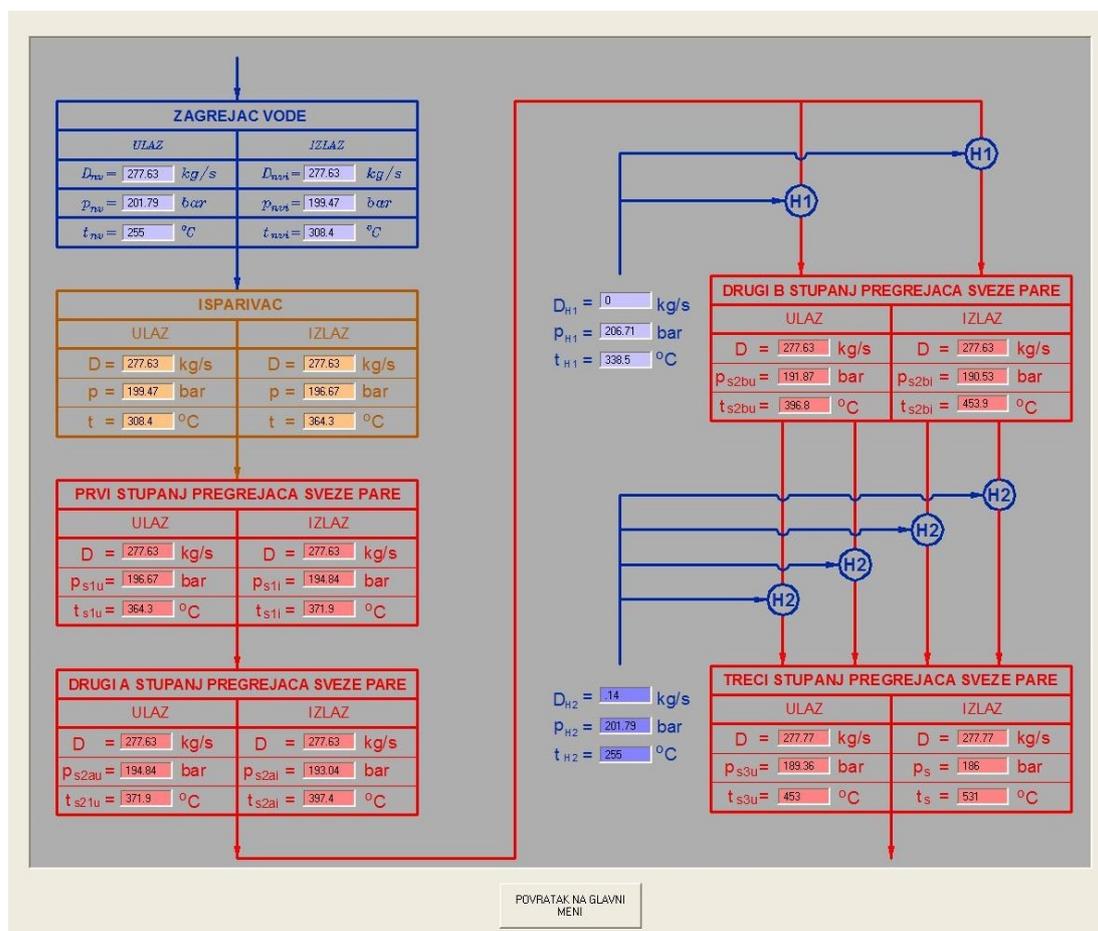
Слика П8. Форма за унос података везаних за прорачун млинског постројења



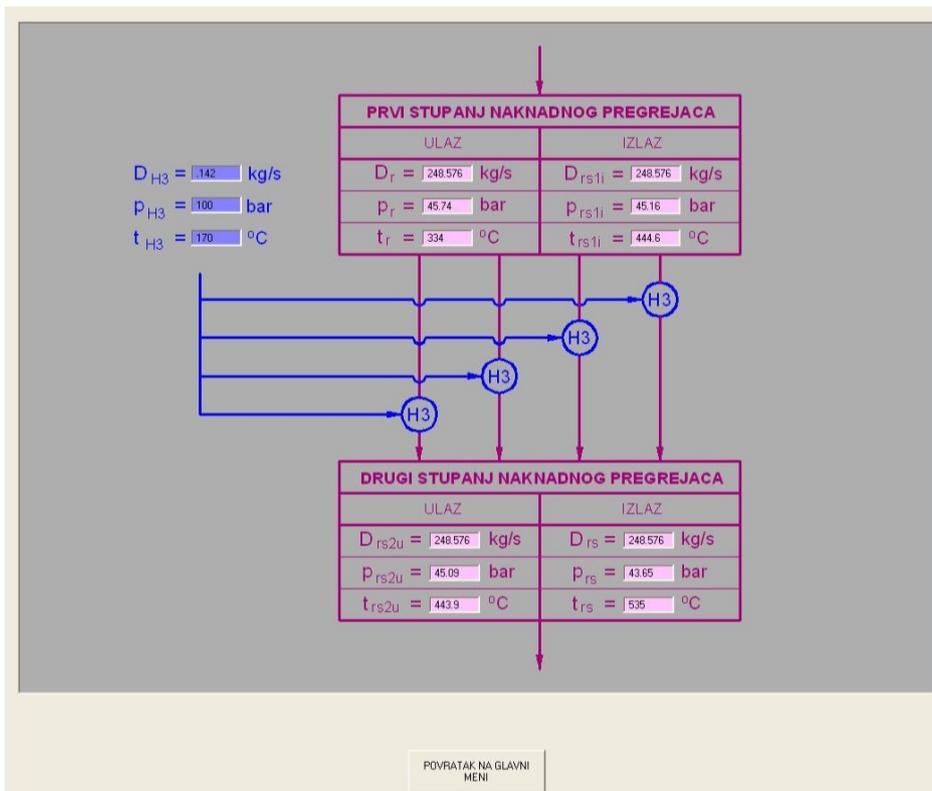
Слика П9. Форма за унос података везаних за топлотну ефикасност грејних површина



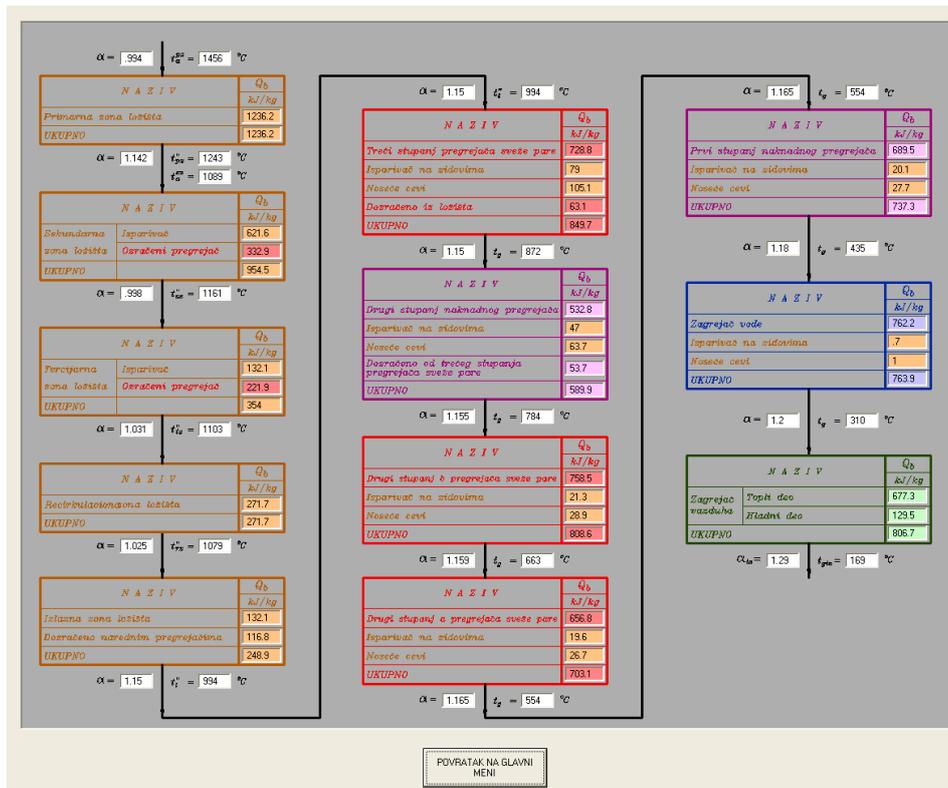
Слика П10. Главни екран након извршеног термичког прорачуна парног котла



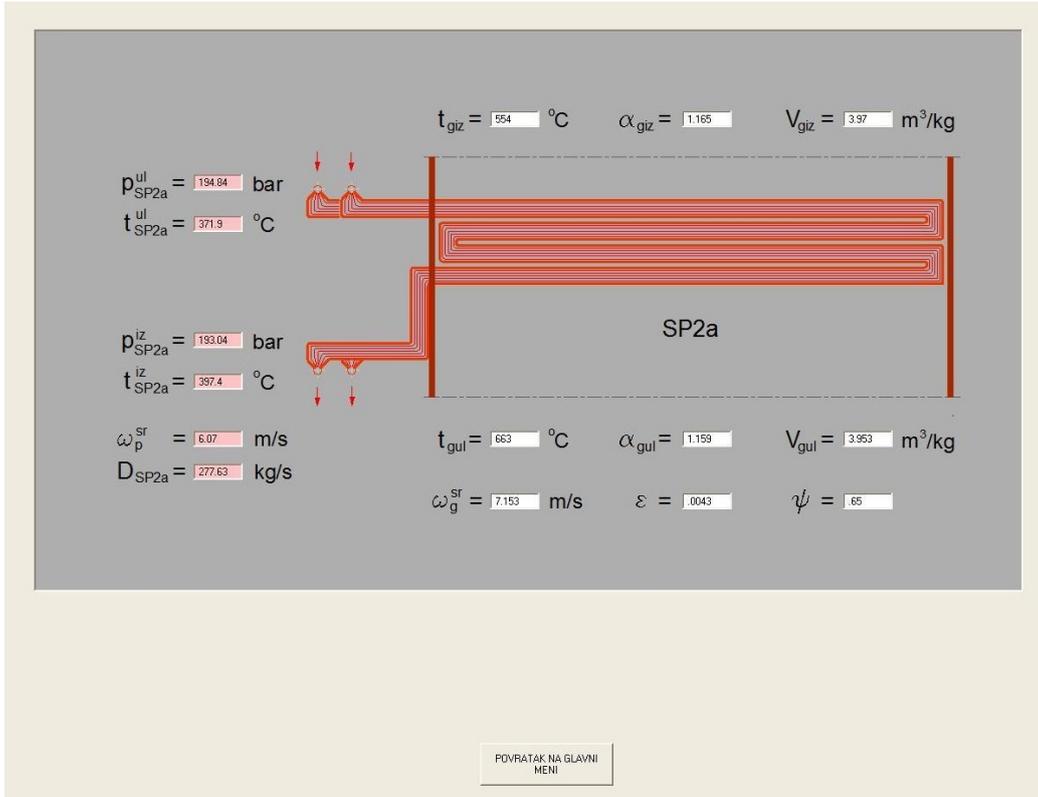
Слика П11. Форма за приказ топлотног и материјалног биланса са стране свеже паре



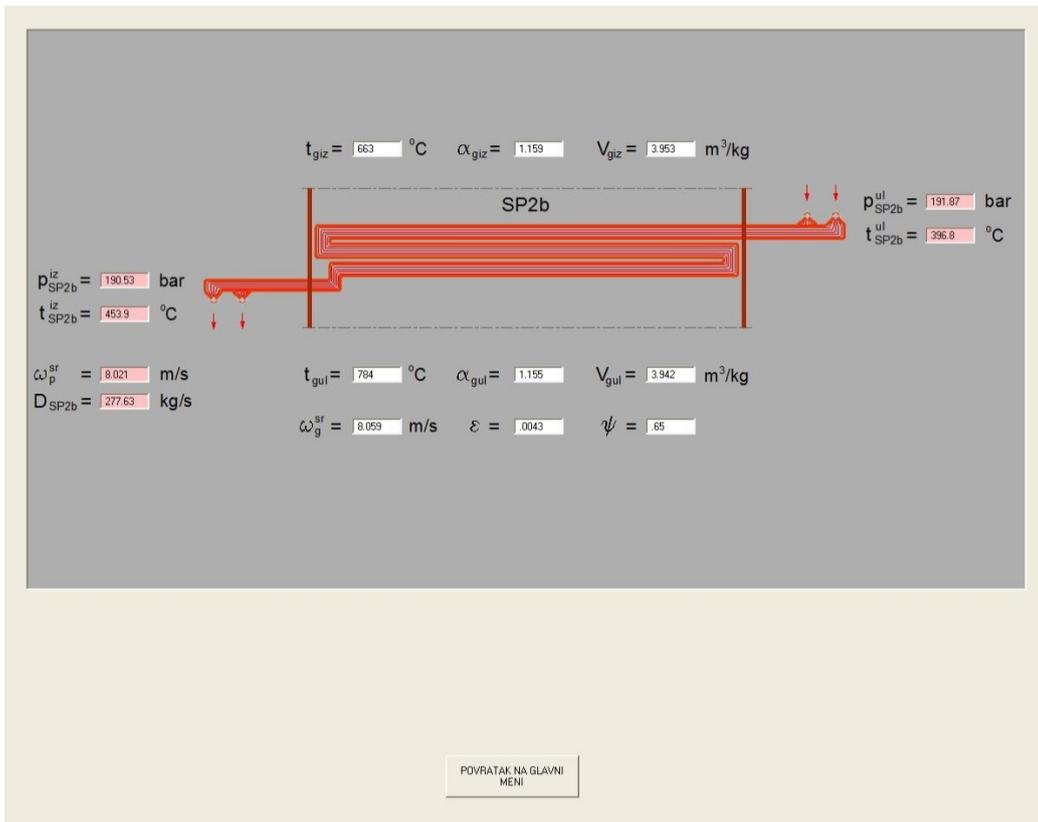
Слика П12. Форма за приказ топлотног и материјалног биланса са стране накнадно прегрејане паре



