



УНИВЕРЗИТЕТ „СВ. КИРИЛ И МЕТОДИЈ“, СКОПЈЕ



Машински факултет

М-р Маригона Красниќи

**ИСТРАЖУВАЊЕ НА МОЖНОСТИ ЗА ПОДОБРУВАЊЕ НА
ЕНЕРГЕТСКАТА ЕФИКАСНОСТ И НАМАЛУВАЊЕ НА
ЕМИСИИТЕ НА ЕНЕРГЕТСКИ ПАРОГЕНЕРАТОР НА ЈАГЛЕН**

ДОКТОРСКА ДИСЕРТАЦИЈА

Скопје, 2021

Комисија

- Претседател:** Проф. д-р. Доне Ташевски, Машински Факултет,
Универзитет „Св. Кирил и Методиј”, Скопје
- Ментор:** Проф. д-р. Ристо В. Филкоски, Машински Факултет,
Универзитет „Св. Кирил и Методиј”, Скопје
- Член:** Проф. д-р. Зоран Марков, Машински Факултет, Универзитет
„Св. Кирил и Методиј”, Скопје
- Член:** Вонр. проф. д-р. Игор Шешо, Машински Факултет,
Универзитет „Св. Кирил и Методиј”, Скопје
- Член:** Проф. д-р. Сања Поповска Василевска, Технички Факултет,
Универзитет „Св. Климент охридски”, Битола

ИСТРАЖУВАЊЕ НА МОЖНОСТИ ЗА ПОДОБРУВАЊЕ НА ЕНЕРГЕТСКАТА ЕФИКАСНОСТ И НАМАЛУВАЊЕ НА ЕМИСИИТЕ НА ЕНЕРГЕТСКИ ПАРОГЕНЕРАТОР НА ЈАГЛЕН

Апстракт

И покрај брзиот развој на системи за обновлива енергија, фосилните горива доминираат во снабдувањето со енергија во светски рамки. Подобрување на ефикасноста на термоцентралите на цврсти горива е потребно поради многу причини, вклучувајќи ги влијанието врз животната средина и економското работење. Тезата има за цел да даде придонес во идентификувањето на изворите и големината на енергетските загуби кај енергетските генератори на пара на јаглен, како и да се подготви и демонстрира методологија за анализа на можностите и мерките за подобрување на нивната ефикасност. Методологијата е заснована врз интеграција на модифицираниот метод на зонска топлинска пресметка, ексергетскиот метод, техниката на нумеричка динамика на флуиди (CFD) и адаптиран пресметковен метод за одредување на концентрацијата на азотни оксиди (NO_x). Со примена на методологијата е анализирано и влијанието на некои мерки врз ефикасноста и емисијата на NO_x .

Во трудот е спроведена паралелна анализа на енергетски и ексергиски биланси на генераторот на пара на јаглен што припаѓа на термоенергетски блок од 315 MW. Генераторот на пара е дизајниран за работа на нискоквалитетен јаглен - лигнит со топлинска моќ од 6280 до 9211 kJ/kg, во Ранкинов циклус при 545 °C / 177,4 bar, со температура на водата за напојување од 251 °C, воздух со согорување загреан до 272 °C и температура на излезните гасови од 160 °C. Подобрениот метод на зонска топлинска пресметка се користи како основа за ексергетска анализа и примена на методот за пресметка на формирање на NO_x . Ексергискиот метод е вклучен во анализата со цел да се направи разлика помеѓу квалитетот и количината на енергија, бидејќи вистинската загуба на корисна енергија не може да биде целосно согледана со првиот закон за термодинамика. Со методолошкиот пристап е воспоставен модел за оптимизација на работата на енергетски парогенератори на цврсто гориво, со цел да се утврдат дистрибуцијата на енергијата, температурните профили по должината на гасниот тракт на парогенераторот, дисипацијата на ексергијата и редица други параметри.

Резултатите укажуваат на тоа дека до најголема дисипација на ексергија во циклусот на термоцентралата доаѓа во генераторот на пара и тоа поради неповратноста на процесот на согорување и преносот на топлина помеѓу продуктите на согорување и работниот флуид вода/пара. Процесот на согорување е одговорен за околу 30% од вкупната загуба на ексергија во генераторот на пара. Врз основа на анализата, оптимизацијата на процесите на согорување, пренос на топлина и редукација на емисијата на NO_x може да се постигне преку збир на мерки, вклучително и опција за редистрибуција на внесувањето на воздух и гориво по висината на ложишниот простор, инсталирање на OFA (over-fire-air) отвори, предсушење на лигнит со гасови и загревање на воздухот со излезни гасови. Претставени се влијанијата од прераспределбата на воздухот и горивото, оптимизацијата на вишокот воздух и стапката на рецикулација на гасови врз температурниот профил, а со тоа и врз концентрацијата на NO_x во гасовите. На крајот се дадени насоки за понатамошни истражувања во предметната проблематика.

Клучни зборови: термоцентрала на јаглен, генератор на пара, енергетска ефикасност, ексергетска анализа, согорување, пренос на топлина, CFD анализа

MSc. MARIGONA KRASNIQI

INVESTIGATION OF OPPORTUNITIES FOR ENERGY EFFICIENCY IMPROVEMENT AND EMISSIONS REDUCTION OF UTILITY COAL-FIRED STEAM GENERATOR

Abstract

Despite the rapid development of renewable energy systems, fossil fuels dominate the global energy supply. Improving the efficiency of solid fuel power plants is necessary for many reasons, including environmental impact and economic performance. The thesis aims to contribute to the identification of sources and magnitude of energy losses in coal steam power generators, as well as to prepare and demonstrate a methodology for analyzing the possibilities and measures to improve their efficiency. The methodology is based on the integration of the modified method of zone thermal calculation, the exergy method, the numerical fluid dynamics (CFD) technique and the adapted calculation method for determining the concentration of nitrogen oxides (NO_x). Using the methodology, the impact of some measures on the efficiency and emission of NO_x is analyzed.

The work conducts a parallel analysis of energy and exergy balances of the coal-fired steam generator belonging to a thermal power unit of 315 MW. The steam generator is designed to work on low quality coal - lignite with calorific value between 6280 and 9211 kJ/kg, in Rankin cycle at 545 °C / 177.4 bar, with feed-water temperature of 251 °C, combustion air heated to 272 °C and exhaust gas temperature of 160 °C. The improved zone thermal calculation method is used as a basis for exergetic analysis and application of the method for calculation of NO_x formation. The exergy method is included in the analysis in order to distinguish between quality and quantity of energy, because the actual loss of useful energy can not be fully seen with the first law of thermodynamics. The methodological approach establishes a model for optimization of the operation of energy steam generators on solid fuel, in order to determine the energy distribution, temperature profiles along the gas tract of the steam generator, the dissipation of the exergy and a number of other parameters.

The results indicate that the greatest dissipation of exergy in the thermal power plant cycle occurs in the steam generator due to the irreversibility of the combustion process and heat transfer between the combustion products and the working fluid water / steam. The combustion process is responsible for about 30% of the total exergy loss in the steam generator. Based on the analysis, the optimization of combustion processes, heat transfer and reduction of NO_x emissions can be achieved through a set of measures, including the option of redistribution of air and fuel intake by the height of the storage space, installation of OFA (over-fire-air) openings, drying of lignite with gases and heating of the air with exhaust gases. The effects of air and fuel redistribution, excess air optimization and gas recirculation rate on the temperature profile, and thus on the NO_x concentration in the gases are presented. At the end, directions for further research in the subject matter are given.

Key words: coal-fired power plant, steam generator, energy efficiency, exergy analysis, combustion, heat transfer, CFD analysis

СОДРЖИНА

ОЗНАКИ.....	7
ЛИСТА СО СЛИКИ.....	11
ЛИСТА СО ТАБЕЛИ	14
1. ВОВЕД	15
1.1. Предмет и мотивација на истражувањето	16
1.2. Цели и методолошки пристап	19
1.3. Преглед на дисертацијата	21
2. ЛИТЕРАТУРЕН ПРЕГЛЕД НА ПРЕТХОДНИ РЕЛЕВАНТНИ ИСТРАЖУВАЊА ВО ОБЛАСТА.....	23
2.1. Преглед на методи за енергетска и ексергетска анализа на термоцентрали и парогенератори.....	23
2.2. Преглед на истражувања од областа на примена на CFD техниката како корисен алат за подобрување на енергетската ефикасност	26
2.3. Преглед на истражувања на мерки за редукција на штетни емисии	27
3. ТЕОРЕТСКИ ОСНОВИ	30
3.1. ОПШТО ЗА ПРОЦЕСИТЕ КАЈ ПОСТРОЈКИТЕ ЗА СОГОРУВАЊЕ	30
3.2. АЕРОДИНАМИЧКИ ПРОЦЕСИ И ОСНОВНИ РАВЕНКИ ЗА НИВНО ПРЕТСТАВУВАЊЕ	32
3.3. ПРОЦЕС НА СОГОРУВАЊЕ	35
3.4. ЕНЕРГЕТСКИ БИЛАНС НА ПАРЕН КОТЕЛ И ЗОНСКИ МЕТОД ЗА ТЕРМИЧКА ПРЕСМЕТКА	39
3.4.1. Енергетски биланс на парен котел.....	39
3.4.2. Зонски метод на термичка пресметка.....	49
3.5. КОНЦЕПТ НА ЕКСЕРГЕТСКА АНАЛИЗА	51
3.5.1. Ефикасност според вториот главен закон на термодинамиката	51
3.5.2. Ексергетска ефикасност на парогенератор и термоцентрала	52
3.6. ФОРМИРАЊЕ И РЕДУКЦИЈА НА ПОЛУТАНТИ	57
3.6.1. Формирање и разградување на NO _x при согорување.....	57
3.6.2. Термички азотни оксиди	59
3.6.3. Горивни азотни оксиди	60
3.6.4. Брзи NO _x	61
4. МЕТОДОЛОГИЈА НА ИСТРАЖУВАЊЕТО	64
4.1. Технички опис и карактеристики на анализираната категорија парогенератори на цврсто гориво	64