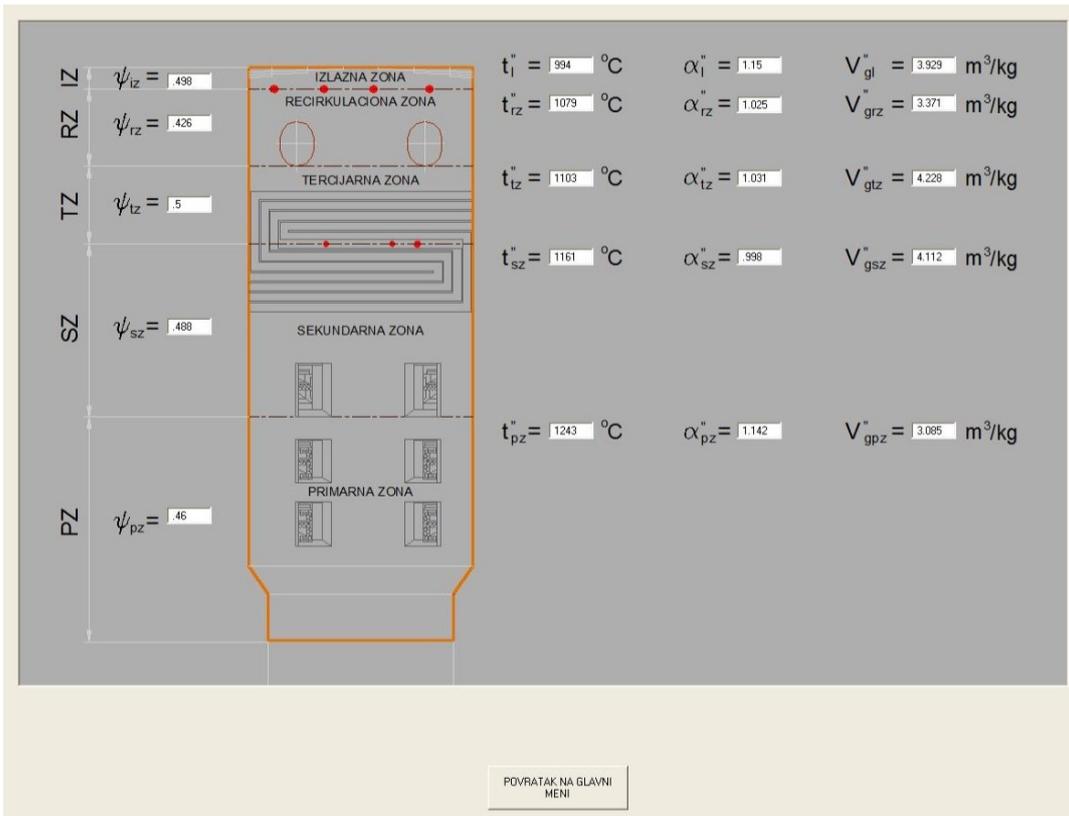
Слика П13. Форма за приказ топлотног и материјалног биланса са стране предајника топлоте



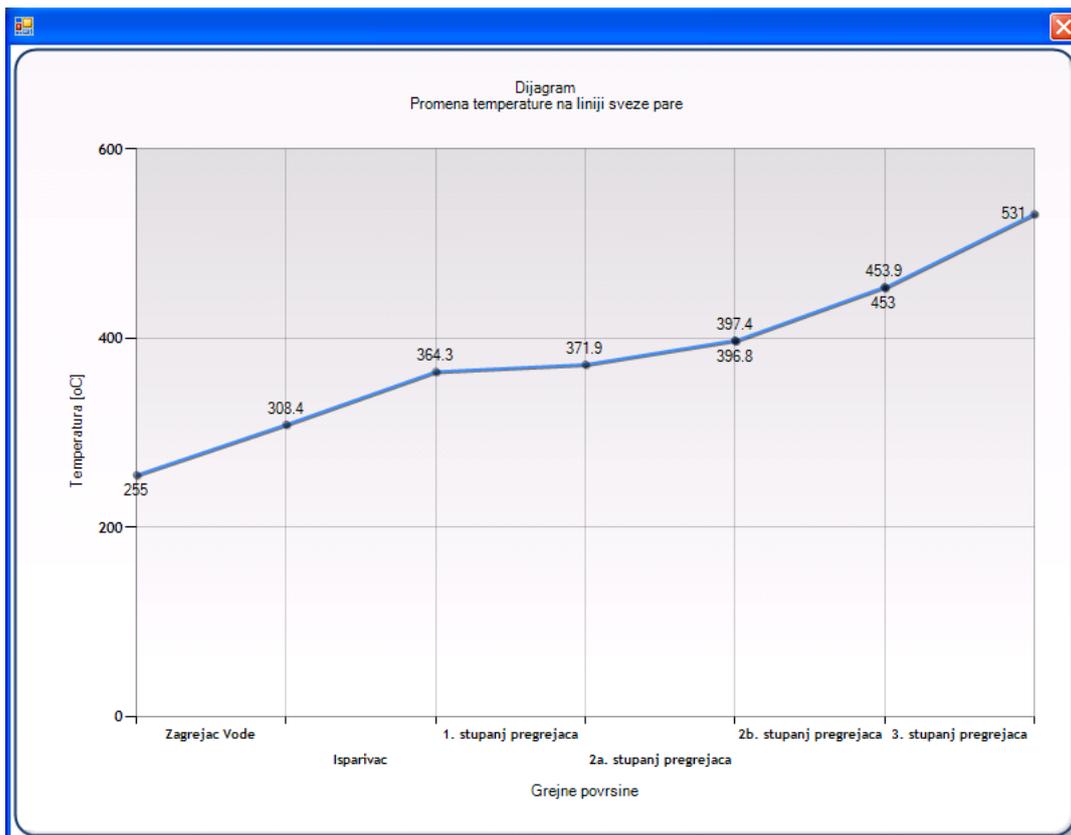
Слика П14. Други а ступањ прегрејача свеже паре



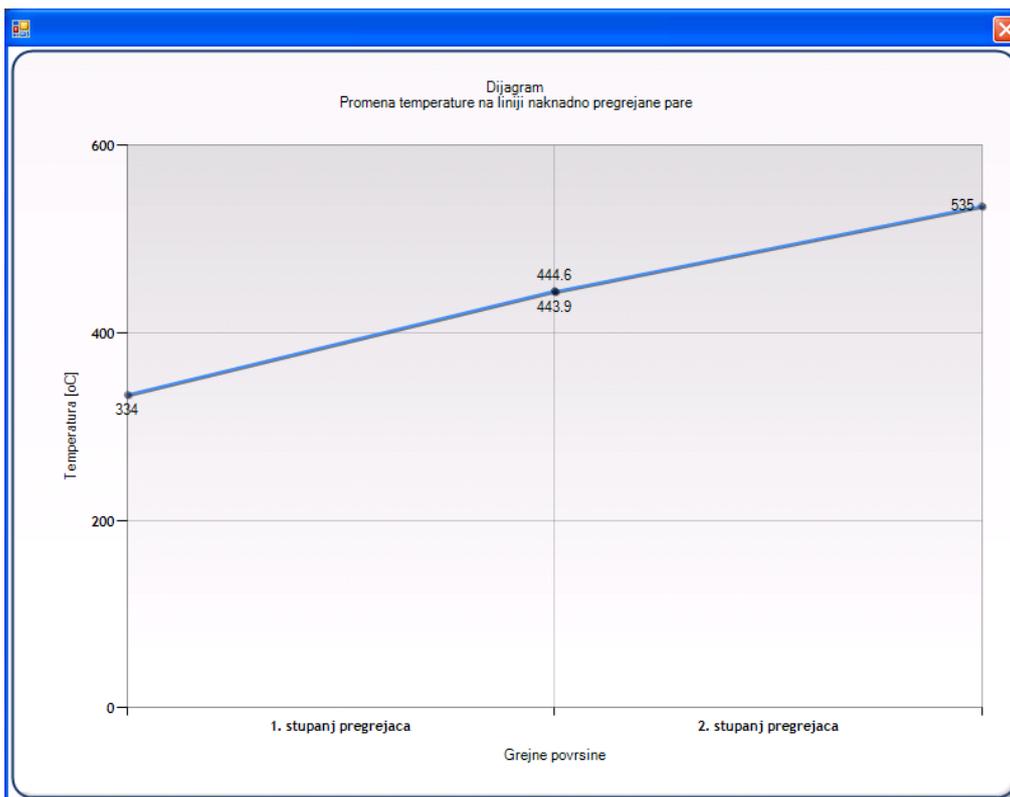
Слика П15. Други б ступањ прегрејача свеже паре



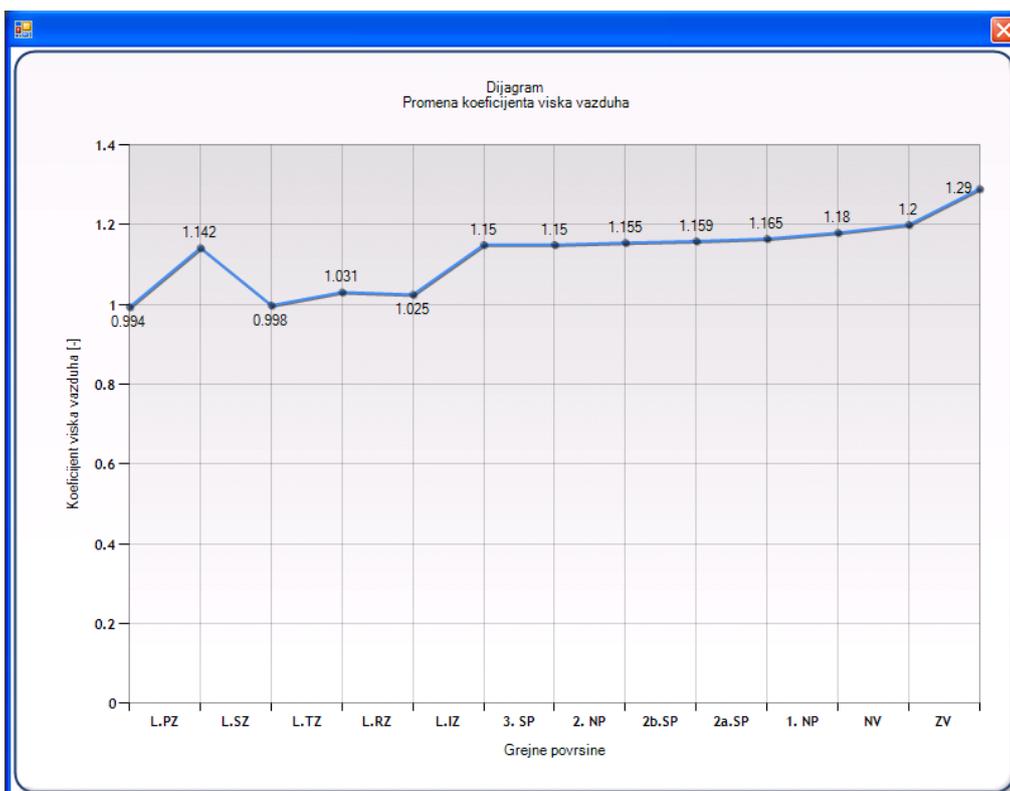
Слика П16. Зоне ложишта (испаривача) након увођења примарних мера



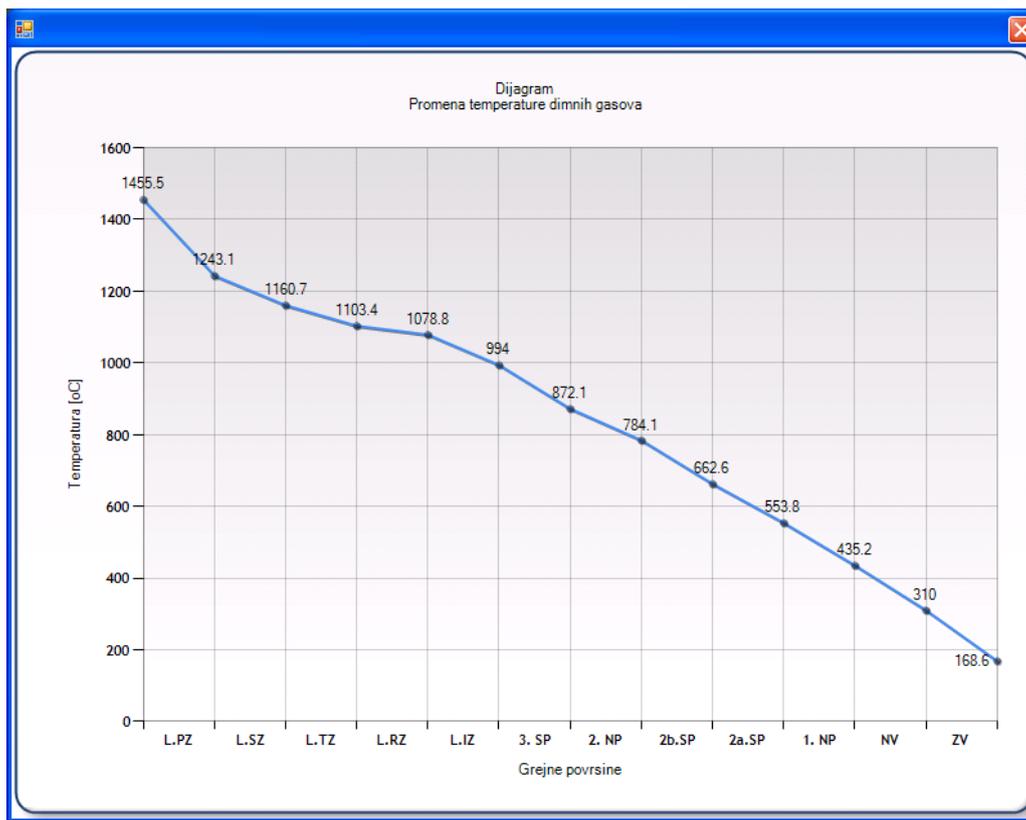
Слика П17. Графички приказ промене температуре паре на линији свеже паре



Слика П18. Графички приказ промене температуре паре на линији накнадно прегрејане паре



Слика П19. Графички приказ промене коефицијента вишка ваздуха дуж гасног тракта котла



Слика П20. Графички приказ промене температуре димног гаса дуж гасног тракта котла



ELSEVIER

Contents lists available at ScienceDirect

Applied Thermal Engineering

journal homepage: www.elsevier.com/locate/apthermeng

Research paper

Assessing the impact of primary measures for NO_x reduction on the thermal power plant steam boilerGoran Stupar^{a,*}, Dragan Tucaković^a, Titoslav Živanović^a, Srdjan Belošević^b^a University of Belgrade, Faculty of Mechanical Engineering, Kraljice Marije 16, 11120 Belgrade 35, Serbia^b University of Belgrade, "Vinča" Institute of Nuclear Sciences, Mihajla Petrovića Alasa 12-14, P.O. Box 522, 11001 Belgrade, Serbia

HIGHLIGHTS

- Modern steam boilers need to operate according to ecological standards.
- Possibility of applying some of the primary measures of NO_x reduction.
- Conventional calculations have no possibility to estimate sub-stoichiometric combustion.
- Develop a new method of connecting the calculations.
- Analysis shows the most favorable operation boiler regime (efficiency and ecology).

ARTICLE INFO

Article history:

Received 6 October 2014

Accepted 31 December 2014

Available online 8 January 2015

Keywords:

Steam boiler

NO_x

Primary measures

Mathematical model

Calculation system

Efficiency

ABSTRACT

The European normatives prescribe content of 200 mg/Nm³ NO_x for pulverized coal combustive power plants. In order to reduce content of NO_x in Serbian thermal power plant (TPP) Kostolac B it's necessary to implement particular measures until 2016. The mathematical model of lignite combustion in the steam boiler furnace is defined and applied to analyze the possibility of implementing certain primary measures for reducing nitrogen oxides and their effects on the steam boiler operation. This model includes processes in the coal-fired furnace and defines radiating reactive two-phase turbulent flow. The model of turbulent flow also contains sub-model of fuel and thermal NO_x formation and destruction. This complex mathematical model is related to thermal and aerodynamic calculations of the steam boiler within a unified calculation system in order to analyze the steam boiler overall work. This system provides calculations with a number of influential parameters. The steam boiler calculations for unit 1 (350 MWe) of TPP Kostolac B are implemented for existing and modified combustion system in order to achieve effective, reliable and ecological facility work. The paper presents the influence analysis of large number of parameters on the steam boiler operation with an accepted concept of primary measures. Presented system of calculations is verified against measurements in TPP Kostolac B.

© 2015 Elsevier Ltd. All rights reserved.

1. Introduction

Converting energy into a form useful to people has its negative consequences – matters formed from the combustion process are harmful to humans and the environment. One group of harmful substances that are formed during this process refers to nitrogen oxides.

The level of NO_x emissions from thermal power plants in Serbia, exceeds the European standard of 200 mg/Nm³ [1] in lignite

combustion, which will be severe restriction from 2016 [2–4]. Various measures for reducing nitrogen oxides emissions have been developed in order to achieve the ecological standards in this domain. Nitrogen oxides are mainly formed by oxidation of nitrogen from the combustion air at high temperatures as thermal NO_x and by oxidation of nitrogen in the fuel as fuel NO_x which may occur at lower temperatures and which are dominant in coal-fired boilers. The formation of thermal NO_x is directly dependent on the local temperature in the flame, while the formation of fuel NO_x is primarily dependent on the nitrogen content in the fuel and oxygen available in the flame in the zone of particle combustion [5]. The first group of measures includes primary measures. The primary measures are based on nitrogen oxides emission reduction before

* Corresponding author.

E-mail address: gstupar@mas.bg.ac.rs (G. Stupar).

and during their formation (before and during the combustion process). The primary measures are much cheaper, and although less effective, they are often applied during pulverized coal combustion. The most significant ones are: recirculation of combustion products, application of the burner with a low concentration of nitrogen oxides, multi-stage introduction of air and fuel and combination of these measures.

The existing measures of NO_x reduction can be further improved and their performance can be increased to the maximum level by using numerical simulations. Compared to experimental research numerical simulations are more cost-effective and could be carried out more easily, and thereby provide satisfactory results. In addition, numerical simulations play an important role in the design of new systems for NO_x emissions reduction, as well as the proper selection of measures for emissions reduction which shall be applied in the plants under development, as well as in the existing ones. This type of research has been successfully applied to describe the phenomena during the combustion of pulverized coal in the power steam boilers. Le Bris [6] and Diez [7] confirm the positive impact of over fire air (OFA) system on the reduction of nitrogen oxides in flue gases by comparing the results of numerical calculations and measurements on the thermal power plants. Korytni establishes dependencies between the characteristics of a large group of coals, the measured values of flue gas temperature and the concentration of NO_x in the pilot unit using a computer fluid dynamics [8]. Choi in Ref. [9] points out the impact of fluid flows, temperature and oxygen concentration on the content NO_x in the 500 MWe plant. Huang [10] deals with the optimization of air flow and consumption of pulverized coal after the implementation of primary measures, while Belosevic in Ref. [11] presented a detailed numerical analysis of the impact on the position of the flame in the power steam boiler. Nowadays, the numerical simulation is almost indispensable method for the process analysis and optimization. This aspect of the study leads Baek in Ref. [12] to the conclusion that the mixture of different coals has significant impact on carbon in ash while the changes in the content of NO_x are negligible. The predictions in this field are also performed in Ref. [13]. The amount of unburned carbon and nitrogen oxide content in tangentially fired power plant are quantified. Zhou [14] and Belosevic [15] analyzed the aerodynamic effects on the flow field in the furnace as well as the efficiency of the combustion process. Adamczyk performed the CFD research in order to test the possibility of applying reburning process at large scale coal-fired boiler with a certain reference to the stability of the reconstructed plant operation [16]. Although there are a large number of papers which deal with the specific aspects of the calculation method, still there is a possibility for significant improvement in terms of the analysis of steam boilers in general. Therefore, Chui in cooperation with CanmetENERGY (Canada) began his work in order to produce a user-friendly tool for modeling processes in the coal-fired boilers aiming to increase the efficiency and to reduce pollution in the 11 selected energy units [17]. Concerning this, in the early stages of designing one acquires a clear insight of the NO_x concentration, as well as on the efficiency and stability of the processes themselves. Therefore it is possible to predict if the plant with its main purpose meets increasingly demanding environmental regulations.

In order to research the possibility of applying some of the primary measures of nitrogen oxides reduction as well as analysis of their effects on the operation of steam boilers in general, the modeling of lignite combustion process in the steam boiler furnace unit 1(350 MWe) in the TPP Kostolac B has been carried out. Mathematical model of radiating reactive turbulent two-phase multi-component flow is extended by the mathematical sub-model of formation and destruction of fuel and thermal nitrogen oxides for the purpose of a comprehensive description of the

process in the power steam boiler furnace for combustion of coal dust. Such a complex mathematical model is associated with integral thermal and aerodynamic calculations of the boiler by the use of an in-house developed software code [18] (based on Normative method) within a unified calculation system for the analysis of the steam boiler operation as a whole. Park [19] stressed the importance of such connections of numerical calculation of the process in the gas stream of the steam boiler with one-dimensional calculations of water and steam in plants, and this approach provided good matching with the measured values. In this way, a defined system allows calculations with the change of effective parameters in the widest range. On the basis of this system, calculations of the steam boiler unit 1 TPP Kostolac B for the existing and reorganized (modified) combustion system were aimed at evaluation of the quality of its operation. This paper presents an analysis of the impact of a number of parameters on the steam boiler operation with the adopted concept of primary measures.

In order to show the impacts of some parameters on the operation of the considered steam boiler after the introduction of the primary measures, some relevant results of the calculation system are presented in the case of excess air coefficient change, total intake of air and recirculation of cold flue gases. All calculations have been made for nominal load and the fuel that is currently used at the power plant.

2. Technical description of the steam boiler

A simplified layout of a steam boiler unit 1 TPP Kostolac B is shown in Fig. 1.

2.1. Operational characteristics of the boiler

• Main steam mass flow rate	$D = 277.8 \text{ kg/s}$
• Main steam pressure	$p_s = 18.6 \text{ MPa}$
• Main steam temperature	$t_s = 540.0 \text{ }^\circ\text{C}$
• Reheated steam mass flow rate	$D_r = 248.8 \text{ kg/s}$
• Reheated steam pressure	$p_{rs} = 4.375 \text{ MPa}$
• Reheated steam temperature	$t_{rs} = 540.0 \text{ }^\circ\text{C}$
• Steam pressure at the reheated inlet	$p_r = 4.604 \text{ MPa}$
• Steam temperature at the reheated inlet	$t_r = 334.0 \text{ }^\circ\text{C}$
• Feed water pressure	$p_{fw} = 20.46 \text{ MPa}$
• Feed water temperature	$t_{fw} = 255.0 \text{ }^\circ\text{C}$

Steam boiler consists of an economizer (1), evaporator placed in the furnace (4), three superheaters and a two reheaters. Temperature control of fresh and reheated steam is done by the injection of water into desuperheaters placed between the corresponding heating surfaces.

The boiler is equipped with eight plants for pulverized coal preparation. Coal grinding and drying is carried out in fan mills with inertial separators at the outlet. Drying is done by flue gases which are brought through recirculation ducts (13) from the furnace outlet into the mill. Temperature control of mill gaseous mixture is done by the primary air which is brought through the connection (15) into the head of recirculation duct (14) and by cold recirculation of flue gases from the boiler outlet brought through the connection (16). The classifier of the mill gaseous mixture is located behind the mill separator which divides it into the two flow streams: primary and secondary. There is a channel for mill gaseous mixture (18) behind the classifier whose cross-section gradually decreases in the direction of flow. Behind it, the primary current is taken into the bottom (19) and upper (20) level of the main burner

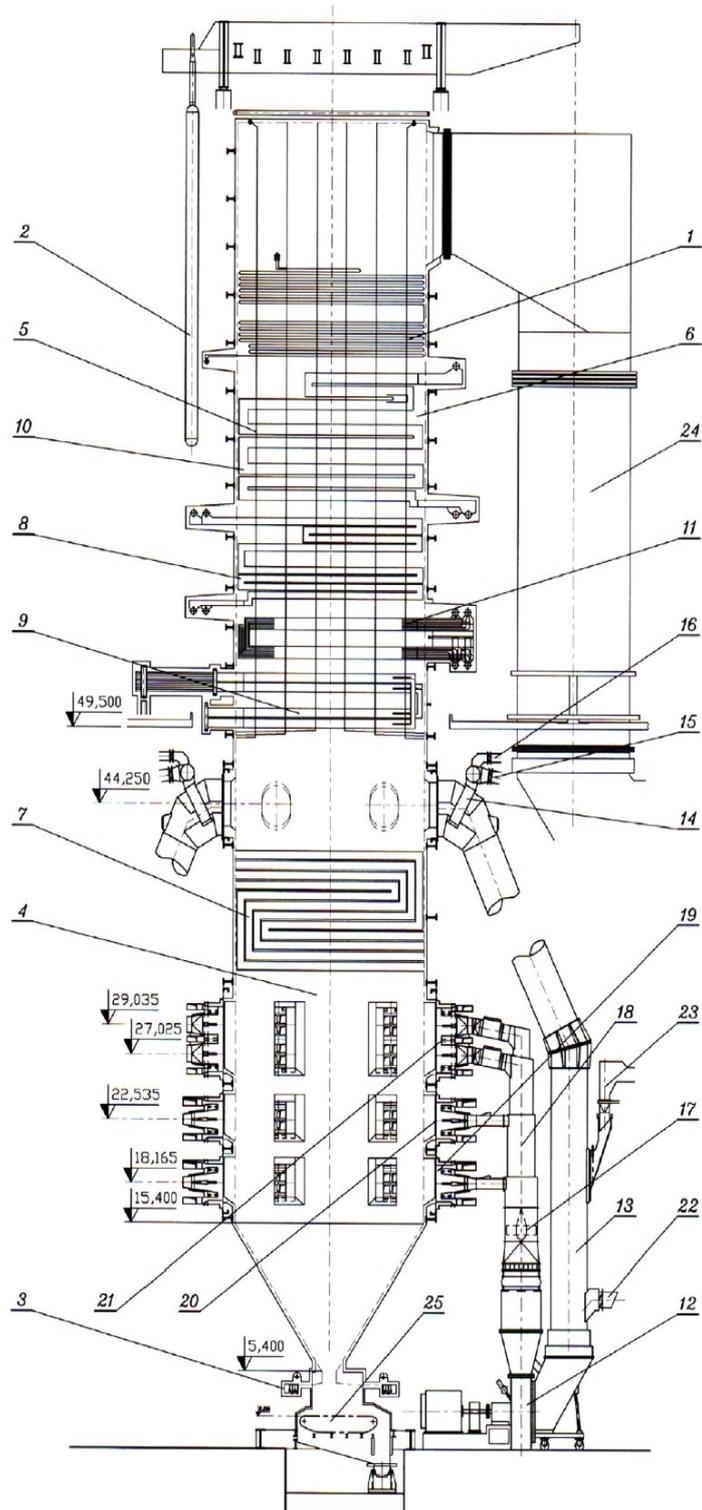


Fig. 1. Disposition of the steam boiler TPP □Kostolac B□ 1. Economizer; 2. Separator; 3. Lower furnace screen headers; 4. Furnace; 5 Support tubes; 6. Convective gas channel; 7. First superheater stage; 8. Second superheater stage; 9. Third (output) superheater stage; 10. First reheater stage; 11. Second (output) reheater stage; 12. Coal mill; 13. Recirculation duct; 14. Head of recirculation duct; 15. Primary air connection; 16. Cooled recirculation gases connection; 17. Classifier; 18. Pulverized fuel duct; 19. Lower main burner stage; 20. Upper main burner stage; 21. Waste burner; 22. Cold air connection; 23. Coal connection; 24. Sheet duct; 25. Retarded combustion grate.

and the secondary one into the vapor burner (21). The cold air in the mill, if necessary, is supplied through the connection (22), and coal in the recirculation channel through the port (23).