4.2. Модифициран зонски метод на термичка пресметка на енергетски парогенератор	69
4.2.1. Зонски метод на термичка пресметка како основа за енергетска и ексергетска анализа ...	69
4.2.2. Пресметка на масен биланс на согорувањето	72
4.2.3. Определување на степенот на корисност на парогенераторот	73
4.2.4. Пресметка на адијабатска температура на согорување	76
4.2.5. Температурен профил по должината на парогенераторот од гасна страна	77
4.3. Ексергетски метод	81
4.3.1. Појдовни пресметки за ексергетски биланс на парогенератор	81
4.3.2. Загуби на ексергија	82
4.4. CFD техника	84
4.4.1. Пристап за поставување нумерички модел на парогенераторот	84
4.4.2. Двофазно турбулентно струење	90
4.4.3. Моделирање на согорувањето	95
4.4.4. Моделирање на преносот на енергија со зрачење	96
4.4.5. Реализација на нумерички симулации и добивање почетни резултати	102
4.5. Метод за пресметка на емисијата на NOx	102
4.6. КРИТЕРИУМИ ЗА ОПТИМИЗАЦИЈА	104
5. РЕЗУЛТАТИ, СПОРЕДБЕНА АНАЛИЗА И ДИСКУСИЈА	107
5.1. ТЕМПЕРАТУРНИ ПРОФИЛИ	108
5.2. РЕЗУЛТАТИ ОД ЕКСЕРГЕТСКАТА АНАЛИЗА	111
5.3. ЕНЕРГЕТСКА ЕФИКАСНОСТ И ЕНЕРГЕТСКИ ЗАГУБИ	114
5.4. НЕКОИ РЕЗУЛТАТИ ОД АНАЛИЗАТА СО ПРИМЕНА НА CFD ТЕХНИКАТА	117
5.5. КОНЦЕНТРАЦИЈА НА NOx ВО ПРОДУКТИТЕ ОД СОГОРУВАЊЕТО	124
6. ЗАКЛУЧОЦИ И ПРЕПОРАКИ ЗА ПОНАТАМОШНА РАБОТА	128
6.1. ЗАКЛУЧОЦИ	128
6.2. Препораки за понатамошна работа	135
7. РЕФЕРЕНЦИ	137
ПРИЛОЗИ	143

ОЗНАКИ

A_c [m^2] - површина за пренос на топлина

A_r [m^2] - површина на ѕидовите на ложиште

A_0 [m^2] - зрачна површина на ложиште

V_f [kg / s] - потрошувачка на гориво

C [$g/m^3 n$] - концентрација на производи од согорување

$c_{p,g}$ [kJ/kgK]-среден специфичен топлински капацитет на гасовите

E [kJ/s] - ексергија на проток

$e_{fuel,ch}$ [kJ/kg] - хемиската ексергија на горивото

H, I [kJ] - енталпија

h, i [kJ/kg] - специфична енталпија

i_g [kJ/kg] - специфична енталпија на гасовите при актуелната температура

i_0 [kJ/kg] - специфична енталпија при референтната температура

NCV [kJ/kg] - нето калориска вредност

O_{min} [$kg O_2/ kg, g$] - минимална количина на кислород

$M_{a,min}$ [$kg air/ kg, g$]- Стохиометриско количество воздух за согорување

p [Pa] – притисок

p_g [Pa]- актуелен притисок на гасовите

p_0 [Pa]- референтен притисок

q_3 до q_6 [kJ / kg] - загуби на енергија во генератор на пари

R_g [kJ/kgK]- гасна константа

SH- супер-грејач на пареа

RH- повторни загревач на пареата

s [$kJ/(kgK)$] - специфична ентропија

T [K] - апсолутна температура

T_0 [K] - апсолутна температура на околината

T_g [K]- апсолутна температура на гасовите

T_M [K]- највисоката температура во главната зона на согорување

T_{ad} [K]- адијабатската температура на согорување

$T_{z,ex}$ [K]- температурата на гасот на излезот од зоната

t_A [°C]- апсолутната температура на гасовите на излезот од ложиштето

ΔT_r [K]- Температурниот интервал во кој доаѓа до реакции на интензивно формирање на NO_x

D_s [kg/s]- проток на прегреана пареа

Q_1 [kW]- искористената топлина во енергетски парогенератор

d_p [m] - дијаметар на честицата

Re [-]- Рејнолдсов број

V_{Lmin} [m³n/kg] - минимална количина на воздух потребна за согорување на 1 kg гориво

x_{gr} [-] - однос на рецикулација

x_k [-] - удел на гасната компонента во смесата

D_{comb} [kW]-дисипацијата на ексергија поради процесот на согорување

B_c [-] - ефикасност на согорувањето

$q_{f,ph}$ [kJ/ kg,g] - физичка топлина на горивото

q_r [kJ/ kg,rg] - топлина содржана во рецикулационите гасови

q_A [kJ/ m²]- специфично топлинско оптоварување на напрекниот пресек на ложиштето

L[m]- периметар на ложиштето

q_V [kJ/ m³] - волуметриско топлинско оптоварување на главната зона на согорување

A[m²] - површина на сидовите на зоната

S_{sp} [m²] - плоштина на сфера со идентичен волумен како разгледуваната честица,

S_p [m²]- реална плоштина на честицата

x [µm] - димензија на отворите на ситото

b [-]- кефициент на финоста на мелењето

Грчки симболи

α_c [W/(m²K)] - коефициент на конвективен пренос на топлина

$\Delta\beta_c$ [-] - дел од вкупно внесеното гориво што е подложен на согорување во разгледуваната зона

ϕ [-] - факторот на формата

λ [-] - коефициент на вишок на воздух

ψ [-] - средна термичка ефикасност на страничните ѕидови на зоната

ψ' [-] - коефициенти на термичка ефикасност на влезната површина од зоната

ψ'' [-] - коефициенти на термичка ефикасност на излезната површина од зоната

η [-] - енергетска ефикасност

η_z [-] - степен на изолација на генератор на пари

η_{SG} [-] - топлинска ефикасност на генераторот на пареа

ζ_{SG} [-] - ексергетска ефикасност на генераторот на пареа

ξ [-] - степен на исполнетост на анализираната зона

τ_{π} [s] - времето на престој на продуктите од согорувањето во главната зона на согорување

τ_r [s] - време неопходно за одвивање на реакциите на формирање на NO_x

σ_0 [kW/m²K⁴] - Константа на Стефан-Болцман

μ [Pa·s] - коефициент на динамичка вискозност на флуидот

ρ_p [kg/m³] - густина на честицата

Кратенки

a - воздух

ad - адијабатски услови

ash - пепел

b, env - коверт на котелот

c - согорување, конверзија

ch - хемиски

f- гориво

g - гас, димни гасови

in-влез

ins - радијација

min - минимално

out - излез

r - рецикулација

rg- рецикулирани гасови

t - теоретски услови

w - вода

s - пареа

ЛИСТА СО СЛИКИ

Слика 3. 1. Интеракција помеѓу процесите и феномените што се јавуваат при согорување на цврсти горива во прашкеста состојба	31
Слика 3. 2. Фази на согорување на честица од цврсто гориво [16].....	36
Слика 3. 3. Шематски приказ на комплексот од хемиски реакции при согорување на јаглеродна честица при опструјување со $Re < 100$ (а) и $Re > 100$ (б) [122]	38
Слика 3. 4. Дијаграм за функционална зависност помеѓу Q_1 и Q_n , како и $\eta_{k,b}$ и Q_n	44
Слика 3. 5. Шематски приказ на општ енергетски биланс на парогенератор.....	46
Слика 3. 6. Шема на енергетски биланс на рекуперативен топлински изменувач	50
Слика 3. 7. Шематски приказ во врска со поставувањето општ ексергетски биланс на енергетски парогенератор	53
Слика 3. 8. Блок дијаграм на енергетска и ексергетска анализа на ТЕЦ Косово В	54
Слика 3. 9. Генерален концепт на моделот за ексергетска анализа на енергетски парогенератор [30]	55
Слика 3. 10. Шематски приказ на ексергетски биланс на рекуперативен топлински изменувач со приказ на термодинамичката промена на состојбата на топлиноносителот во T, s - дијаграм (дијаграм „температура-ентропија)	56
Слика 3. 11. Комплекс од хемиски реакции на формирање и разградување на NO_x во процесот на согорување [79]	59
Слика 3. 12. Зависност на количеството NO_x од температурата во ложишниот простор (Roslyakov, Egorova, 1996). 1 - термички NO_x ; 2 - горивни NO_x ; 3 - брзи NO_x	60
Слика 3. 13. Базичен (поедноставен) модел на формирање и деструкција на горивни NO_x	61
Слика 3. 14. Механизам на формирање на горивни NO_x	61
Слика 3. 15. Влијание на коефициентот на вишок на воздух во зоната на активно согорување врз формирањето на NO_x	63
Слика 4. 1. Шематски приказ на термоенергетскиот блок, 315 MWe	65
Слика 4. 2. Шематски приказ на парогенераторот (користен како основа за подготовка на моделите, за мерени резултати и како студија на случај во трудот) - адаптирано според [62], [63], [82]	67
Слика 4. 3. Основна геометриска конфигурација на парогенераторот и на системот за согорување со горилниците	68
Слика 4. 4. Приказ на поделбата на парогенераторот на пресметковни зони ($Z1 - Z12$)	70
Слика 4. 5. Пинципиелен приказ на изотермите на адијабатската температура и температурата на крајот од ложишниот простор.....	76
Слика 4. 6. Шематски приказ за поставување на основен енергетски биланс на ложиштето	77
Слика 4. 7. Пресметковна зона (контролен волумен и површински зони) во областа на горилниците.....	79
Слика 4. 8. Пресметковна зона (контролен волумен и површински зони) во областите на топлиноизменувачките површини	80
Слика 4. 9. Пресметковна зона (контролен волумен и површински зони) во областа на отворите за рецикулација на гасови во горниот дел од ложишниот простор	80
Слика 4. 10. Систем на површини за размена на топлина на генераторот на пара SI-1000	85
Слика 4. 11. Аксонометриски приказ на конфигурацијата и главните димензии на парогенераторот, користени за подготовка на нумерички модел со примена на CFD техника.....	86
Слика 4. 12. Приказ на геометријата на парогенераторот и нумеричката пресметковна мрежа генерирана во предпроцесорот Gambit со приказ на карактеристични површини	87