Flue gases made by coal combustion in the furnace (4) are streaming over third superheater stage (9), second reheater stage (11), second superheater stage (8), first reheater stage (10) and economizer (1), and then turning into the sheet duct (24), in which outlet two rotary regenerative (*Ljungström*) air preheaters are situated, after which flue gases are released into the atmosphere.

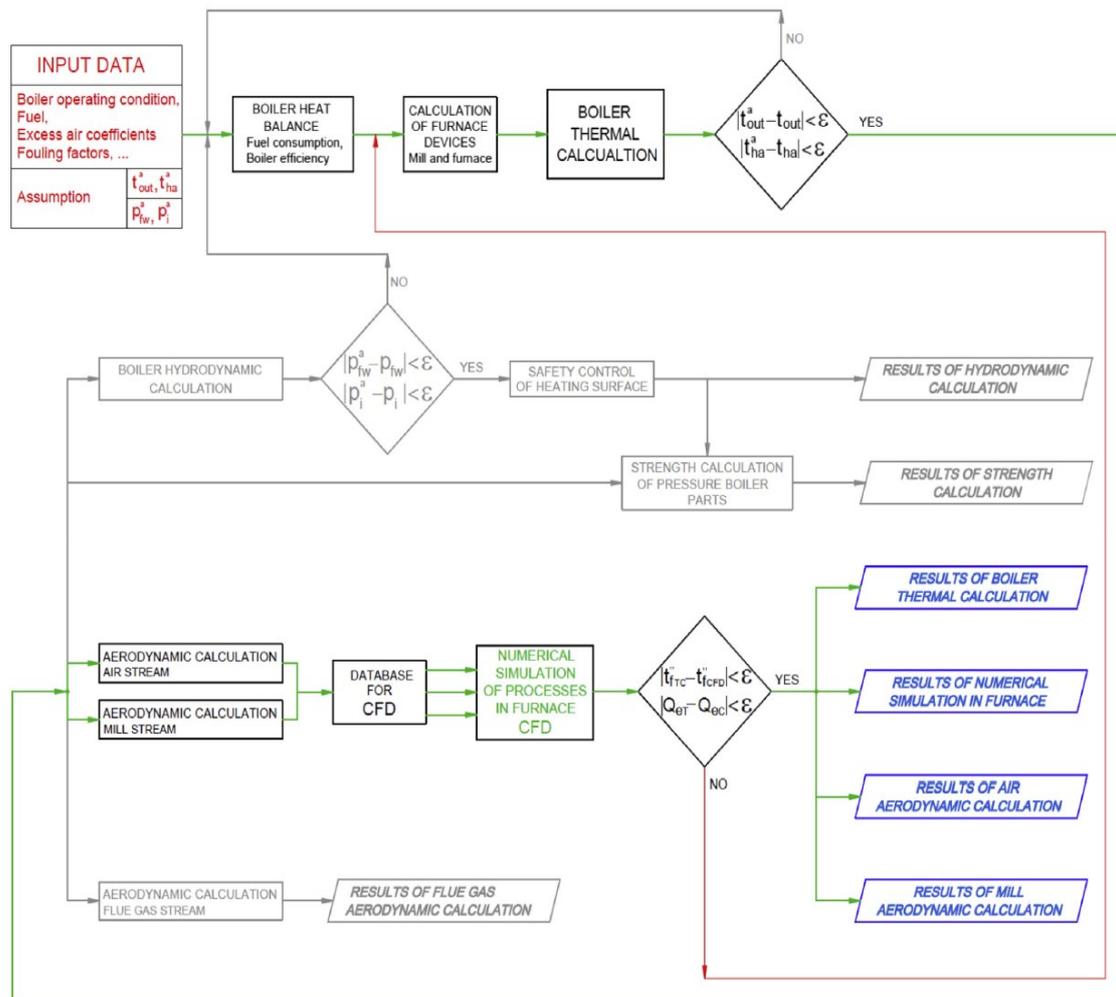
3. Results and discussion

3.1. Calculation system

Subject of this paper is a presentation of the developed computer program-calculation which comprises a differential mathematical model of the processes in the furnace and integral mathematical model of the boiler plant operation with mutual interaction, all in order to assess the performance of the utility steam boiler as a whole. This system allows a wider presentation of

the state of all relevant flows involved in the processes of the utility steam boiler operated on pulverized coal, and maximum utilization of the advantages of differential models of furnace processes and integrated operating model of boiler plant. As a part of the programming system, the mathematical model of the combustion of coal particles, flow and radiation of two-phase mixtures of flue gases and particles, as well as the sub-model of the formation and destruction of nitrogen oxides, which correlated with integral thermal and aerodynamic calculations allow the comprehensive description of the work regime of the utility steam boiler.

The developed method is of particular importance for the description of the utility steam boiler where sub-stoichiometric combustion is carried out in its furnace. Such conditions in the furnace are significant within the application of primary measures for reduction of the content of nitrogen oxides in flue gases. Since conventional integral calculations have no possibility to estimate temperature and absorbed quantity of heat in the furnace in sub-stoichiometric combustion, it is essential to develop a new method of connecting the calculations which would ensure operation assessment of modern utility boilers which need to satisfy



t_{out} - temperature of outlet gases; p_{fw} - feed water pressure; t_{TC} - temperature of flue gases - furnace outlet (thermal calculation); Q_{eT} - absorbed amount of heat (thermal calculation);
 t_{ha} - temperature of hot air; p_1 - pressure behind some heating surface; t_{CFD} - temperature of flue gases - furnace outlet (CFD); Q_{eC} - absorbed amount of heat (CFD);

Fig. 2. Algorithm of the calculation system.

Table 1
Models used for numerical simulations.

Phenomenon-process	Model
Turbulence	RNG k-ε
Two phase flow	Eulerian - Lagrangian method
Radiation	Discrete Ordinates
Turbulence-Chemistry interaction	Species transport, Finite-Rate/Eddy-Dissipation
Devolatilisation	Single kinetic rate
Char combustion model	Kinetics/diffusion limited
Thermal NO	Zeldovitch
Fuel NO	De Soete, Lockwood - HCN

additional objectives in order to operate according to ecological standards.

Algorithm of linking integral boiler calculations and numerical calculations of elements whose work is analyzed is shown in Fig. 2. Since it is not possible to observe the portion of the complex system operation and ignore its synergy with the rest of the system in which it functions, the feedback of output results of numerical calculations with conventional calculations of the boiler operation has been introduced. In order to make an analysis of the boiler operation, we start from the standard integral methods of estimation which provide the feed data base (boundary conditions) for the numerical calculation of the defined mathematical model.

Database implies a set of real parameters of the plant operation, that is, a set of such values which are used by the system to have impact on the object whose operation is being analyzed numerically. Numerical calculation domain represents that portion of the gaseous boiler tract where the combustion takes place. Integral boiler calculations secure the quantity, concentration, and temperature of all boundary flows of the calculation domain of the steam boiler furnace. So, the input system calculations firstly involve heat balance, thermal calculation [21,22] and aerodynamic calculations of air and mill steam boiler tract [23,24], and then the cumulative results are used for numerical simulation of the process in the boiler furnace as a separate system element. Numerical solution of time-averaged Navier–Stokes equations of steady turbulent flow, that is, equations of momentum, continuity and energy conservation, with turbulence modeling, particles movement, chemical reactions and thermal processes by convective-radiative mechanism is related strictly to the domain in which combustion of pulverized coal particles takes place. Such three-dimensional calculations are carried out by commercial CFD package ANSYS Fluent, which as output values provide concentrations of corresponding gaseous components and temperature and the absorbed amount of heat along the walls of the furnace. The grid-independence study was carried out for both analyzed boiler furnaces (combustion systems). The hybrid hexahedral mesh was created and it consists of 900,000 cells before modification and 1 200,000 cells for reconstructed boiler domain. The adopted models for the numerical process calculation in the steam boiler furnace are shown in Table 1. Detail formulation of the model is given in

Refs. [9,20,25,26], while the kinetic parameters for Kostolac lignite are shown in Ref. [27]. Results of thermal boiler calculation, numerical calculation of the boiler furnace and aerodynamic calculation of air and mill tracts are obtained with the applied system. In this way, a defined system enables monitoring of the complex power system operation and testing of measures that affect its operation. Calculus of the steam boiler of the unit 1 of TTP Kostolac B has been made by the application of the above mentioned system for the current and modified combustion system by primary measures aimed at efficient, reliable and environmentally friendly operation of the boiler.

3.2. The case-study boilers operating conditions and calculations

3.2.1. Non-reconstructed boiler

Based on the models, calculus has been made for the steam boiler in the unit 1 for the load of 100% and the fuel, currently used at the plant, with the lower heating value (LHV) of 8373.6 kJ/kg. Detailed analysis of coal is shown in Table 2. These calculations were originally made for the boiler operation at the current state, that is, without combustion organization applying the measures for reduction of nitrogen oxides content in the flue gases. This conventional system anticipates feeding of combustion air in the burner zone in the amount greater than 22% of the theoretically needed quantity for the complete combustion. The boundary conditions for all test cases are shown in Table 3.

The purpose of this calculus is verification of the applied mathematical model by comparing the content of NO_x obtained by calculation with measured values. The main results of the calculations made based on the given model are shown in Table 4. Besides the values obtained by calculation, Table 4 shows the measured value of nitrogen oxides concentration in flue gases, reduced to reference conditions, which include nitrogen oxide content in dry flue gases under normal conditions at the content of O₂ of 6%. The calculated and measured NO_x content agreed very well since the calculated value was 470 mg/Nm³ and measured one was 461 mg/Nm³. Comparison between the results of thermal calculations presented in Table 6 and the results of calculus according to mathematical model in Table 4 indicates that the temperature of flue gases at the outlet of the furnace is equal, which means that with sufficient overlap of computational content of NO_x with measured values, this mathematical model can be used to analyze measures undertaken in order to reduce the concentration of nitrogen oxides in the exhaust gases.

3.2.2. Reconstructed boiler

After verification of the model and the calculation system itself, the calculus was made in order to analyze the operation of the plant with a modified combustion system. Since the greatest impact on the concentration of nitrogen oxides in flue gases of the steam boiler burning pulverized coal has the local ratio of fuel and oxygen, there is a need for a secondary air redistribution along the furnace height. Fig. 3 shows the outline of reconstruction of the furnace in

Table 2
Coal composition – lignite Kostolac LHV = 8373.6 kJ/kg.

Data for raw coal			Data for coal dust at separator outlet			Dry ash free			Proximate analysis		
C ^r	%	25.38	C ^p	%	39.92	C ^{DAF}	%	66.41	V _{olatile}	%	35.55
H ^r	%	2.32	H ^p	%	3.65	H ^{DAF}	%	6.07	C _{fix}	%	24.57
O ^r	%	9.52	O ^p	%	14.98	O ^{DAF}	%	24.91	A	%	28.96
N ^r	%	0.44	N ^p	%	0.69	N ^{DAF}	%	1.15	W	%	10.92
S ^r	%	0.56	S ^p	%	0.88	S ^{DAF}	%	1.46			
A ^r	%	18.41	A ^p	%	28.96						
W ^r	%	43.37	W ^p	%	10.92						

Table 3
Selected boundary condition.

No.	Name	Unit	UNR ^a	R ^a							
				TC1	TC2	TC3	TC4	TC5			
<i>Mill gaseous mixture</i>											
1.	Temperature of mill gases	°C	200.0	200.0	200.0	200.0	200.0	200.0			
2.	Coal dust flow		Upper vapor burner	1.16	–	–	–	–	–		
			Lower vapor burner	2.15	–	–	–	–	–		
			Upper main burner	2.70	5.37	5.38	5.66	5.29	5.43		
			Lower main burner	5.02	5.37	5.38	5.66	5.29	5.43		
			Upper vapor burner	10.07	–	–	–	–	–		
3.	Transport fluid flow		Lower vapor burner	9.45	–	–	–	–	–		
			Upper main burner	11.98	22.26	21.68	26.72	20.20	23.66		
			Lower main burner	13.59	22.26	21.68	26.72	20.20	23.66		
			Upper main burner	13.59	22.26	21.68	26.72	20.20	23.66		
4.	Mass fractions of gases		CO ₂	0.093	0.102	0.108	0.092	0.094	0.108		
			CO	–	0.003	0.002	0.004	0.003	0.003		
			SO ₂	0.001	0.001	0.001	0.001	0.001	0.001		
			H ₂ O	0.206	0.225	0.231	0.201	0.231	0.222		
			N ₂	0.597	0.582	0.576	0.602	0.579	0.584		
			O ₂	0.103	0.086	0.082	0.098	0.092	0.082		
<i>Air</i>											
5.	Temperature of hot air	°C	306.0	285.0	285.5	304.6	278.6	289.2			
6.	Burner air flow (burner in operation/burner out of operation)		Upper vapor burner – upper stream	3.78/0.74	–	–	–	–	–		
			Upper vapor burner – core stream	1.81/0.35	–	–	–	–	–		
			Vapor burners – middle stream	2.23/0.44	–	–	–	–	–		
			Lower vapor burner – core stream	1.81/0.35	–	–	–	–	–		
			Lower vapor burner – lower stream	3.85/0.76	–	–	–	–	–		
			Upper main burner – upper stream	6.02/1.19	5.76/1.08	6.79/1.08	3.67/1.08	5.48/1.08	5.93/1.08		
			Upper main burner – core stream	1.83/0.36	1.76/0.33	2.07/0.33	1.12/0.33	1.67/0.33	1.81/0.33		
			Upper main burner – lower stream	6.08/1.20	5.81/1.09	6.85/1.09	3.70/1.09	5.53/1.09	5.98/1.09		
			Lower main burner – upper stream	6.14/1.21	5.86/1.10	6.91/1.10	3.73/1.10	5.58/1.10	6.03/1.10		
			Lower main burner – core stream	1.86/0.37	1.78/0.33	2.10/0.33	1.14/0.33	1.70/0.33	1.83/0.33		
			Lower main burner – lower stream	6.18/1.22	5.91/1.11	6.97/1.11	3.77/1.11	5.62/1.11	6.08/1.11		
			7.	Flow of air coming through the furnace hopper	kg s ⁻¹	12.93	11.77	12.48	12.39	11.58	11.89
			8.	Air flow for oil burner cooling	kg s ⁻¹	27.83	17.06	17.05	53.85	16.78	17.22
9.	Flow of OFA 1	kg s ⁻¹	1.60	1.60	1.60	1.60	1.60	1.60			
10.	Flow of OFA 2	kg s ⁻¹	–	27.29	34.10	28.72	26.84	27.56			
11.	Flow of OFA 2	kg s ⁻¹	–	57.99	57.97	61.03	57.04	58.56			
<i>Wall</i>											
11.	Absorbed amount of heat in third (output) superheater stage	In front of OFA 2	kW	–	55,835	55,239	56,436	55,775	55,831		
				–	–	41,534	38,632	45,991	40,698	41,764	
12.	Hot gases recirculation flow rate weighting		–	0.1794	0.1776	0.1764	0.1872	0.1854	0.1728		
13.	Evaporator wall temperature	°C	365	365	365	365	365	365			
14.	Internal wall emissivity	–	0.55	0.55	0.55	0.55	0.55	0.55			

^a UNR – unreconstructed; R – reconstructed boiler.

order to achieve the prescribed content of nitrogen oxides. The adopted solution for the analysis is multiple introduction of air into the utility boilers for lignite combustion, which is an often applied primary measure. The adopted primary measure implies removal of both levels of vapor burners (upper-stage burners). In this regard, the cross-section of the opening of mill gaseous mixture for coal feed and transport fluid through the main burners (lower-stage burners) (1) is reconstructed which leads to a slight change of the dimensions of the main burners themselves. Secondary air is divided into the three streams. The first stream of air through the burner (1) is introduced into the lower part of the furnace. The

second stream is blown through the nozzles (2) placed on the walls of the furnace in the area of irradiated superheater (3). The third stream is brought through a system of nozzles (4) (220 nozzles distributed along the entire cross-section with 10 lances). This system is located above the furnace in the area of third (output) superheater stage (5). In the reference test case TC1, it is anticipated that the air with the excess air of 0.9 is introduced in the lower part of the furnace, through the burners, that is, air is introduced in the quantity less than stoichiometric one. The second stream introduces the air in the quantity which ensures that the total excess air is 0.98 (surplus excess air is $\Delta\lambda = 0.08$). The final value of the excess air coefficient in the section where the combustion process ends, i.e. behind the output superheater stage amounts 1.15 ($\Delta\lambda = 0.17$). Excess air coefficient at the end of the furnace in this case is 0.98. The designed value of this variable used for the required calculus is $\lambda = 1.22$, which means that the proposed reconstruction has reduced the total amount of air that is brought into the process. The given values of air quantity in the reference test case are defined by the air intake coefficient $\Delta\lambda = 0.13$. Grinding size of coal powder has been adopted with the residue on sieves $R_{1000} = 4\%$ and $R_{90} = 55\%$.

The analysis presented in the paper refers to calculations made for 5 test cases of modified combustion system with the following variable parameters:

Table 4
Selected results of numerical calculations in the furnace outlet section.

No.	Name	Mark	Unit	Value
1.	Average temperature of flue gases at the furnace outlet	t_f^z	°C	1066.0
2.	Concentration of oxygen in wet flue gases	c_1	% v v ⁻¹	3.55
3.	Concentration of water vapor in wet flue gases	c_2	% v v ⁻¹	19.54
4.	Concentration of oxygen in dry flue gases	c_3	% v v ⁻¹	4.41
5.	Concentration of NO _x at reference conditions	(NO _x) _r	mg Nm ⁻³	470
6.	Measured concentration of NO _x at reference conditions	(NO _x) _m	mg Nm ⁻³	461

Table 5
Heat balance of the steam boiler.

No.	Name	Mark	Unit	Lower heating value of fuel LHV [kJ/kg]					
				8373.6					
				UNR ^a	R ^a				
		TC1	TC2	TC3	TC4	TC5			
Varied parameters	Excess air at the third superheater outlet	λ_1	–	1.22	1.15	1.22	1.15	1.15	1.15
	Increase of excess air in furnace	$\Delta\lambda_f$	–	0.08	0.05	0.05	0.15	0.05	0.05
	Increase of excess air in mill	$\Delta\lambda_m$	–	0.10	0.08	0.08	0.25	0.08	0.08
	Total increase of excess air in furnace and mill (cold air intake)	$\Delta\lambda$	–	0.18	0.13	0.13	0.40	0.13	0.13
	Level of cold flue gas recirculation	r_2	–	0.048	0.048	0.048	0.048	0	0.08
	Pulverized coal sieve residue	R_{1000}	%	10	4	4	4	4	4
		R_{90}	%	63	55	55	55	55	55
1.	Increase of excess air in air preheater	$\Delta\lambda_{ap}$	–	0.10	0.08	0.08	0.08	0.08	0.08
2.	Ratio of air quantity at the heater inlet and stoichiometric quantity	β'_{ap}	–	1.14	1.10	1.17	0.83	1.10	1.10
3.	Available amount of heat	Q_r^r	kJ kg ⁻¹	8500.5	8497.8	8502.5	8479.4	8497.8	8497.8
4.	Excess air at the boiler outlet	λ_{out}	–	1.40	1.32	1.39	1.32	1.32	1.32
5.	Temperature of outlet gases	t_{out}	°C	174.0	168.7	167.9	202.4	161.3	173.5
6.	Loss due to incomplete mechanical combustion	q_4	%	2.80	2.20	2.20	2.20	2.20	2.20
7.	Waste gas loss	q_2	%	11.42	10.64	10.98	13.04	10.12	10.98
8.	Loss due to unburned gases	q_3	%	0	0	0	0.05	0	0
9.	Radiation loss	q_5	%	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20	0.20
10.	Loss due to slag heat	q_6	%	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06	0.06
11.	Boiler efficiency	η_{sb}	%	85.52	86.90	86.56	84.45	87.42	86.56
12.	Amount of heat used in steam boiler	Q_{sb}	KW	774,029	765,874	763,013	781,991	757,851	770,408
13.	Fuel consumption	B	kg s ⁻¹	106.480	103.71	103.68	109.20	102.01	104.73

^a UNR – unreconstructed; R – reconstructed boiler.

TC1 – reference test case which is used as a benchmark for comparison with all other cases;

TC2 – increased the coefficient of excess air ratio at the level of the third air stream at $\lambda_1 = 1.22$ (intake of air quantity which is blown through the burners has been increased to 0.95 through the nozzles and other air stream at 1.05);

TC3 – increased total intake of air in the furnace and mills $\Delta\lambda = 0.40$;

TC4 – operation without recirculation of cold flue gases ($r_2 = 0$) and

TC5 – maximum cold flue gas recirculation ($r_2 = 0.08$).

Table 6
Selected results of the thermal calculations.

No.	Name	Mark	Unit	Lower heating value of fuel LHV [kJ/kg]					
				8373.6					
				UNR ^a	R ^a				
		TC1	TC2	TC3	TC4	TC5			
1.	Heat receiver (water and steam)								
1.1	Injection in desuperheater No. 1	D_{H1}	kg s ⁻¹	13.999	6.000	6.000	6.000	6.000	6.000
1.2	Injection in desuperheater No. 2	D_{H2}	kg s ⁻¹	11.024	10.884	6.747	24.509	5.101	14.037
1.3	Injection in desuperheater No. 3	D_{Hr}	kg s ⁻¹	8.841	4.477	3.458	10.217	1.620	6.092
1.4	Temperature of steam on the third superheater entrance	t_{pp3u}	°C	469.1	446.8	449.6	442.8	447.5	446.7
1.5	Temperature of steam on the third superheater outlet	t_{pp3i}	°C	540.0	540.0	540.0	540.0	540.0	540.0
2.	Heat receiver (air)								
2.1	Temperature of hot air	t_{ha}	°C	306.0	285.0	285.5	304.6	278.6	289.2
3.	Heat transmitter (flue gases)								
3.1	Temperature of flue gases on the furnace outlet	t_f^e	°C	1066.0	1073.4	1067.1	1088.4	1068.0	1076.4
3.2	Temperature of flue gases behind the third superheater	t_1	°C	967.0	926.9	902.1	970.0	917.8	930.0
3.3	Temperature of outlet gases	t_{out}	°C	174.0	168.7	167.9	202.4	161.5	173.5
4.	Absorbed amount of heat								
4.1	Economizer	Q_{eco}	kJ kg ⁻¹	903.2	788.8	825.6	827.6	731.8	826.1
4.2	Evaporator	Q_e	kJ kg ⁻¹	1778.4	2060.9	2099.6	1658.7	2263.6	1943.9
	Additional heating surfaces			496.5	490.9	472.2	515.4	478.8	496.9
4.3	First superheater stage	Q_{sh1}	kJ kg ⁻¹	468.2	460.9	469.6	370.9	506.3	434.8
4.4	First part of second superheater stage	Q_{sh21}	kJ kg ⁻¹	1749.1	725.8	719.5	789.3	677.6	753.5
4.5	Second part of second superheater stage	Q_{sh22}	kJ kg ⁻¹		847.2	820.4	896.7	814.9	863.6
4.6	Third (output) superheater stage	Q_{sh3}	kJ kg ⁻¹	732.2	842.1	812.8	840.7	848.7	835.5
4.7	First reheater stage	Q_{rh1}	kJ kg ⁻¹	825.6	734.0	744.6	781.2	689.3	761.2
4.8	Second (output) reheater stage	Q_{rh2}	kJ kg ⁻¹	559.3	600.3	560.8	646.6	585.0	606.0
4.9	Air preheater	Q_{aph}	kJ kg ⁻¹	943.9	852.1	913.1	675.4	829.1	867.0

^a UNR – unreconstructed; R – reconstructed boiler.

Table 5 shows the heat balance of the boiler operation at the existing combustion and with reorganized operating combustion system. Table 6 shows the temperatures of heat receivers and transmitters of all the studied cases as well as the quantities of heat absorbed by individual heating surfaces.