Слика 4. 13. Геометрија на генераторот на пареа пренесена за подготовка на CFD модел (а) и нумеричка мрежа (мрежа) пренесена во CFD софтверот (б)	88
Слика 4. 14. Илустрација на анализата за проверка на независноста на решението од густината на мрежата.....	90
Слика 4. 15. Гранулометриска карактеристика на горивото, според која е реализиран моделот и пресметките (нумеричките симулации)	94
Слика 4. 16. Промена на вишокот воздух во однос на оптоварувањето на котелот, како што е земена во пресметките во оптимален случај на распределба.....	102
Слика 5. 1. Температурни профили по должината на гасниот тракт на котелот за различни работни режими.....	109
Слика 5. 2. Температурни профили по должината на гасниот канал на котелот добиени при различни оптоварувања на котелот	110
Слика 5. 3. Температурни профили по височината парогенераторт од гасна страна добиени со зонската термичка пресметка при покачен коефициент на вишок на воздух ($\lambda_g = 1,45$) и споредба со мерења	110
Слика 5. 4. Температурни профили по височината парогенераторт од гасна страна добиени со зонската термичка пресметка при коефициент на вишок на воздух $\lambda_g = 1,25$, со имплементирани OFA отвори (10 %) и споредба со мерења	111
Слика 5. 5. Grassman-ов дијаграм на ексергетски текови во парогенераторот (работен режим NR, $B_f = 130 \text{ kg/s}$, $m_s = 277.78 \text{ kg/s}$, 315 MW)	113
Слика 5. 6. Grassman-ов дијаграм на ексергетски текови во парогенераторот (работни услови: $B_f = 120 \text{ kg/s}$, $m_s = 252.6 \text{ kg/s}$, 287 MW)	114
Слика 5. 7. Приказ на ефикасноста на котелот во Сенкиеви дијаграми (Sankey): η_k е ефикасност на котелот (брuto), q_1 е ефективна топлина искористена во котелот (во %), q_2 е вкупна енергетска загуба со излезните гасови, q_3 е енергетска загуба поради појава на гасни продукти на нецелосно согорување, q_4 е енергетска загуба поради појава на цврсти продукти на нецелосно согорување, q_5 е енергетска загуба поради оддавање топлина со конвекција и зрачење кон околниот простор и q_6 е загуба поради физичка топлина на цврстите остатоци од согорувањето (пепел и троска)	116
Слика 5. 8. Брзина вектори (во m / s) во различни пресеци.....	118
Слика 5. 9. Контури на масен дел од O_2 во вертикални пресеци (со OFA)	118
Слика 5. 10. Контури на температурната во $^{\circ}C$ во вертикални пресеци (со OFA отвори)	119
Слика 5. 11. Температурни контури ($^{\circ}C$) во вертикален и во различни хоризонтални пресеци	119
Слика 5. 12. Контури на масовна фракција на O_2 (а) и температура во $^{\circ}C$ (б, с) во вертикални пресеци (со OFA).....	120
Слика 5. 13. Вектори на брзина (m / s) и температурни контури ($^{\circ}C$) во различни хоризонтални пресеци.....	120
Слика 5. 14. Температура по висината на гасниот тракт на котелот (CFD)	121
Слика 5. 15. Температура по висината на гасниот тракт на котелот (1÷4 - CFD, со OFA отвори; 5, 6 - мерења). 1 - 25% вишок воздух, просечен дијаметар на честички 0.20 mm; 2 - 25% вишок воздух, просечен дијаметар на честички 0.16 mm; 3 - 25% вишок воздух, просечен дијаметар на честички 0.12 mm; 4 - 30% вишок воздух, просечен дијаметар на честички 0.12 mm	122
Слика 5. 16. Локални средни концентрации на кислород (O_2) во близината на ложишните сидови .	123
Слика 5. 17. Локални средни концентрации на јаглерод моноксид (CO) во близината на ложишните сидови.....	123

Слика 5. 18. Локални средни концентрации на азотни оксиди (NO_x , сведени на 6% O_2) во близината на ложишните ѕидови	124
Слика 5. 19. Концентрација на NO_x наспроти коефициент на вишок воздух во главната зона на согорување.....	125
Слика 5. 20. Влијание на степенот на рецикулација на гасови врз концентрацијата на NO_x во главната зона на согорување.	125

ЛИСТА СО ТАБЕЛИ

Табела 3. 1. Специфичен среден топлински капацитет на суво гориво c_f^s [kJ/(kgK)]	41
Табела 4. 1. Елементарна анализа на горивото	64
Табела 4. 2. Параметри на работниот флуид на влезот и излезот од топлиноизменувачките површини	65
Табела 4. 3. Главни чекори на зонскиот метод на термичка пресметка	71
Табела 4. 4. Резултати од пресметка на материјалниот биланс на согорувањето	72
Табела 4. 5. Енергетски загуби кај парогенератор на цврсто гориво	73
Табела 4. 6. Вредности на величините и коефициентите во изразот за t_B	78
Табела 4. 7. Податоци за патеките на горивните честици	95
Табела 4. 8. Својства на јагленот важни за кинетиката на согорувањето [54]	95
Табела 5. 1. Промена на температурата на продуктите од согорувањето по должината на гасниот тракт на котелот при различни оптоварувања	108
Табела 5. 2. Промена на ексергијата, дисипација на ексергија поради согорување, пренос на топлина и поради ексергетски загуби кон околината ($N_R - B_f=130$ kg/s, $D=D_M=m_s = 277.78$ kg/s).....	112
Табела 5. 3. Промена на ексергијата, дисипација на ексергијата поради согорување, пренос на топлина и поради ексергетски загуби кон околината ($B_f=120$ kg/s, $D=D_M=m_s = 252.6$ kg/s).....	113
Табела 5. 4. Резултати од пресметка на материјалниот биланс на согорувањето	114

1. ВОВЕД

Покрај брзиот развој на системите засновани врз обновлива енергија, фосилните горива доминираат во областа на снабдување со енергија. Најголемиот дел од енергијата во светот се генерира со согорување на фосилни горива, претежно јаглен и природен гас. Понатамошно подобрување на термоелектричните центри на јаглен е потребно поради многу причини, вклучувајќи го ефектот врз животната средина и економијата на работењето, а тоа особено се однесува на оние термоцентрали кои работат на цврсти горива со влошен квалитет, како што е лигнит.

Денес, производството на енергија е најавтоматизирана индустрија. Во последните години, побарувачката на електрична енергија расте, поради што сега постојат електроцентрали со моќност од 1000 MW и повеќе. Основните работни параметри на парата се покачени до услови кои се приближуваат до критично ниво во однос на структурните елементи на котелот, прегревачите на пара и турбината. Конструкцијата на електроцентрали со голем капацитет, постигнување енергетски и економски поефикасна конструкција и намалувањето на трошоците поставуваат нови проблеми. Има потреба за висококвалитетна и скапа опрема за електраните: системи за мониторинг и континуирани мерења во термоелектраните, автоматски контролни системи, безбедносни системи, постројки за намалување на штетните емисии итн. Брзиот развој на индустријата бара насочување кон комплексна автоматизација на термоелектричните центри со примена на компјутерски мониторинг и контролни системи.

Математички модели на такви комплексни процеси што се одвиваат во парогенераторите на термоцентралите може доследно да се опишат со нелинеарни равенки, чие решение се добива со помош на комплексни математички методи. Развојот на компјутерската технологија го овозможува пронаоѓањето на решение на математичките модели, чии резултати за реални системи се прилично прецизни и овозможуваат реалистичен приказ на нивното однесување. Меѓу другото, тоа се математички модели за опишување на динамичко однесување на современи конструкции парни котли од термоелектрични центри. Во тие рамки е вклучено и влијанието на струјните процеси кај котелот од гасна страна.

Динамичкиот математички модел е многу често формулиран врз основа на теоретски, и експериментални истражувања, како и акумулирано знаење за дизајнот на котелот и физичките и хемиските процеси кои се одвиваат во него. Развиените алгоритми обично имаат поширока прилагодливост и можат да се користат за објекти од истиот тип. Динамичниот модел на котелот и контролните алгоритми може да се користат како основа за понатамошно оптимизирање, подобрување на управувањето, адаптивно управување итн.

Динамичките карактеристики на процесите кои се застапени во парниот котел, се опишуваат преку равенки за балансот на маса и енергија, постулати за преносот на топлина, како и комплекс од други релации. Во сеопфатни модели се користат равенки, кои ја опишуваат динамиката на делови од моделот на парогенераторот. Алгоритмите кои се добиени со користење на воспоставен модел за оптимизација на парогенераторот може да се користат не само за проценка на однесувањето на објектот во различни реални услови и на функционирање, туку и при дизајнот и контролните пресметки на генераторите на пара.

Такви алгоритми вообичаено овозможуваат симулација и пресметка на оптимална распределба и проток на одделни флуиди - вода, пара, воздух, како и гориво низ системот и може да се користат со генератори на пара со принудна или природна циркулација. Врз основа на влезните податоци за моделот на котелот, користејќи ги воспоставените и потврдени алгоритми и модели, можно е да се изведе комплексна термичка и аеродинамична пресметка на моделот на котелот.

Топлината што се ослободува при процесот на согорување на горивото во ложишниот простор на парогенераторот, се пренесува преку површините за размена на топлина до работните флуиди, односно вода, водна пара и воздух. Целосно коректно одредување на интензитетот на пренос на топлина е практично невозможно со релативно едноставни модели, бидејќи процесите на согорување на гориво, протокот на гасови и цврсти честици се случуваат континуирано во ложиштето, исто како процесот на размена на маса меѓу гасната фаза и горивните компоненти во рамките на контролниот волумен на ложиштето, односно се одвива процес на континуирана размена на топлина и маса.

Истражувањето на развојот и положбата на пламенот при процесот на согорување во ложишниот простор е еден од најтешките проблеми кај котелските постројки. Во процесот во парогенераторот на цврсто гориво се формира комплексна комбинација од гасови, кои претставуваат смеса од испарливи согорливи и несогорливи материи и гасни продукти од согорувањето, кои во реалноста се придружени од присуство на тврди честици од коксен остаток и минерална маса (пепел). Радијацијата на пламен од таква комплексна материја може да се смета како радијација на гасно тело со присуство на дискретна (цврста) фаза. Во случајот на нецелосно согорување на течно гориво во реални услови и, особено при горење на цврсто гориво, пламенот е заситен со тврди честици со димензии од 0.3 до 300 μm и повеќе (пропратни продукти, несогорливи и согорливи делови од јаглен, пепел и слично). Во процесот на согорување, таквите делови предизвикуваат силен сјај на пламенот. Влијанието на такви хетерогени системи е многу комплексно и во процесот на радијација го предизвикува ефектот на радијација на сиво тело, при што мора да се земе предвид и присуството на цврста фаза. Моделирањето на преносот на енергија со зрачење во такви услови претставува исклучително сложен проблем.

Од друга страна, во таквиот двофазен систем се креираат услови за појава на нееднакви температурни полиња во рамките на ложишниот простор. Ова силно се рефлектира во процесот на искористување на топлината од согорувањето со ефикасен пренос на топлина до топлиноизменувачките површини.

1.1. ПРЕДМЕТ И МОТИВАЦИЈА НА ИСТРАЖУВАЊЕТО

Најголем дел од произведената енергија во светот се должи на работата на термоцентрали на фосилни горива. Капацитетот на термоенергетски постројки на јаглен за производство на енергија се очекува да достигне приближно 2500 GW до крајот на 2020 година, што е раст од речиси 60 % од 2008 година [82]. Поради тоа, во последните неколку декади има јасна тенденција за зголемување на ефикасноста на термоцентралите и намалување на штетните емисии, што е особено значајно во случаите каде се согорува јаглен со низок квалитет. Во таа смисла, многу е важно да се применат соодветни достапни техники

во термоелектричните центри што се приближуваат кон крајот на техничкиот век на траење, а кои се објект на рехабилитација или модернизација со цел да се подобри нивната ефикасност и да се намали негативното влијание врз животната средина. Кога станува збор за емисија на штетни супстанции, треба да се спомне и меѓузависноста на факторите од кои зависи искористеноста на грејните површини, ефикасноста на генераторот на пара, неговите перформанси и на целосната ефикасност на термоцентралата.

Спомнатиот штетен ефект врз перформансите на генераторот на пара може да се манифестира на повеќе начини, со следните најзначајни негативни ефекти:

- Намалување на интензитетот на пренос на топлина во гасниот тракт, што води кон отежнато постигнување на капацитетот и намалување на целокупниот степен на полезно дејство на термоцентралата.

- Поради присутноста на одредени штетни супстанции во гасните продукти од согорувањето често настанува корозија, која е поделена во две групи: нискотемпературна и високотемпературна корозија. Двата типа на корозија се многу штетни, бидејќи влијаат врз работата на генераторот на пара и исто така предизвикуваат оштетување на металните делови, па како резултат може да настане деструкција на одделни делови од структурата.

- Дополнително, кога се анализира влијанието на одредени фактори врз работата и перформансите на парогенераторите, неизбежно мора да се спомне и ефектот на двојно влијание, кој е особено изразен во однос на емисијата на азотни оксиди, обично познати според заедничката ознака NO_x . Имено, имплементацијата на методите за намалување на формирањето и редуцијата, а со тоа и концентрацијата, односно емисијата на NO_x , вообичаено е поврзана со значителни трошоци за ревитализациски и модернизациски зафати. Меѓутоа, дополнително, со несоодветно разработена примена на некои од примарните мерки може да се влошат одредени други перформанси на парогенераторот, како што се ефикасноста на согорувањето, неговиот капацитет итн. Тоа значи дека на овие прашања е неопходно посветување адекватно внимание и спроведување сеопфатни анализи за можните последици.

Поради ова, потребно е да се има добро познавање на природата на формирањето за различни видови штетни материи (според нивната состојба, видот и процесите што водат кон нивно формирање), исто како и познавање на влијанието на штетните материи врз перформансите на витални делови на парогенераторот од гасна и водно-парна страна, како загревачот на вода и загревачот на воздух. Секако, природата на создавањето на овие материи влијае врз проблемот на оптимизација на работата на генераторот на пара, помошните системи, како и перформансите на парната турбина и структурните карактеристики на постројката во целина.

Во однос на емисијата на штетни материи, што се однесува до цврстите честичи, таа зависи пред се од ефикасноста на функционирањето на уредите за отпрашување, т.е. електростатските филтри. Таа проблематика е надвор од делокругот на анализата што е предвидена во рамките на докторскиот труд. Емисијата, пак, на сулфурни оксиди, пред се на SO_2 , во услови кога не е инсталиран систем за десулфуризација, зависи од содржината на сулфур во составот на горивото. Поради претходното, во трудот се третираат азотните оксиди (NO_x) и продуктите на нецелосно согорување.

Во контекст на се што е претходно кажано, заради сигурно, ефикасно и континуирано покривање на нараснатите потреби за енергија во светот, во последните неколку децении, големо внимание се посветува на редица предизвици што се однесуваат начините на снабдување и користење на енергијата. Такви се прашањата што произлегуваат поради ограничените резерви на фосилни горива, потребата за користење на горива со влошен квалитет, неопходноста за подобрување на ефикасноста на енергетските трансформации и намалување на влијанието врз животната средина предизвикано од енергетските трансформации. Фосилните горива и понатаму се основа на енергетиката во светот, а таквата ситуација веројатно ќе потрае и во догледна иднина, барем во следните неколку децении. Во таа смисла, многу актуелно е проучувањето на можностите за поефикасно искористување на ресурсите кои се достапни и едноставни за употреба, а кои претставуваат еден од начините да се направат енергетските трансформации поефикасни и да се намали негативното влијание врз животната средина.

Според претходните објаснувања, јасно е дека понатамошно подобрување на ефикасноста на термоенергетските објекти на фосилни горива претставува неопходност од повеќе причини, вклучувајќи го влијанието врз околината и економичноста во работењето. Енергетската конверзија од појдовната форма на хемиска енергија врзана во горивните материи, преку термичка, во механичка енергија и конечно во електрична енергија, се реализира со коефициент на ефикасност на конверзија кој во најголем број случаи кај конвенционалните термоенергетски блокови со параметри, притисок и температура, пониски од критичните е приближно еднаков со $0,32 \div 0,35$ (или $1/3$ од почетната состојба). Дури и кај најсовремени термоцентрали што функционираат според Ранкин-Клаузиусов циклус со наткритични параметри ($p_s > 221 \text{ bar}$, $t_s > 600^\circ\text{C}$) тој коефициент не надминува многу над 40 %. Оттука, со оглед на вкупното енергетско, економско и еколошко влијание, јасна е потребата и тежнението за подобрување на ефикасноста на компонентите и на постројката во целина.

Ревитализацијата, модернизацијата и продолжувањето на оперативниот век на термоелектричните централи е многу важна и комплексна задача, поврзана со екстензивни научни истражувања и имплементација на современи инженерски практики. Во принцип, парогенераторите со голем капацитет, на кои треба да се имплементираат активности и мерки за ревитализација и модернизација, се карактеризираат со: намалена оперативна способност и сигурност, помала ефикасност во споредба со современите постројки, емисии на штетни материи кои ги надминуваат еколошките норми итн. Ревитализацијата и модернизацијата на парогенераторите обично вклучуваат замена на делови од системот за третман на гориво, системот за согорување (горилници и опрема за воведување воздух и гориво), модификација или замена на делови од ложишните екрански и други површини и опрема за пренос на топлина чиј ефективен работен век е завршен. Анализата на влијанието на таквите промени врз ефикасноста на парогенераторот, постигнувањето на бараните параметри, економичното работење и формирањето и редуцијата на штетни материи претставуваат предмет на истражување во овој труд.

За анализа на ефикасноста енергетски парогенератори на нискоквалитетни цврсти горива е применета комбинација од неколку истражувачки методи. Темата е фокусирана кон развивање и примена на специфична методологија за анализа на можностите и мерките за подобрување на ефикасноста на генераторите на пареа на јаглен, врз основа на интеграција на методот на зонска термичка пресметка, ексергетскиот метод, техниката на нумеричка

динамика на флуиди (CFD) и модифицирана инженерска пресметка на емисијата на NO_x . Со таквиот комплексен пристап е спроведено проучување на влијанието на одредени специфични мерки за подобрување на ефикасноста на согорувањето и примарни мерки за редукација на емисијата на NO_x . Во рамките на трудот се користени податоци од работата на енергетски парогенератор на лигнит, кој е дел од термоенергетски блок за производство на електрична енергија, со моќност од 315 MW, лоциран во близина на градот Приштина. Методот на зонска топлинска пресметка се користи како можност за експериментална потврда односно споредба со измерени податоци од системот за мониторинг на котелот, а потоа и за примена на инженерскиот метод за пресметка на концентрацијата на NO_x во продуктите од процесот на согорување. Притоа, преку пресметковните методи што ќе бидат воспоставени со работата на тезата ќе се опфати и влијанието на прераспределбата на воздухот и горивото, оптимизацијата на вишокот на воздух и стапката на рецикулација на излезниот гас на концентрација на NO_x во гасовите - продукти од согорувањето во парогенераторот.

1.2. ЦЕЛИ И МЕТОДОЛОШКИ ПРИСТАП

Современ генератор на пара е комплексна постројка за производство на водна пара - прегреана, сувозаситена или нивна комбинација. Еден таков објект треба да функционира ефикасно, со голема сигурност и безбедност и треба да произведува прегреана пара со стабилен капацитет и висок квалитет, што претставува особено голем предизвик кога се користи нискокалорично гориво со висока содржина на влага и минерални материи. Имајќи го предвид сето тоа, со цел да работат со висока ефикасност, модерните котелски постројки треба да бидат опремени со целосна автоматизација на сите процеси во внатрешноста на котелот, да бидат релативно лесни за ракување со различни оптоварувања, лесно да се одржуваат итн. Овие високи побарувања резултираат во комплексен и модерен дизајн на парен котел, опремен со соодветна автоматизација и придружна опрема за мерење и материјали за топлиноизменувачките површини и други делови кои се отпорни на високи работни параметри, како што се високиот притисок на пареата и температурата.

Со докторскиот труд се цели да се даде придонес за продлабочена анализа на енергетските парогенератори на нискоквалитетни цврсти горива (лигнит, биомаса), врз основа на методологија која ги интегрира методот на зонска термичка пресметка, ексергетскиот метод и техниката на нумеричка динамика на флуиди (CFD). Целта е понатаму да се анализираат можностите за подобрување на ефикасноста, истовремено проучувајќи го влијанието на редистрибуцијата на воздухот со имплементација на модернизираните горилници и отвори за внесување воздух над главната зона за согорување (Over-fire air - OFA ports) врз ефикасноста на согорувањето и емисијата на NO_x . Во рамките на трудот е воспоставен CFD модел, во комбинација со методот на зонска термичка пресметка на СКТП и ексергетска анализа, кој е применет на енергетски парогенератор со тангенционален систем за согорување на лигнит. Користејќи ги резултатите од зонскиот метод, применет е модифициран инженерски метод за пресметка на емисијата на NO_x базиран врз [57], со кој се земаат предвид клучните влијателни фактори за формирање и

редукција на азотни оксиди при согорување. Поради сложеноста на анализираниот објект и влијателните параметри, техниката на CFD е вклучена како една од главните истражувачки алатки, со цел да се добие подобар увид во аеродинамичното однесување на смесата од гасови (воздух, испарливи согорливи материи, гасни продукти од согорувањето), температурните профили, ефикасноста на согорувањето (оценка на загубата на енергија поради неефикасно и нецелосно согорување), концентрацијата на NO_x и други параметри.

Главните цели на спроведеното истражување се:

- да се реализираат теоретски анализи и да се изведе математички модел заснован врз ексергетскиот метод, зонскиот метод за термичка пресметка, прилагоден инженерски метод за пресметка на концентрацијата на NO_x во продуктите од согорувањето и CFD техниката, кој што го отсликува работењето на енергетски котел на цврсто гориво (лигнит);
- да се тестира моделот, односно да се изврши негово вреднување, преку споредба со сопствени експериментални резултати, односно податоци добиени од мониторинг-систем на реален термоенергетски објект (ТЕЦ Косово В), како и со резултати од литературни извори за соодветни конфигурации на котелски постројки со тангенијален систем за согорување на нискоквалитетни цврсти горива во простор;
- преку податоци од теренски мерења (на наведениот термоенергетски објект) и од математичкиот модел да се анализира севкупната ефикасност на котелските постројки на цврсти горива, влијанието на одделни фактори врз ефикасноста, како и врз формирањето и емисијата на штетни компоненти (пред сè, NO_x);
- со примена на воспоставениот модел да се анализираат можностите за подобрување на енергетската ефикасност на енергетски парогенератори на јаглен со тангенцијален и модофициран систем за согорување и со примена на одредени мерки за редукција на емисијата на NO_x ;
- да се оцени можноста за примена на предложениот модел во случаи на други типови парогенератори со слични проектни карактеристики, со модифицирани системи за подготовка на горивото, со изменети системи за согорување на горивото и со други технички зафати за модернизација и ревитализација.