3.3. Analysis of the boiler calculation system results

Figs. 5–10 show temperature distributions as well as the fields of oxygen and nitric oxide concentration in the central vertical and characteristic horizontal sections: at the height of the lower level of the main burner, at the height of the upper level of the vapor burner of the existing system or at the outlet from irradiated superheater for the modified combustion system and at the outlet of the calculation domain. All presented cases refer to boiler operation with 6 burners. It is easy to observe the symmetry of the flame in the furnace where the vortex is formed having in its core the air coming through the furnace hopper (tertiary air and cold air intake). It can be also seen that the oxygen from the air trapped in the vortex reacts more slowly with the fuel throughout the furnace height. The presented calculation results of nitrogen oxide content

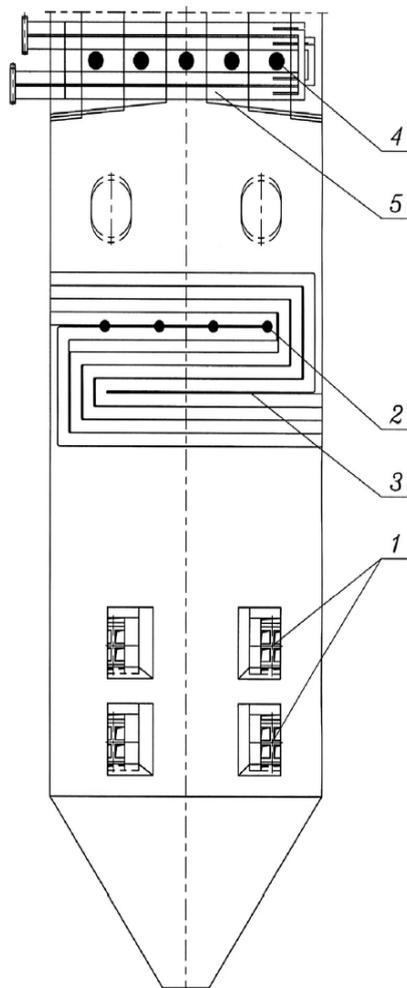


Fig. 3. Modified combustion system 1. Main burners – first stream of hot air and mill gases; 2. Second stream of hot air; 3. First superheater stage; 4. Third stream of hot air; 5. Third (output) superheater stage.

show that nitrogen oxides are formed in the areas where there is fuel which is not burnt and excess air. In the furnace parts where there is oxygen and no fuel (the vortex axis) insignificant amounts of nitrogen oxides are formed, regardless of the presence of significant amounts of nitrogen from the air. The reason for this is that oxidation of nitrogen from the air (giving thermal NO_x) requires high local temperature of flue gases. More intensive formation of NO_x occurs in parts of the furnace in which, in addition to unburnt fuel, there is also unreacted oxygen. The reason for this is that the nitrogen in the fuel reacts more easily with oxygen (fuel NO_x).

Temperature fields in the furnace when operates with the modified system show that the flue gases temperature in the furnace along its entire height is almost uniform and the combustion process completely ends after the introduction of the third flow of secondary air, that is, at the outlet of the semi-irradiated (third) superheater stage.

The analysis of oxygen concentration fields in the furnace in Figs. 6–10 reveals that the zones of high oxygen concentrations are much lower than for the combustion system in an unreconstructed boiler and that oxygen is consumed evenly over the entire height of the furnace. Also, the oxygen from the third flow of secondary air is spent on post combustion of unburnt particles and carbon monoxide in the area of fresh steam super heater outlet. It is also observed that the zones where free oxygen is found, resulting in formation of nitrogen oxides, are significantly less than in the unreconstructed boiler, providing more significant reduction of their quantity at the furnace outlet, as well as at the boiler outlet. Since the combustion process throughout the entire furnace takes place practically at the lack of air (except in the case of TC2), there is an increased concentration of unburnt carbon monoxide at the furnace outlet. This phenomenon is less visible in the test case TC2 where there is higher amount of combustion air in the furnace ($\lambda_f = 1.05$). In the area of the third superheater stage outlet, after the furnace, along the gas flow, the final burning of the unburned residues takes place. This process is largely completed up to the exit of fresh steam super heater outlet and the residual CO for all test cases is presented in Table 7. It can be noticed that the concentration of CO at the increased air intake (TC3) is significantly higher than in other cases because of higher portion of uncontrolled air in the process which delayed the primary combustion reaction. This operating condition can be qualified as unacceptable because it directly affects on the loss due to unburned gases (line 8 in Table 5).

It can be noticed in Table 7 that almost all the test cases of the boiler operating with the modified combustion system satisfied the prescribed standards on nitrogen oxides concentration in flue gases. Exceeding the permitted content in the amount of 255 mg/Nm^3 can be noticed only in the case of the increased amount of combustion air and its different distribution in introduction stages (TC2) which excludes this operating mode from the environmentally friendly operation of the plant. Review of the results shows that the concentration of NO_x increases with the increased intake of cold air and switching off cold gas recirculation, and decreases with the maximum amount of recirculated cold gases.

The analysis of the plant operation from the boiler utility operation aspect indicates that the coefficient of excess air at the end of the boiler is reduced from $\lambda_{\text{out}} = 1.40$ to $\lambda_{\text{out}} = 1.32$. Therefore, the level of efficiency (usefulness) of the reconstructed boiler is generally increased and the fuel consumption is reduced (Table 5). The exceptions are the operation modes marked as TC2 and TC3. With the TC2 regime, the increase of the coefficient of excess air at the boiler outlet compared to other operating modes of the reconstructed boiler and hence lower efficiency is directly caused by the increased amount of air in the combustion zone ($\lambda_f = 1.22$). In the calculation of the TC3 regime, it is assumed that the intake of cold air is in the amount of $\Delta\lambda = 0.40$ whereas the

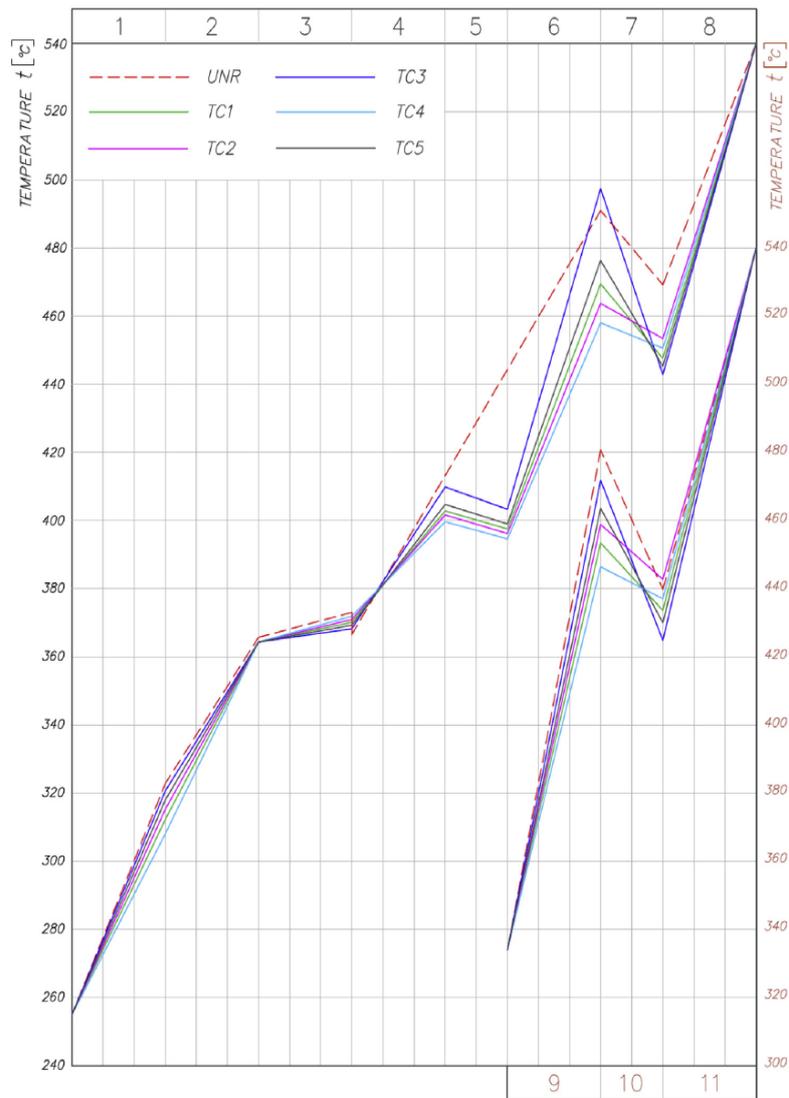


Fig. 4. Water and steam temperatures 1. Economizer; 2. Evaporator; 3. First superheater stage; 4. First part of second superheater stage; 5. Desuperheater No.1; 6. Second part of second superheater stage; 7. Desuperheater No.2; 8. Third superheater stage; 9. First reheater stage; 10. Desuperheater No.3; 11. Second reheater stage.

value of $\Delta\lambda = 0.13$ has been adopted for all other regimes. That for the reason of lower-intensity of the thermal process in the furnace (line 3.2 in Table 6), resulted in the lowest value of efficiency level, that is in the highest fuel consumption. Influence of cold gas recirculation from the end of the boiler can be seen in the regimes TC4 and TC5. When recirculation (TC5) is switched off, then the efficiency level is increased to some extent and fuel consumption reduced, while in the case of the maximum amount of cold gas recirculation, the influence is opposite. It follows that in terms of the efficiency of the plant operation, the most favorable regime is the one with the switched off recirculation of cold gases.

By application of graduated feed of secondary air to the process of pulverized coal combustion, temperatures at the end of the furnace are increased (Table 6). By increasing the intake of cold air (TC3) this temperature is increased further, while by switching off the recirculation of cold gases (TC5) it is reduced. It should be noted that in the calculation of the reconstructed boiler furnace, the higher efficiency of screen walls has been adopted. In the case of the

equal coefficients adopted, difference in temperatures at the outlet of the furnace for the reconstructed and non reconstructed boiler would be even higher.

Flue gas temperatures at the outlet of the semi radiated superheater significantly differ from the operation of the boiler with a conventional combustion system because the third stream of secondary air is introduced in that zone of the reconstructed boiler. The exception is the TC3 regime where the increase of cold air intake resulted in smaller quantity of absorbed energy in the furnace.

Quantity of water for injection in the desuperheater No. 1 changes in accordance with the change of the injection mode. In the non reconstructed boiler, such injection is done at the exit from the first superheater stage, which often results in the occurrence of steam moisture at the entrance into the second stage. In the reconstructed boiler, the second superheater stage is divided into two parts, and the desuperheater No. 1, with injection, is placed between them (Fig. 4). In this way, bringing of wet

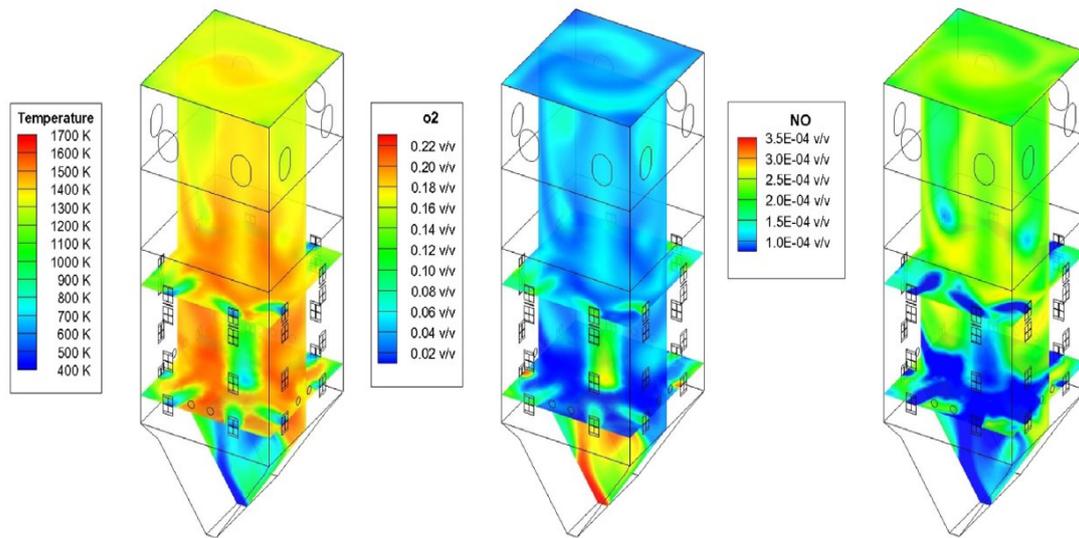


Fig. 5. Gas temperature, O_2 and NO_x concentration fields in the TPP Kostolac B furnace for existing combustion system.

steam in the next superheater is prevented. For the purpose of simple analysis, the quantities of water injected through the desuperheater No.2 in the reconstructed boiler is changed in accordance with the operation mode. These flows are approximately equal for the reconstructed boiler in the TC1 mode regime and the unreconstructed boiler. The quantity of water for injection into the desuperheater No.2 is higher in operation modes with the increased intake of cold air (TC3) and the maximum coefficient of recirculation (TC5). This quantity is reduced twice in the case of disconnection of cold flue gases recirculation from the end of the boiler (TC4) and in the work case with the increased quantity of combustion air (TC2). The flow of water for injection into the line of reheated steam (desuperheater No.3) is significantly reduced with the reconstructed boiler, where the exception is again the

operation case TC3 where flue gases leave the furnace with significantly higher temperature.