Во врска со ова, конкретен придонес од работата на темата е воспоставување на соодветен математички модел за оптимизација на енергетски парогенератор на јагленов прав. Моделот е заснован врз ексергетскиот метод, зонскиот метод за термичка пресметка, инженерски метод за пресметка на концентрацијата на NO_x и CFD техниката. Моделот се очекува да биде корисна алатка за анализа на влијанието на евентуални конструктивни промени во ложишниот простор, кај системите за довод на воздух и гориво (степенесто доведување на воздух и гориво), кај системот за согорување (прераспределба на масените протоци, агли на внесување на воздухот и аеросмесата и други промени), кај топлиноизменувачките површини итн., врз показателите на ефикасност на парогенераторот и неговото влијание врз околината. Добиените резултати укажуваат на тоа кои се оптималните технички карактеристики на одделни системи кај парогенераторите на лигнит.

Резултатите од докторскиот труд, вклучувајќи го и моделот за оптимизација, треба да бидат корисна алатка за унапредување на енергетските, ексергетските, економските и

еколошките карактеристики на парогенераторите, како и на термоенергетските постројки на цврсти горива во целина.

1.3. ПРЕГЛЕД НА ДИСЕРТАЦИЈАТА

Дисертацијата содржи седум поглавја, со методолошки единици кои се однесуваат на мотивацијата за работа, придонеси кон употребата на прифатливи методи за оптимизација на темата, како и насоки за понатамошно истражување во ова поле.

Првото поглавје претставува вовед во кој се изнесени темата и мотивацијата за истражувањето, како и целите и методолошкиот пристап при работата. Во почетокот е направен кус осврт кон актуелната состојба во енергетскиот сектор во регионот и пошироко, со цел да се укаже на значењето на истражувањата на енергетската проблематика, особено во насока на подобрување на ефикасноста на термоенергетските постројки.

Второто поглавје содржи литературен преглед на претходни релевантни истражувања. Во ова поглавје е изнесен литературен преглед на енергетска и ексергетска анализа на термоцентрали и нивните компоненти како парогенератори. Потоа следи литературен преглед на примена на CFD техниката за одредување на ефикасноста на спомнатите термоенергетски системи, како и литературен преглед во поглед на моделирање на формирањето и редукцијата на NO_x и мерење и намалување на емисиите на штетни супстанции.

Во **третото поглавје** се дадени теоретските основи за следниве прашања:

- аеродинамички и термички процеси кај системите за согорување;
- зонскиот метод за термичка пресметка во рамките на нормативниот метод на ЦКТИ и концептот на ексергетска анализа, ефикасноста на споменатите системи анализирана со примена на првиот и вториот закон на термодинамиката, потоа ексергетската анализа на термоелектричните централи и парогенераторите;
- примената на CFD техника во рамките на термичка анализа и проблематиката во поглед на емисија на полутанти (создавање и намалување на штетни супстанции, несогорени честици, честици од пепел итн.).

Во **четвртото поглавје** е изложена методологијата на истражување и во тој контекст во него се дискутираат следниве прашања:

- технички опис и карактеристики на анализираните категории на енергетски парогенератори на цврсто гориво;
- елаборација на модифицираниот метод на зонска топлинска пресметка според СКТИ во врска со одредувањето на температурните профили и дистрибуцијата на енергијата во котелот, со соодветна пресметка на ексергетскиот биланс;
- ексергетскиот метод (за одредување на локацијата и големината на загубите на термоенергетскиот блок и особено во генераторот на пара);
- примена на CFD техника со цел оптимизација на дистрибуцијата на воздух, аеросмеса и рециркулирани продукти од согорување, како и оптимизација на положбата на

OFA системот во однос на ефикасноста на согорувањето и минимизација на емисијата на NO_x ; притоа е прикажана подготовката на нумерички модел на енергетски парогенератор со примена на техниката на компјутерска динамика на флуиди (CFD техника) и направено е дотерување (вточнување) на моделот;

- врз основа на подготвениот CFD модел се реализирани нумерички симулации, добиени се резултати и спроведена е анализа на добиените резултати;

- пресметка на NO_x емисија користејќи надграден инженерски метод базиран врз резултатите од зонскиот метод на термичка пресметка.

Резултатите се изложени во **петтото поглавје** заедно со придружна анализа и притоа се вклучени следниве прашања:

- презентирање на аналитички, нумерички и резултати од мерења;

- компаративна анализа и дискусија во однос на ефикасноста на процесот на согорување, температурните профили, емисија на азотни оксиди и др.;

- анализа на можности за подобрување на енергетската ефикасност и намалување на влијанието врз животната средина преку емисијата на штетни материи;

- презентирање на резултатите од мерења во TPP Kosovo B.

Во **шестото поглавје** се изнесени заклучоци и препораки во насока на понатамошни истражувања во предметната област, при што е опфатено следново:

- заклучоци поврзани со развиените и применети математички модели во поглед на применливост, можност за адаптација при различни работни услови, можност за симулирање на алтернативни технички решенија итн.;

- заклучоци во поглед на можностите за подобрување на ефикасноста на котелската постројка што е предмет на анализа;

- препораки за понатамошно истражување.

Седмото поглавје содржи преглед на користени референци (околу 110), како и соодветни прилози за појаснување на одредени сегменти на трудот (10).

2. ЛИТЕРАТУРЕН ПРЕГЛЕД НА ПРЕТХОДНИ РЕЛЕВАНТНИ ИСТРАЖУВАЊА ВО ОБЛАСТА

Литературниот преглед на релевантни истражувања опфаќа преглед на истражувања со примена на методи за енергетска и ексергетска анализа на термоцентрали, како и на енергетски парни котли и други компоненти на термоцентралите. Потоа е спроведен литературен преглед на истражувања кадешто е применета техниката на нумеричка динамика на флуиди (CFD техниката) за одредување на ефикасноста на спомнатите термоенергетски системи, како и литературен преглед на истражувања и модели на формирањето и редукацијата на NO_x и мерење и намалување на емисиите на штетни супстанции.

2.1. ПРЕГЛЕД НА МЕТОДИ ЗА ЕНЕРГЕТСКА И ЕКСЕРГЕТСКА АНАЛИЗА НА ТЕРМОЦЕНТРАЛИ И ПАРОГЕНЕРАТОРИ

Енергетските потреби за производство на електрична енергија во светот зависат во голема мера од фосилни горива, особено бидејќи најголемиот дел од производството се базира на употребата на јаглен и природен гас. И покрај тоа што алтернативните обновливи извори на енергија се равиваат мошне брзо, нивната цена и сегашната технолошка состојба не се доведени до тоа ниво за да може значајно да се намали зависноста од фосилни горива. Поради тоа, многу е значајно да се подобри ефикасноста термоелектричните централи на фосилни горива и особено на парогенераторите, како и да се намали нивното влијание врз животната средина.

Имајќи го предвид опсегот на истражувањето во рамките на докторската теза, прегледот на претходни релевантни истражувања е насочен кон анализа на ефикасноста на котелските постројки на фосилни горива со примена на комбинација од неколку методи и техники и анализа на влијанието на одредени примарни мерки врз емисијата на штетни материи, пред сè NO_x .

Трудовите [1-9] претставуваат фундаментални дела во областа на термодинамиката, кадешто е поставен акцент на современиот инженерски пристап во проучувањето на енергетските претворби. Така, една од главните цели на трудот на Balmer R.T. [1] е да се даде јасна презентација на фундаменталните принципи на применетата инженерска термодинамика. Во трудот [2] авторката Hilary D. Brewster дава сеопфатен приказ на актуелните и напредните техники во науката за топлината.

Методите за претворање на која и да било форма на енергија во друга форма се во доменот на термодинамиката, а нивната ефикасност е дефинирана со главните закони. За сеопфатна анализа на ефикасноста на енергетските претворби, неопходно е, покрај првиот закон на термодинамиката, кој се однесува на зачувување на енергијата, но не дава никакви информации за квалитетот на енергијата, да се вклучи и концептот за квалитетот на енергијата, што е опфатено со вториот закон [3].

Со оглед на тоа дека манипулациите со математичките изрази за физичките закони и примената на нумеричките методи сега остануваат главно на компјутерите, задача на

современиот инженер во термотехниката и термоенергетиката е јасно разбирање на принципите и законитостите на термодинамиката за да може да пристапи кон решавање дури и на најсложените проблеми, да ги формулира и да ги толкува резултатите и ефикасно да ги применува компјутерските алатки во инженерската пракса. Таков пристап е применет во трудот на Çengel, Y. и Boles, M. [4].

Трудот на Fran Bošnjaković [5] се вбројува во фундаменталните дела во термодинамиката и во себе вклучува, покрај класичниот пристап, и специфични делови што се однесуваат на законите за рамнотежа како основи на термодинамиката на хемиските реакции, согорувањето и трансформациите на горивните материи. Во трудовите на Galović, A. [6, 7] е применет современ пристап во објаснувањето на релевантните поими од техничката термодинамика. Основните закони (I и II закон на термодинамиката, како и законот за одржување на масата) се претставени од општи кон специјални случаи, со идеја да се нагласи правилното користење на соодветните равенства во конкретни процеси и со конкретни материи. Трудовите на Potter, M.C. и Somerton, C.W., *Thermodynamics for Engineers* [8] и на Robert T. Balmer, *Modern Engineering Thermodynamics* [9], претставуваат сеопфатни дела во кои е применет современ пристап кон проучувањето на проблематиката на техничката термодинамика.

Трудовите на Çengel, Y. [10] и на Siegel, R., Howell, J.R., [11] ја третираат комплексната проблематика на пренос на топлина, со акцент на термичкото зрачење, што е од исклучително значење поради високотемпературниот карактер на процесите што се одвиваат во котелските постројки.

Како и во другите области на науката и техниката, во последниве децении има значителен развој и напредок во областа на инженерството на термоелектричните центри и тоа во повеќе насоки, вклучувајќи компјутерски апликации за модернизација, оптимизација на работењето, енергетски преглед и управување, контрола и управување со животната средина, развој на човечки ресурси итн., што е предмет на обработка во обемните трудови на Raja A.K. и др. [12] и Lindsley D. [13].

Трудот на Кузнецов и др. [14] претставува едно од фундаменталните дела во областа на котелската техника, во кое се акумулирани огромно знаење и искуство од научно-истражувачка работа и инженерска пракса. Трудот на Blokh, A.G. [15] се надоврзува кон претходниот со продлабочен научен пристап во анализата на аеродинамичките, термофизичките, хемиските и други процеси кај котелските постројки. Трудовите на Петровски И. [16], Gulić M., Brkić Lj., Perunović P. [17], Brkić Lj., et al., [18, 19], Kreuh L. [20] и Vogner M., (ed.) et al., [21] во основа припаѓаат во делот на учебничка литература во областа на термоенергетиката и котелската техника, но со својот опфат, студиозен пристап и продлабоченост, тие ги надминуваат рамките на вообичаени универзитетски учебници.

Ексергијата на системот ја детерминира неговата способност за вршење работа. Ефикасноста на енергетската конверзија се определува со примена на првиот главен закон на термодинамиката. Меѓутоа, на тој начин не може да биде целосно објаснета загубата на вистинската корисна работа, бидејќи со примена само на првиот закон не се прави разлика помеѓу квалитетот и квантитетот на енергијата. Трудовите на Бродјанский В. М. и Бродјанский В. М., Фратшер В. и Михалек К. [22, 23], Szargut, J. Morris, D.R. и Steward, F.R. [24], Kotas, T.J. [25], Barclay F.J. [26], Dincer I. и Rosen M. [27] и Çengel, Y. и Boles M. [28]

спаѓаат во фундаменталните дела посветени на концептот на ексергетска анализа и неговата примена во изучувањето на ефикасноста на термоенергетските постројки.

Во студијата [29], на Kaushik S. C., Siva Reddy V. и Tyagi S. K., се дава релевантен преглед на реализирани енергетски и ексергетски анализи на термоцентрали на фосилни горива. Резултатите од енергетската и ексергетската анализа во различни работни услови авторите ги споредуваат со параметрите од различните режими на работа и врз основа на тоа се презентирани можностите за реконструкција на термоенергетските објекти со цел да се унапреди нивната ефикасност.

Со ексергетската анализа се цели кон одредување на максималната работа што може да се добие од одреден систем што продуцира работа, со оглед на тоа дека ексергијата е комбинирано својство што зависи и од состојбата на системот и од состојбата на околината [30]. Идентификацијата на деловите од системот каде што доаѓа до дисипација и деструкција на ексергија може да биде корисен патоказ кон потенцијални подобрувања на термодинамичкиот систем, што е презентирано во трудот на Kanoglu M., Suleyman K. и Aysegu A. [31]. Во трудот на Regulagadda, Dincer I. и Naterer G. F. [32] е спроведена термодинамичка анализа на термоенергетска постројка на јаглен со моќност од 32 MW со субкритични параметри. Притоа е применета параметарска анализа на постројката за различни работни услови, вклучувајќи различни притисоци, температури и протоци, со цел да се определат оптимални работни перформанси на постројката. Во трудот на Koroneos C. J. et al. [33] е применет комплексен пристап за анализа на ефикасноста на термоцентрали на лигнит со електрична моќност од 300 MW. Во неговата основа е ексергетската анализа и притоа се лоцирани изворите на неефикасност и загуби и сугерирани се мерки за нивно намалување.

Неспорен е фактот дека човекот со своите секојдневни активности, особено во областа на енергетскиот сектор, има големо влијание врз состојбата на околината и тоа како локално, така и глобално. Во последниве децении се појавуваат повеќе студии кои укажуваат на таквото штетно влијание, кое започнало со почетокот на индустриската револуција и активното користење на фосилните горива [34-38]. Речиси паралелно, а во последно време и се позачестено, се јавуваат и анализи и студии со кои се тврди дека е можно во релативно кус временски период, во блиска иднина, да се премине кон општество што ќе користи целосно обновливи извори на енергија за своите потреби. Некои од таквите студии се засновани на релативно реалистичен пристап [39, 40], додека на други може да се упатат сериозни забелешки по таа основа [41-43]. Мора да се нагласи дека има и автори со сосема поинакви ставови, како на пример [44], кои сметаат дека барем во следните неколку децении нема да биде можна реализација на одржлив енергетски систем заснован врз обновливи извори. Таквото разногласие на мислењата и ставовите по ова исклучително важно прашање дополнително ја наметнува потребата за истражувања во насока на подобрување на ефикасноста на термоенергетските постројки.

2.2. ПРЕГЛЕД НА ИСТРАЖУВАЊА ОД ОБЛАСТА НА ПРИМЕНА НА CFD ТЕХНИКАТА КАКО КОРИСЕН АЛАТ ЗА ПОДОБРУВАЊЕ НА ЕНЕРГЕТСКАТА ЕФИКАСНОСТ

Како што веќе беше нагласено, далеку најголем дел од производството на електрична енергија во светот се должи на работата на електричните централи на фосилни горива. Со оглед на тенденциите за пораст на светската економија особено во одредени региони, побарувачката за енергија со сигурност ќе продолжи да се зголемува барем до 2030 година, што е поттикнато и од порастот на популацијата и тежнењето за подобрување на животните услови на луѓето [45]. Капацитетите за производство на електрична енергија од постројки на јаглен во светски рамки се очекува да достигне приближно 2500 GW до крајот на 2020 година, што е зголемување од речиси 60% во однос на 2008 [46]. Затоа, во последните неколку децении постои јасна тенденција да се зголеми ефикасноста на постројките за согорување и да се намалат штетните емисии, што е особено важно во случаите кога како гориво се користи нискоквалитетен јаглен. Во таа смисла, многу е важно да се применат соодветни расположливи техники на термоцентралите што се наоѓаат на границата на техничкиот век, кои се предмет на рехабилитација или модернизација, со цел да се подобри нивната ефикасност и да се намали негативното влијание врз животната средина. Со примена на комплексни алатки за моделирање, како што е нумеричката динамика на флуидите (CFD), може значително да се олеснат истражувањата за влијанието на различните процесни и проектни параметри врз перформансите на термичките постројки.

Општо земено, пристапот на моделирањето на постројките за согорување, вклучувајќи ги и котелските постројки, може да биде насочен кон (1) моделирање на однесувањето на системот како целина или (2) моделирање на фундаменталните физички и хемиски законитости на системот заради детерминирање на неговото однесување [47]. Моделите што во својата основа ја имаат CFD техниката вклучувајќи ги и хемиските реакции припаѓаат кон втората категорија. Во науката веќе подолго време се користат напредни модели за согорување и пренос на топлина, во комбинација со соодветни нумерички техники за нивно спроведување во истражувачки и инженерски апликации, вклучувајќи анализа на термички процеси во котелски постројки и системи за согорување [48, 49, 50].

Во принцип, постојат два општи методи за детална пресметка на преносот на топлина кај системите за согорување: (1) зонски и (2) флуксен метод [51]. Кај зонскиот метод ложишниот простор и неговите гранични површини се делат на одреден број волуменски и површински зони, при што се поаѓа од претпоставката дека секоја од нив има униформни термофизички карактеристики. За секоја зона се поставува енергетски и материјален биланс и биланс на дозрачена енергија, од кадешто произлегува интензитетот на преносот на топлина со зрачење помеѓу таа зона и другите волуменски и површински зони во системот. Кај флуксниот метод, просторниот агол што е зафатен од елементарната волуменска ќелија се дели на одреден (парен) број просторни агли. За секој од нив се усвојува дека зрачечкиот топлински флукс е униформен и непроменлив, но нееднаков во различни правци. Во согласност со оваа претпоставка, за секој просторен агол се поставува енергетски биланс за зрачечкиот топлински флукс.

Постојаниот напредок во капацитетот на компјутеритевозможи развивање и примена на комплексни веродостојни математички модели на термички процеси при согорување и други системи и последователна широка употреба на CFD техники како стандардни алатки за моделирање во науката и во инженерската пракса [52-55]. Во трудот [56] се презентирани неколку студии на случаи на различни термички системи анализирани со примена на CFD техника, нагласувајќи го нејзиниот потенцијал за научно-истражувачки и инженерско-едукативни потреби. Тој е демонстриран со неколку практични примери и интерпретација на резултати во врска со одредени специфични проблеми од аеродинамичка природа, пренос на топлина и согорување.

Нумеричка динамика на флуиди (CFD)

CFD е гранка од механиката на флуиди која користи нумеричка анализа и податочни структури со цел да реши и анализира проблеми кои се однесуваат на проток на флуиди. Компјутерите се користат за изведба на пресметки потребни за да се симулира интеракцијата на течности и гасови со површини при гранични услови. Со суперкомпјутери со голема брзина, може да се постигнат подобри решенија. Истражувањата резултираат во софтвер кој ја подобрува точноста и брзината на комплексна симулација на различни сценарија како трансоничен и турбулентен проток. Почетната експериментална валидација на таков софтвер се изведува користејќи воздушен тунел додека финалната валидација е со целосно тестирање на летови.

Еден начин за подобрување на ефикасноста на котелски постројки на јаглен е да се имплементира соодветно сеопфатно техничко решение како комплексен поефикасен систем за согорување за да се намалат емисиите на NO_x , при минимизација на загуба на енергија поради неефикасно согорување. Во исто време, можно е да се применат некои од примарните техники за пониски емисии на штетни материи, како постепен влез на гориво и воздух, вклучувајќи ја импелментацијата на секундарни вентили за воздух над главната зона на согорување, позната како OFA (Over Fire Air).

2.3. ПРЕГЛЕД НА ИСТРАЖУВАЊА НА МЕРКИ ЗА РЕДУКЦИЈА НА ШТЕТНИ ЕМИСИИ

Фундаментално дело кога станува збор за механизмите на формирање и редукција на азотни оксиди (NO_x) е трудот на Зельдович Я. Б., Садовников П. Я. и Франк-Каменецкий Д. А. [57]. Намалувањето на емисијата на NO_x со цел да се спушти на ниво во согласност со директивите на ЕУ е обично една од главните задачи и цели на модернизацијата на термоцентралите. Бидејќи формирањето на NO_x е директно зависно од локалната температура на пламенот и концентрацијата на кислород во главната зона на согорување [58], како и на струјното поле и времето на престој на продуктите од согорувањето во зоните со висока температура, примената на комплексно математичко моделирање и нумерички симулации може да даде голем придонес за соодветен избор на мерки за намалување на NO_x , за подобрување на постојните постројки и за унапредување на перформансите на системот во целина [59]. Овој пристап е успешно применет за да се опишат феномените за време на

согорувањето на јаглен во прашкеста состојба во енергетски парогенератори, потврдувајќи го клучното влијание на системите за доведување воздух над главната зона на согорување (Over-Fire Air - OFA) врз редукацијата на NO_x преку споредба на резултатите од нумеричките пресметки и мерења на конкретни термоенергетски објекти [60, 61].