It should be taken into account that the operating conditions required in the case of the reconstructed boiler are slightly stricter, especially in regard to the intake of cold air (except for the test case TC3). For these reasons, the case TC3 has been tested in order to analyze the impact of the case, frequently found in reality, with the increased cold air intake, on the operation of boiler with the modified combustion system. The increase of cold recirculated gases quantity should be avoided, no matter if lower concentrations of nitrogen oxides are obtained in such a case, because it worsens the conditions of heat exchange in the furnace and intensify the occurrence of corrosion that takes place during combustion with lack of air, that is, under sub-stoichiometric conditions. A more

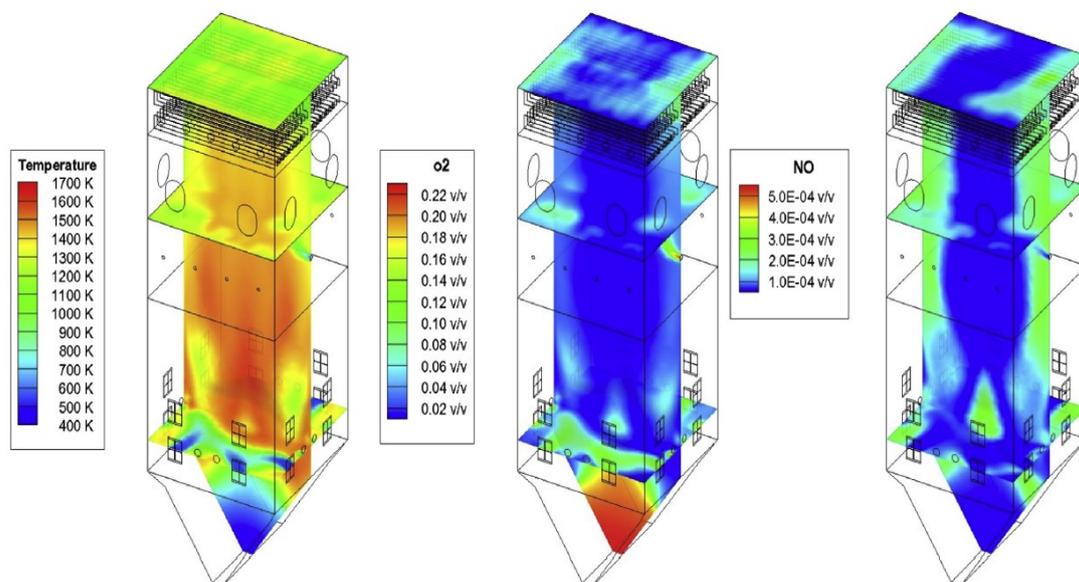


Fig. 6. Gas temperature, O_2 and NO_x concentration fields in the TPP Kostolac B furnace for TC1.

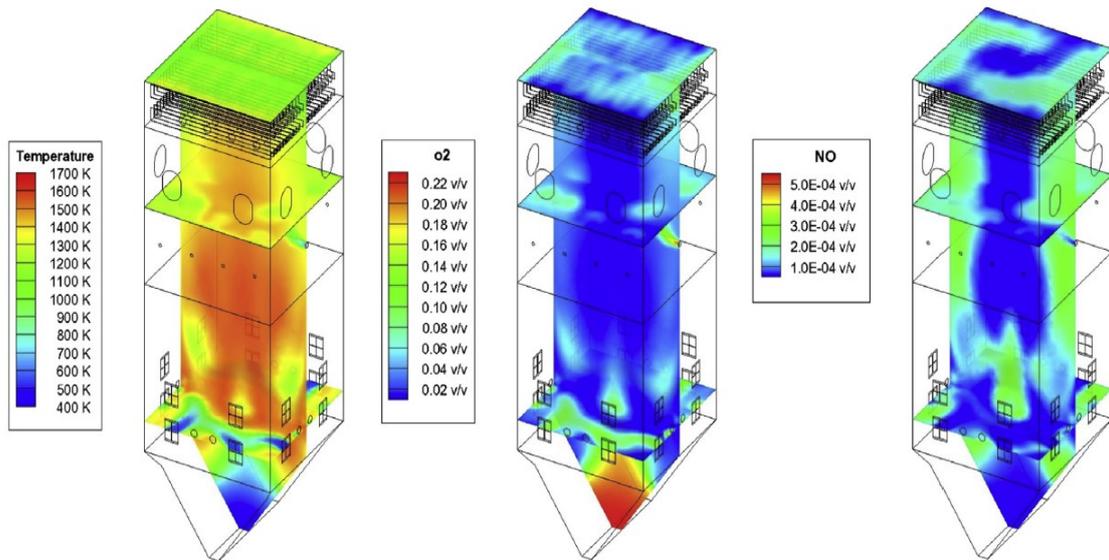


Fig. 7. Gas temperature, O₂ and NO_x concentration fields in the TPP Kostolac B furnace for TC2.

detailed analysis of the requirements for the steam boiler reconstruction in terms of multi-stage introduction of heated air should be considered, due to higher gas temperatures at the furnace outlet and the appearance of ash slugging of semi radiated superheater.

4. Conclusions

This paper presents the results of the calculation system carried out in order to check the potential of mathematical models for accurate determination of nitrogen oxides in flue gases and analysis of the pulverized coal-fired boiler operation as a whole in a modified combustion system. For the purpose of verification, the result of available measurements of nitrogen oxide content in the plant were used. The calculated and measured NO_x content under

the required reference values almost coincided. Based on the satisfactory matching, it was concluded that the defined method might be used for appropriate calculations of the boiler which was reconstructed with the aim of nitrogen oxides content reduction.

Calculations showed that the modified system provided more efficient operation of the plant in most of the tested plant situations. The main reason for this improvement is the ability of the modified system to operate with a significantly less amount of air ($\lambda_f = 1.15$). Also, in terms of safety, calculations showed that all operating modes retained sufficient reserves in the desuperheater capacity.

Analysis shows that the most favorable operation regime of the boiler from the aspect of efficiency is the one which has disconnected recirculation of cold gas (TC4). Value of nitrogen

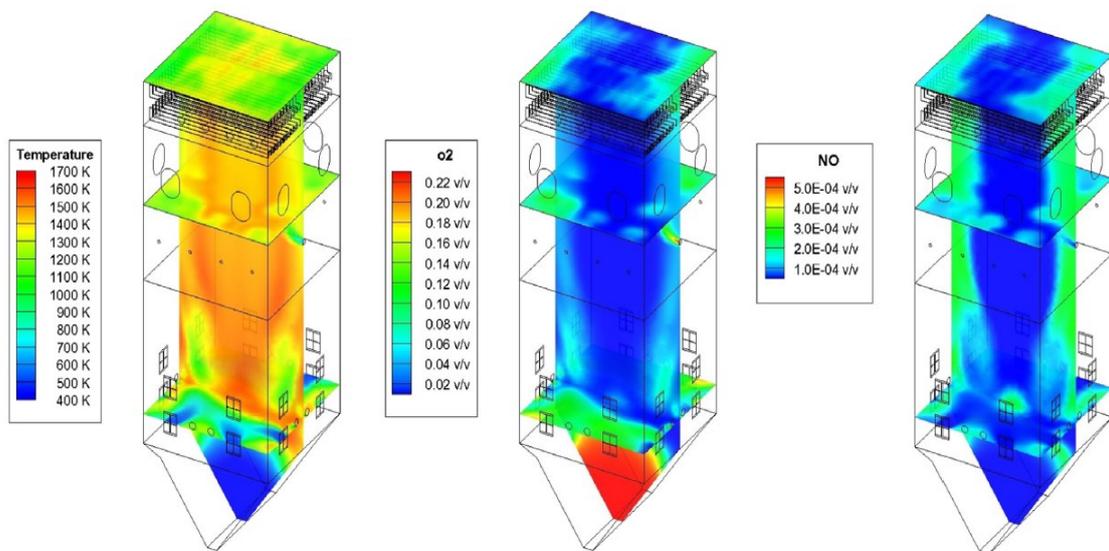


Fig. 8. Gas temperature, O₂ and NO_x concentration fields in the TPP Kostolac B furnace for TC3.

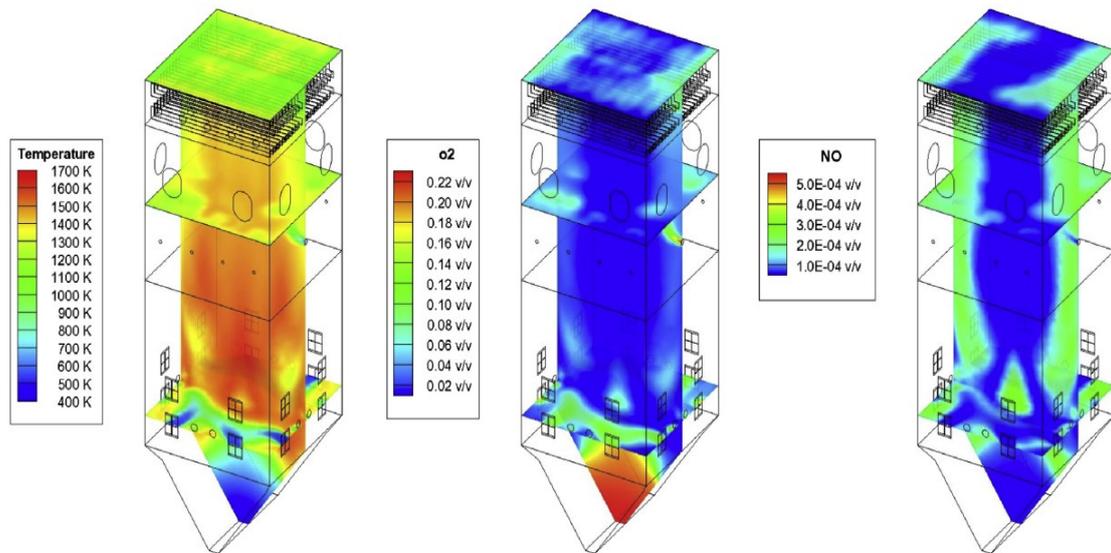


Fig. 9. Gas temperature, O₂ and NO_x concentration fields in the TPP Kostolac B furnace for TC4.

oxide content in gases for this situation of the plant is a limiting one (200 mg/Nm³), so that it is not at the same time the most favorable operation case from this point of view. Contrary to it, the operating mode with the maximum recirculation of cold flue gases (TC5), having 175 mg/Nm³ of nitrogen oxides in flue gases, is the most optimum operation mode regime and at the same time highly undesirable because the recirculation deteriorates conditions of heat exchange in the furnace and intensify the occurrence of corrosion that takes place during combustion with lack of air. As a result of increasing the share of recirculated cold flue gases, the temperature of flue gases is increased at the boiler outlet, that is the efficiency of the available energy use is reduced. Operating mode marked with TC3 is designated as outstandingly unfavorable from the viewpoint of operation efficiency (maximum consumption and the lowest boiler efficiency), with

the additional risk of ash slugging of output superheater and the increased concentrations of carbon monoxide and nitrogen oxides. Due to such disadvantages arising from this plant operation situation, it is pointed out that there is a need to seal a part of the mill tract with a sub pressure and that the intake of air directly into the furnace has to be more rigorous controlled. The test case TC2 is the result of testing operation with the modified combustion system with a higher quantity of combustion air. The results have shown that these operating conditions are not able to meet the limit values for nitrogen oxide content, while this content is also the most unfavorable one out of the tested operating regimes and amounts 255 mg/Nm³. The analysis has shown finally that the most convenient operating mode is TC1, which in addition to meeting the ecological standards of 185 mg/Nm³ provides operation with significantly improved boiler efficiency

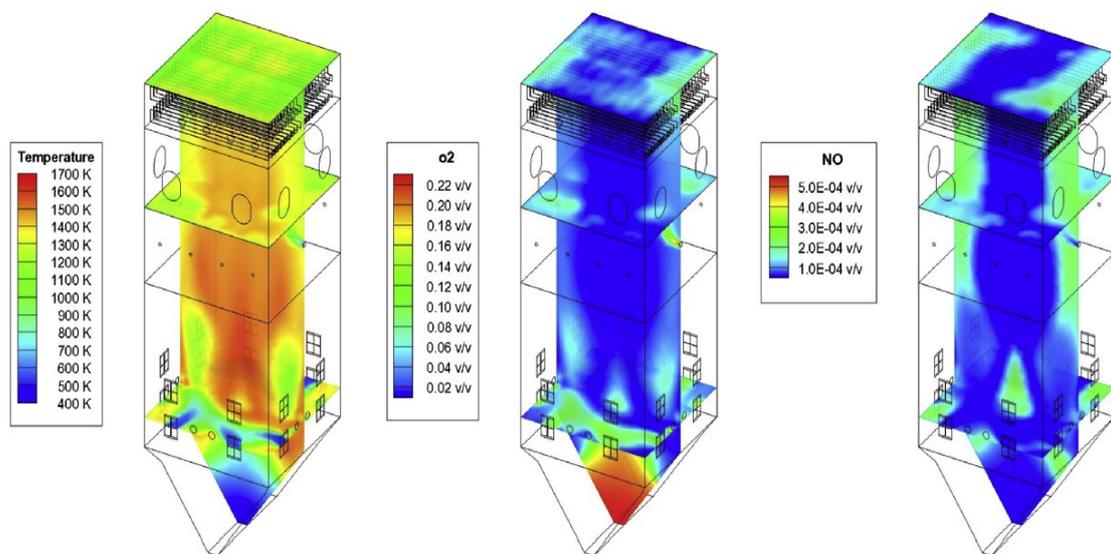


Fig. 10. Gas temperature, O₂ and NO_x concentration fields in the TPP Kostolac B furnace for TC5.

Table 7
Selected results of the boiler calculation system.