Трудот [62] има за цел да даде придонес кон идентификација на изворите и големината на термодинамичката неефикасност кај парогенераторите за енергетски потреби. Во него е спроведена паралелна анализа со енергетски и ексергетски биланси на парогенератор на цврсто гориво, кој припаѓа на термоенергетски блок од 315 MWe [63, 64], проектиран за работа на нискоквалитетен јаглен. Со оглед на тоа дека во генераторот на пареа се јавува најголемата дисипација на ексергија во циклусот на термоцентралата, воспоставени се енергетски и ексергетски биланси на ложиштето и на топлиноизменувачките површини за да се идентификуваат главните извори на неефикасност. Истражувањето [62] продолжува и се надградува со трудот [65], во кој зонскиот метод за термичка пресметка [14-16, 19] е применет за одредување на температурните профили и дистрибуцијата на топлина по должината на гасниот тракт на котелот. За проценка на емисијата на NO_x се користи инженерски метод, заснован врз пристапот изложен од страна на Безгрешнов, А. Н., Липов, Ю. М. и Шлейфер [66], со кој се земени предвид клучните влијателни параметри. Врз основа на спроведената анализа, предвидени се неколку можности за подобрување, вклучително и повторна циркулација на излезни гасови, опција за обработка на лигнит со димни гасови за намалување на влажноста и предзагревање на воздухот со суви излезни гасови.

Во [67] се изложени физички и хемиски модели, како и нумеричкиот пристап и дадени се упатства за користење на комерцијален софтвер во областа на техниката на нумеричка динамика на флуиди (CFD), вклучувајќи го и процесот на согорување и реакции на формирање и разградување на NO_x . Трудот на Кио К. [68] претставува фундаментално дело во областа на науката за согорување, во кое се изложени принципите на процесот и различни пристапи за негово истражување, математичко моделирање, примена итн. Трудите [69-74] се однесуваат на различни аспекти од пристапот и примената на математичко моделирање на процесите кај котелските постројки за подобрување на нивните перформанси: моделирање на карактеристиките на продуктите од согорувањето, што е значајно за интензитетот на преносот на топлина со зрачење, комплексно моделирање на котелско ложиште со цел да се анализира влијанието на имплементација на повеќестепени горилници врз штетните емисии и ефикасноста на постројката, физичко и математичко моделирање на согорување на цврсто гориво со примена на горилници со директно струење, влијание на одредени примарни методи врз емисијата на азотни оксиди итн.

Книгата на Mallic A. R. [75] претставува сеопфатен пресек на бројни функционални аспекти на термоцентралите. Значаен дел е посветен на описот на можни мерки за подобрување на ефикасноста на енергетската конверзија и на зачувување на енергијата, како и на методите за намалување на емисиите од термоцентралите. Авторот Thunman H. во својот докторски труд [76] дава сеопфатен преглед на принципите и пристапите за моделирање на согорувањето на цврсти горива. Во рамките на трудот се презентирани и неколку модели за одделни сегменти од процесот, како и за горива со специфични

карактеристики, вклучувајќи и различни видови растителна биомаса. Трудот е поткрепен со масивно експериментално истражување. Струјните процеси кај постројките за согорување со голем капацитет, како што се енергетските парогенератори, се мошне комплексни. Тоа е особено нагласено кога станува збор за комплексно двофазно струење, при согорување на цврсти горива во простор, што претставува предмет на докторскиот труд на Twerda A. [77].

Мора да се нагласи дека со прегледот на претходните трудови ни приближно не е исцрпен долгиот список на трудови во областите што ќе се третираат во докторската теза.

3. ТЕОРЕТСКИ ОСНОВИ

Во ова поглавје се изложени теоретските основи на процесите што се истражувани во трудот. Направен е приказ на комплексноста на процесите што се одвиваат во ложишниот простор на енергетски парогенератор, што особено доаѓа до израз во случај на согорување на цврсти горива во прашкеста состојба во простор. Ефикасноста на согорувањето во голема мера зависи од карактеристиките на струјните процеси. Воедно, презентирани се основите за поставување енергетски биланс на парни котли од енергетски ранг. Во тој контекст се изложени и основите на зонскиот метод за термичка пресметка, при што, во овој случај, како специфичност се јавува фактот дека во дел од пресметковните зони се застапени грејни површини како топлиноизменувачки пакети и како екрански (гранични) површини. Потоа, претставен е концептот на дефинирање на ефикасноста на системите за енергетска конверзија со примена на ексергетскиот метод. На крајот, посветено е внимание на проблематиката на формирање и редукција на штетни материи од работата на енергетските парогенератори.

3.1. ОПШТО ЗА ПРОЦЕСИТЕ КАЈ ПОСТРОЈКИТЕ ЗА СОГОРУВАЊЕ

Котелските ложишта се постројки или уреди во кои се одвива трансформација на хемиската енергија складирана во одредена горивна материја, во топлина на продуктите од согорувањето, процес познат како согорување. Паралелно со согорувањето, во овие постројки се одвива и процес на интензивен пренос на топлина помеѓу продуктите на согорувањето и топлиноизменувачките површини кои го оформуваат ложишниот простор. Во нив, истовремено или последователно протекнуваат неколку физичко-хемиски процеси:

- струење на гасови со релативно големи брзини, пратено со движење на цврста фаза, односно полидисперзен материјал - честици од цврсто гориво со димензии од неколку микрони до 2-3 mm;

- протокот на чадни гасови низ гасниот тракт на котелот претставува комплексен случај на турбулентен проток на компресибилен гас, бидејќи има промени во насоката и пресекот за струење; покрај тоа, температурата и густината на гасовите се менуваат долж гасниот тракт, како резултат на размената на топлина со грејните површини, а поради инерцијалното одвојување, концентрацијата на летачка пепел во гасовите исто така се менува долж гасниот тракт;

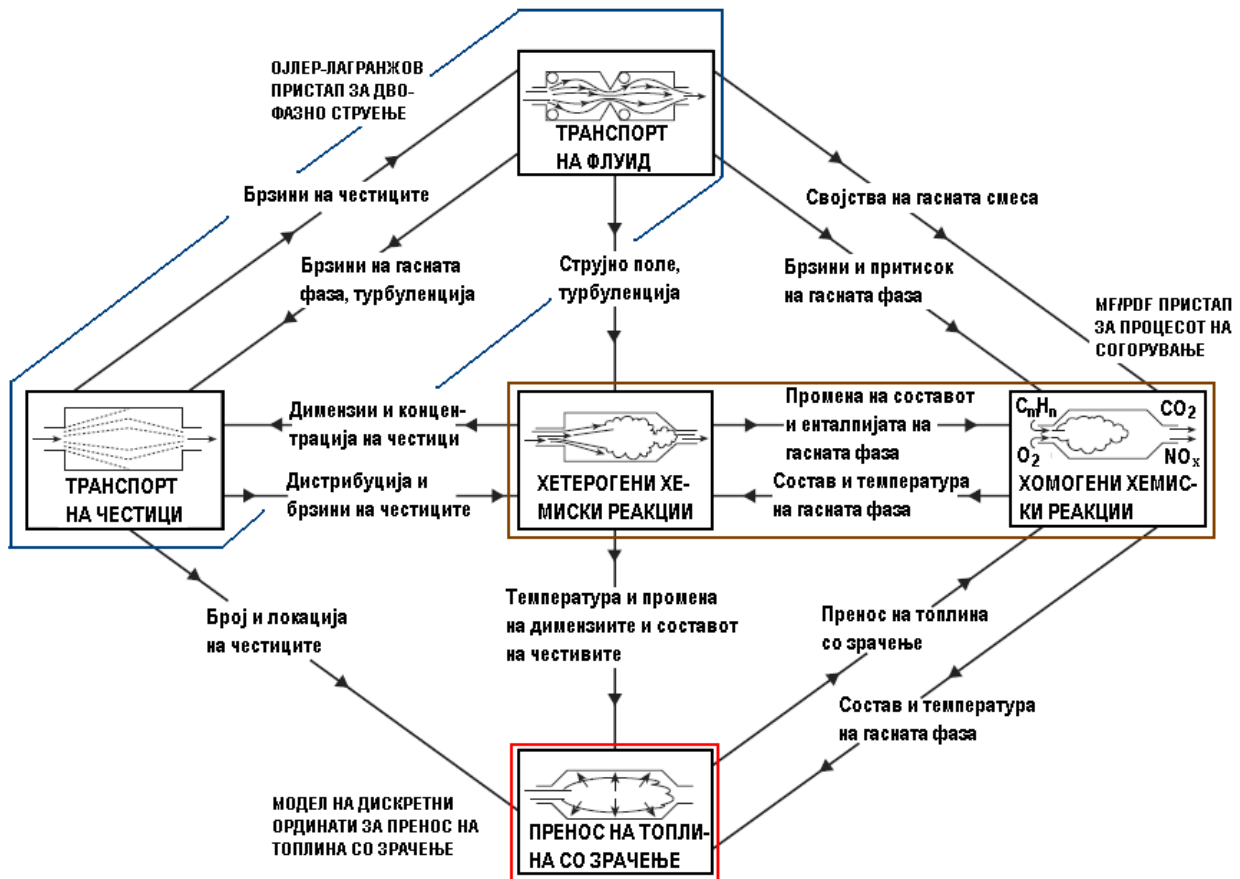
- ослободување на испарливи материи од цврстата фаза на горивото, кои, загревајќи се, изложени се на термичка декомпозиција, со што се формира сложена гасно-дисперзна смеса од воздух, согорливи и несогорливи гасови, продукти на целосно и нецелосно согорување и цврсти честици од гориво и минерални материи (пепел);

- хомогени и хетерогени реакции на согорување, со што доаѓа до ослободување на енергија и појава на релативно високи температури;

- комплексен пренос на топлина, при што доминира термичкото зрачење;

- реакции на формирање и разградување на одредени штетни компоненти во продуктите од согорувањето - CO, SO₂, NO_x, честици итн.

Со оглед на претходното, јасно е дека енергетските парогенератори на фосилни горива се исклучително комплексни постројки, кои истовремено се и хемиски реактори и комплекси од топлиноизменувачки површини, а ложиштата се нивниот најсложен дел. Оттука, анализата на овие постројки во насока на намалување на загубите, подобрување на ефикасноста и економичноста во работењето, подобрување на сигурноста и редуција на емисијата на штетни материи претставува многу сложена задача. За решавање на оваа задача е неопходно продлабочено познавање на условите на одвивање на согорувањето, аеродинамиката на двофазниот систем од гасови и цврсти честици, меѓуфазниот пренос на топлина, преносот на маса, преносот на енергија од продуктите на согорувањето кон топлиноизменувачките површини итн. Оваа комплексна меѓузависност на процесите и феномените што се јавуваат кај енергетските парогенератори е претставено преку илустрацијата на сл. 3.1. Комплексноста особено доаѓа до израз во случај на анализа на работата на котелски постројки со голем капацитет, како што е таа што е анализирана во склоп на овој труд.



Слика 3. 1. Интеракција помеѓу процесите и феномените што се јавуваат при согорување на цврсти горива во праškеста состојба

Во ложиштата на котелските постројки доминира преносот на енергија со термичко зрачење. Неговиот интензитет е условен од конфигурацијата и димензиите на ложиштето

(или комората за согорување), од конструктивните карактеристики, типот и распоредот на горилниците, од конструкцијата и распоредот на опремата за воздух и рециркулирачки гасови, од карактеристиките на горивната материја, од карактеристиките на преградните (екранските) и други површини, од термофизичките карактеристики на пламенот и двофазната смеса од гасови и честици, како и од редица други параметри.