No.	Name	Mark	Unit	Lower heating value of fuel LHV [kJ/kg]					
				8373.6					
				UNR ^a	R ^a				
		TC1	TC2	TC3	TC4	TC5			
1.	Boiler efficiency	η_{sb}	%	85.52	86.90	86.56	84.45	87.42	86.56
2.	Fuel consumption	B	kg s ⁻¹	106.48	103.71	103.68	109.20	102.01	104.73
3.	Excess air at the burner zone	λ_{bur}	–	1.22	0.90	0.95	0.90	0.90	0.90
4.	Excess air at the furnace outlet	λ_{out}	–	1.22	0.98	1.05	0.98	0.98	0.98
5.	Excess air at the third superheater outlet	λ_1	–	1.22	1.15	1.22	1.15	1.15	1.15
6.	Excess air at the boiler outlet	λ_{out}	–	1.40	1.32	1.39	1.32	1.32	1.32
7.	Recirculation rate of cold gases	r_2	–	0.048	0.048	0.048	0.048	0	0.08
8.	Temperature of flue gases on the furnace outlet	t_f^*	°C	1066.0	1073.4	1067.1	1088.4	1068.0	1076.4
9.	Temperature of flue gases behind the third superheater	t_1	°C	967.0	926.9	902.1	970.0	917.8	930.0
10.	Temperature of outlet gases	t_{out}	°C	174.0	168.7	167.8	202.4	161.5	173.5
11.	Concentration of oxygen in wet flue gases	c_1	% v v ⁻¹	3.55	2.96	3.64	2.88	2.97	2.95
12.	Concentration of water vapor in wet flue gases	c_2	% v v ⁻¹	19.54	21.10	20.10	21.33	21.16	21.12
13.	Concentration of oxygen in dry flue gases	c_3	% v v ⁻¹	4.41	3.75	4.56	3.66	3.77	3.74
14.	Concentration of CO at reference conditions	(CO) _r	mg Nm ⁻³	–	19	0	119	15	20
15.	Concentration of NO _x at reference conditions	(NO _x) _r	mg Nm ⁻³	470	185	255	197	200	175

^a UNR – unreconstructed; R – reconstructed boiler.

of 86.90%, opposite to the operation of unreconstructed boiler which has efficiency ratio of 85.52%.

Future numerical research will focus on more detailed analysis of the requirements for the multi-stage introduction of heated air due to higher outlet gas temperatures and the slugging of semi radiated superheater, as well as on the NO_x emission under various operating conditions, such as variations in boiler loads, fuel quality and grinding fineness.

Acknowledgements

This work has been supported by the Republic of Serbia Ministry of Education, Science and Technological Development (project: Increase in energy and ecology efficiency of processes in pulverized coal-fired furnace and optimization of utility steam boiler air pre-heater by using in-house developed software tools, No. TR-33018) and the Electric Power Industry of Serbia.

References

- [1] Directive 2010/75/EU European Union – limit of emissions of harmful substances into the air from large furnace.
- [2] Zh F. Tian, P.J. Witt, M.P. Schwarz, W. Yang, Numerical modeling of Victorian brown coal combustion in a tangentially fired furnace, *Energy Fuels* 24 (2010) 4971–4979.
- [3] L. Zeng, Zh Li, G. Zhao, Sh Shen, F. Zhang, Numerical simulation of combustion characteristics and NO_x emissions in a 300 MWe utility boiler with different outer secondary-air vane angles, *Energy Fuels* 24 (2010) 5349–5358.
- [4] S. Belošević, I. Tomanović, V. Beljanski, D. Tucaković, T. Živanović, Numerical prediction of processes for clean and efficient combustion of pulverized coal in power plants, *Appl. Therm. Eng.* 74 (2015) 102–110.
- [5] S.C. Hill, L.D. Smoot, Modeling of nitrogen oxides formation and destruction in combustion systems, *Prog. Energy Comb. Sci.* 26 (2000) 417–458.
- [6] T. Le Bris, F. Cadavid, S. Caillat, S. Pietrzyk, J. Blondin, B. Baudoin, Coal combustion modelling of large power plant, for NO_x abatement, *Fuel* 86 (2007) 2213–2220.
- [7] L.I. Diez, C. Cortes, J. Pallares, Numerical investigation of NO_x emissions from a tangentially-fired utility boiler under conventional and overfire air operation, *Fuel* 87 (2008) 1259–1269.
- [8] E. Korytnyi, R. Savelyev, M. Perelman, B. Chudnovsky, E. Bar-Ziv, Computational fluid dynamic simulations of coal-fired utility boilers: an engineering tool, *Fuel* 88 (2009) 9–18.
- [9] C.R. Choi, C.N. Kim, Numerical investigation on the flow, combustion and NO_x emission characteristics in a 500 MWe tangentially fired pulverized-coal boiler, *Fuel* 88 (2009) 1720–1731.
- [10] L. Huang, Z. Li, R. Sun, J. Zhou, Numerical study on the effect of the overfire-air to the air flow and coal combustion in a 670t/h wall-fired-boiler, *Fuel Process. Technol.* 87 (2006) 363–371.
- [11] S. Belošević, M. Sijerčić, N. Crnomarković, B. Stanković, D. Tucaković, Numerical prediction of pulverized coal flame in utility boiler furnaces, *Energy Fuels* 23 (2009) 5401–5412.
- [12] S.H. Baek, H.Y. Park, S.H. Ko, The effect of the coal blending method in a coal fired boiler on carbon in ash and NO_x emission, *Fuel* 128 (2014) 62–72.
- [13] R.I. Backreedy, J.M. Jones, L. Ma, M. Pourkashanian, A. Williams, A. Arenillas, B. Arias, J.J. Pis, F. Rubiera, Prediction of unburned carbon and NO_x in a tangentially fired power station using single coals and blends, *Fuel* 84 (2005) 2196–2203.
- [14] Y. Zhou, T. Xu, S. Hui, M. Zhang, Experimental and numerical study on the flow fields in upper furnace for large scale tangentially fired boilers, *Appl. Therm. Eng.* 29 (2009) 732–739.
- [15] S. Belošević, V. Beljanski, I. Tomanović, N. Crnomarković, D. Tucaković, T. Živanović, Numerical analysis of NO_x control by combustion modifications in pulverized coal utility boiler, *Energy Fuels* 26 (2012) 425–442.
- [16] W.P. Adamczyk, S. Werle, A. Ryfa, Application of the computational method for predicting NO_x reduction within large scale coal-fired boiler, *Appl. Therm. Eng.* 73 (2014) 343–350.
- [17] E.H. Chui, H. Gao, A.J. Majeski, G.K. Lee, Performance improvement and reduction of emissions from coal-fired utility boilers in China, *Energy Sustain. Dev.* 14 (2010) 206–212.
- [18] D. Tucaković, T. Živanović, V. Stevanović, S. Belošević, R. Galić, A computer code for the prediction of mill gases and hot air distribution between burners sections at the utility boiler, *Appl. Therm. Eng.* 28 (2008) 2178–2186.
- [19] H.Y. Park, M. Faulkner, M.D. Turrell, P.J. Stopford, D.S. Kang, Coupled fluid dynamics and whole plant simulation of coal combustion in a tangentially-fired boiler, *Fuel* 89 (2010) 2001–2010.
- [20] R.V. Filkoski, L.J. Bureskab, I.J. Petrovskia, Assessment of the impact of underfire air introduction on the pulverised coal combustion efficiency, *Chem. Eng. Trans.* 34 (2013) 25–30.
- [21] Lj Brkić, T. Živanović, D. Tucaković, Thermal Calculation of Steam Boilers, Faculty of Mechanical Engineering, Belgrade, Serbia, 2006 (in Serbian).
- [22] Lj Brkić, T. Živanović, D. Tucaković, Steam Boilers, Faculty of Mechanical Engineering, Belgrade, Serbia, 2010 (in Serbian).
- [23] T. Živanović, Lj Brkić, D. Tucaković, Calculation of the Plant for Pulverized Coal Preparation, Faculty of Mechanical Engineering, Belgrade, Serbia, 2005 (in Serbian).
- [24] Lj Brkić, T. Živanović, D. Tucaković, Aerodynamic Calculation of Steam Boilers, Faculty of Mechanical Engineering, Belgrade, Serbia, 2006 (in Serbian).
- [25] ANSYS FLUENT User's Guide, ANSYS, Inc, 2012.
- [26] S. Belošević, M. Sijerčić, D. Tucaković, S. Oka, Three-dimensional modeling of utility boiler pulverized coal tangentially fired furnace, *Heat Mass Transf.* 49 (2006) 3371–3378.
- [27] S. Belošević, M. Sijerčić, D. Tucaković, N. Crnomarković, A numerical study of a utility boiler tangentially-fired furnace under different operating conditions, *Fuel* 87 (2008) 3331–3338.

Биографија

Горан М. Ступар рођен је 15. априла 1986. године у Сарајеву, Босна и Херцеговина. Основну школу похађао је у Београду. Матурирао је на смеру роботика и флексибилни производни системи Политехничке академије. Машински факултет Универзитета у Београду уписао је школске 2005/2006. године. На истом Факултету дипломира у јулу 2010. године, на смеру Термотехника, одбраном дипломског рада: „3-Д модел струјања двокомпонентне смеше у колону канала иза вентилаторског млина енергетског парног котла“. Школске 2010/11. године уписао је докторске студије на Машинском факултету Универзитета у Београду.

Од новембра 2010. године запослен је на Машинском факултету Универзитета у Београду на Катедри за термотехнику. У оквиру научно-истраживачке делатности аутор је више научних и стручних радова објављених у научним и стручним часописима и изложених на симпозијумима у земљи и иностранству. У области сарадње са привредом учествовао је у изради пројеката, студија и експертиза за различита котловска постројења.

Изјава о ауторству

Потписани Горан М. Ступар

број уписа Д5/10

Изјављујем

да је докторска дисертација под насловом

МОДЕЛИРАЊЕ ПРОЦЕСА У ЕНЕРГЕТСКОМ ПАРНОМ КОТЛУ СА
ВИШЕСТЕПЕНИМ ДОВОЂЕЊЕМ ВАЗДУХА ПО ВИСИНИ ЛОЖИШТА

- резултат сопственог истраживачког рада,
- да предложена дисертација у целини ни у деловима није била предложена за добијање било које дипломе према студијским програмима других високошколских установа,
- да су резултати коректно наведени и
- да нисам кршио/ла ауторска права и користио интелектуалну својину других лица.

Потпис докторанда

У Београду, _____

Изјава о истоветности штампане и електронске верзије
докторског рада

Име и презиме аутора Горан М. Ступар

Број уписа Д5/10

Студијски програм Докторске академске студије

Наслов рада МОДЕЛИРАЊЕ ПРОЦЕСА У ЕНЕРГЕТСКОМ ПАРНОМ КОТЛУ СА
ВИШЕСТЕПЕНИМ ДОВОЂЕЊЕМ ВАЗДУХА ПО ВИСИНИ ЛОЖИШТА

Ментор Др Драган Туцаковић, редовни професор, Машински факултет

Универзитета у Београду

Потписани Горан М. Ступар

изјављујем да је штампана верзија мог докторског рада истоветна електронској верзији коју сам предао за објављивање на порталу **Дигиталног репозиторијума Универзитета у Београду**.

Дозвољавам да се објаве моји лични подаци везани за добијање академског звања доктора наука, као што су име и презиме, година и место рођења и датум одбране рада.

Ови лични подаци могу се објавити на мрежним страницама дигиталне библиотеке, у електронском каталогу и у публикацијама Универзитета у Београду.

Потпис докторанда

У Београду, _____

Изјава о коришћењу

Овлашћујем Универзитетску библиотеку „Светозар Марковић“ да у Дигитални репозиторијум Универзитета у Београду унесе моју докторску дисертацију под насловом:

МОДЕЛИРАЊЕ ПРОЦЕСА У ЕНЕРГЕТСКОМ ПАРНОМ КОТЛУ СА
ВИШЕСТЕПЕНИМ ДОВОЂЕЊЕМ ВАЗДУХА ПО ВИСИНИ ЛОЖИШТА

која је моје ауторско дело.

Дисертацију са свим прилозима предао/ла сам у електронском формату погодном за трајно архивирање.

Моју докторску дисертацију похрањену у Дигитални репозиторијум Универзитета у Београду могу да користе сви који поштују одредбе садржане у одабраном типу лиценце Креативне заједнице (Creative Commons) за коју сам се одлучио/ла.

1. Ауторство
2. Ауторство - некомерцијално
3. Ауторство – некомерцијално – без прераде
4. Ауторство – некомерцијално – делити под истим условима
5. Ауторство – без прераде
6. Ауторство – делити под истим условима

(Молимо да заокружите само једну од шест понуђених лиценци, кратак опис лиценци дат је на полеђини листа).

Потпис докторанда

У Београду, _____

1. Ауторство - Дозвољавање умножавања, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, и прераде, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце, чак и у комерцијалне сврхе. Ово је најслободнија од свих лиценци.

2. Ауторство – некомерцијално. Дозвољавање умножавања, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, и прераде, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце. Ова лиценца не дозвољава комерцијалну употребу дела.

3. Ауторство - некомерцијално – без прераде. Дозвољавање умножавања, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, без промена, преобликовања или употребе дела у свом делу, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце. Ова лиценца не дозвољава комерцијалну употребу дела. У односу на све остале лиценце, овом лиценцом се ограничава највећи обим права коришћења дела.

4. Ауторство - некомерцијално – делити под истим условима. Дозвољавање умножавања, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, и прераде, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце и ако се прерада дистрибуира под истом или сличном лиценцом. Ова лиценца не дозвољава комерцијалну употребу дела и прерада.

5. Ауторство – без прераде. Дозвољавање умножавања, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, без промена, преобликовања или употребе дела у свом делу, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце. Ова лиценца дозвољава комерцијалну употребу дела.

6. Ауторство - делити под истим условима. Дозвољавање умножавања, дистрибуцију и јавно саопштавање дела, и прераде, ако се наведе име аутора на начин одређен од стране аутора или даваоца лиценце и ако се прерада дистрибуира под истом или сличном лиценцом. Ова лиценца дозвољава комерцијалну употребу дела и прерада. Слична је софтверским лиценцама, односно лиценцама отвореног кода.