Горилниците се уреди со кои се остварува организирано внесување на гориво и воздух во соодветен однос во ложишниот простор. Тие треба да обезбедат услови за брзо палење на горивната материја и стабилно согорување, како и за реализација на предвидената аеродинамичка слика во ложиштето. При согорување на јаглен во прашкеста состојба, во горилниците се доведуваат и низ нив се спроведуваат по раздвоени канали смеса од јагленов прав и носечки флуид (примарен воздух или смеса од воздух и рециркулирачки гасови), како и секундарен воздух. Многу често, преку посебни отвори на горилниците се внесува и гориво за палење и за повремена поддршка на процесот на согорување. Внесувањето на одделни материји во ложишниот простор се одвива при различни брзини и со таква насоченост за да се постигне колку што е можно подобро мешање и целосно согорување, а притоа да се избегне појавата на зони со многу високи температури.

Кај енергетските котли вообичаено се применуваат млазни горилници, додека кај котли од индустриски ранг се претежно застапени т.н. виорни горилници. Брзината на аеросмесата и на секундарниот воздух изнесува од $12\div 15$ m/s до $40\div 50$ m/s. Во основа, конструкцијата на млазните горилници е релативно едноставна и во принцип се состои од претежно правоаголни канали за доведување на аеросмеса и секундарен воздух во ложиштето. Меѓутоа, кај парогенератори со поголем капацитет, еден горилник се состои од поголем број такви канали и отвори соодветно распоредени по височина. Горилниците се поставуваат или на аглите од ложиштето или се распоредуваат по сидовите и се насочуваат на таков начин што се оформува спирално (тангенцијално) струење на материјалот во ложишниот простор. Формирањето на согорлива смеса се врши со вовлекување на врели (високотемпературни) гасови од ложишниот простор само од надворешната страна на млазот од аеросмеса, со што се создава само надворешна зона на рецикулација на гасовите. Имајќи го предвид сето ова, станува јасна претставата за сложеноста на аеродинамичките и термичките услови коишто владеат во ложиштата и на кои се изложени и горилниците како нивни составни компоненти.

3.2. АЕРОДИНАМИЧКИ ПРОЦЕСИ И ОСНОВНИ РАВЕНКИ ЗА НИВНО ПРЕТСТАВУВАЊЕ

При проучувањето на динамичкото однесување на флуидот, треба да се земе предвид фактот дека флуидот има способност при струењето да ги пренесува материјалните и физичките карактеристики од една до друга точка во флуидниот простор. Појавите и процесите кои се поврзани со преносот и струењето на флуидите се подложуваат на законите што важат за преносот на маса, преносот на количеството движење, преносот на топлина, одржувањето на енергијата и др.

Струењето на флуид во одредена средина може да се претстави со следнава општа диференцијална равенка:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j \phi) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) + S_\phi + S_{p\phi} \quad (3.1)$$

во која одделни членови го имаат следново значење:

U_j - брзина на флуидот,

ϕ - променлива величина,

Γ_ϕ - коефициент на ефективен транспорт со дифузија,

S_ϕ - извор на променливата ϕ во единечен (елементарен) волумен (волуменска ќелија),

$S_{p\phi}$ - дополнителен извор заради присуството на дисперзна цврста фаза во единечен (елементарен) волумен (волуменска ќелија),

ρ_p - густина на флуидот

Како што може да се види, равенката се состои од конвективен, дифузен и изворни членови, кои се однесуваат на извор или понор (појавување, настанување или исчезнување) на гасната и на цврстата фаза.

Равенка за одржување на масата - равенка на континуитет

Равенката за одржување на масата се добива со поставување масен биланс на елементарен волумен низ којшто се одвива струењето. Во случајот на струење во простор во којшто се одвива и процес на согорување на цврсто гориво мора да се вклучи и движењето на цврстата фаза, промена на големината на честичите, како и промена на составот на гасната смеса. Поради тоа, во основната равенка за одржување на масата мора да биде придодаден и дополнителен член со којшто се вклучува интензитетот на промена на масата на секоја компонента. Општата равенка на континуитет за тридимензионално нестационарно струење ја има следнава форма

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \left[\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \right] = S_m \quad (3.2)$$

Во овој израз ρ е густина, τ е време, u , v и w се компоненти на брзината по оските x , y и z , додека изворот S_m , претставува интензитет на додадена или одземена маса во контролниот волумен (на пример, поради ослободување на испарливите материи од горивото).

За која и да било поединечна компонента A равенката на континуитет за тридимензионално нестационарно временски зависно струење ја добива формата:

$$\frac{\partial \rho_A}{\partial \tau} + \left(\frac{\partial m_{Ax}}{\partial x} + \frac{\partial m_{Ay}}{\partial y} + \frac{\partial m_{Az}}{\partial z} \right) = S_{m,A} \quad (3.3)$$

Членовите $m_{A,x}$, $m_{A,y}$ и $m_{A,z}$ претставуваат компоненти на векторот на масениот флукс m_A во правоагоен координатен систем.

Принцип на одржување на моментот

Равенката за одржување на моментот, односно количеството движење се темели врз Вториот Њутнов закон. Под претпоставка дека анализираниот медиум е континуиран, изотропен и хомоген, равенката може да се претстави во следнава (векторска) форма:

$$\Sigma F = \frac{d(mu)}{d\tau} \quad (3.4)$$

ΣF - сума од сили (поради гравитација, центрифугална сила, градиент од притисок и др.), N;

m - маса, kg;

\mathbf{u} - брзински вектор, m/s.

Во овој труд, во делот посветен на моделирањето со примена на CFD техниката се користи методот на конечни волумени. Така, равенката за момент за одреден контролен волумен dV со дефинирани димензии и форма, која не мора да биде паралелопипед, преку чии гранични површини поминува материјата (флуид и дисперзна фаза) гласи:

$$\frac{\partial}{\partial \tau} \int_V \mathbf{u} \rho dV + \int_A \mathbf{u} (\rho \mathbf{u} dA) = F_s + \int_V F_B dV \quad (3.5)$$

или во описна форма:

{Интензитет на прирастот на моментот во контролниот волумен} +
+ {Нето интензитет на флуks на моментот низ гранична површина A на волуменот} =
={Сума од сили што дејствуваат врз флуидот во разгледуваниот волумен}

Равенките за одржување на моментот на 3D струење на вискозен компресибилен флуид по оските x , y и z може да се претстават на следниов начин:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \tau} (\partial u) + \frac{\partial(\rho u)u}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)u}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)u}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \rho g_x + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(2 \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \mathbf{u}) \right) \right] + \\ + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial v}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] + F_x \end{aligned} \quad (3.6)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \tau} (\rho v) + \frac{\partial(\rho u)v}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)v}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)v}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \rho g_y + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(2 \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] + \\ + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(2 \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \mathbf{u}) \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \right] + F_y \end{aligned} \quad (3.7)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \tau} (\rho w) + \frac{\partial(\rho u)w}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)w}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)w}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \rho g_z + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(2 \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] + \\ + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(2 \frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(2 \frac{\partial w}{\partial z} + -\frac{2}{3} (\nabla \cdot \mathbf{u}) \right) \right] + F_z \end{aligned} \quad (3.8)$$

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z}$$

Равенка за одржување на енергијата

Енергетската равенка, заради поедноставување, напишана за дводимензионално струење, ја има следнава генерална форма:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho E) &= \underbrace{-\frac{\partial}{\partial x}(\rho u E)}_{\text{I}} - \underbrace{\frac{\partial}{\partial y}(\rho v E)}_{\text{II}} - \underbrace{\frac{\partial q_x}{\partial x} - \frac{\partial q_y}{\partial y}}_{\text{III}} + \underbrace{\dot{Q}}_{\text{IV}} + \\ &+ \rho \sum_{k=1}^N Y_k f_{k,x}(u + U_k) + \rho \sum_{k=1}^N Y_k f_{k,y}(v + V_k) + \frac{\partial \sigma_{xx} u}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yx} u}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{yy} u}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{xy} u}{\partial x} \end{aligned} \quad (3.9)$$

V

- I** - интензитет на акумулација на внатрешна и кинетичка енергија во флуидот;
 - II** - нето интензитет на доведена внатрешна и кинетичка енергија со конвекција;
 - III** - нето интензитет на прираст на енергија поради топлински флукс од/кон соседни контролни волумени;
 - IV** - интензитет на додадена топлина од извори на топлина - хемиски реакции (согорување);
 - V** - нето интензитет на извршена работа врз системот од неговата околина;
- U_k, V_k - компоненти на релативна брзина поради масена дифузија.

3.3. ПРОЦЕС НА СОГОРУВАЊЕ

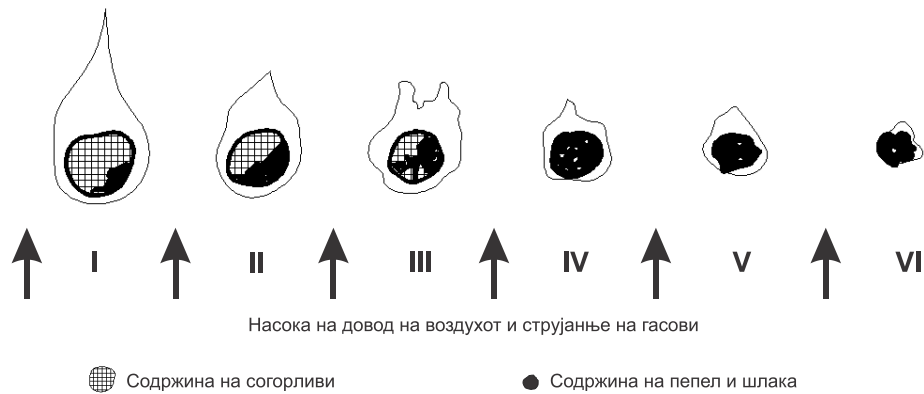
Согорувањето претставува сложен физичко-хемиски процес на врзување на горивна материја со кислород, при што се ослободува интензивно енергија во форма на топлина содржана во продуктите од согорувањето и мал дел во светлина. Тоа значи дека согорувањето е енергетска трансформација на хемиската енергија содржана во горивото во топлина на продуктите од согорувањето. За да започне процесот на согорување неопходно е молекулите на O_2 да се најдат во непосреден допир со молекулите на горивната материја и реактантите да се наоѓаат на доволно високо енергетско ниво. Тоа значи дека за почеток на процесот е неопходно да се доведе одредена енергија, позната како енергија на активација, која ќе овозможи реализација на реакциите на согорување односно кинење на меѓумолекуларните врски на појдовните материи (реактанти) и формирање нови молекули (продукти на реакциите), проследено со ослободување енергија. Притоа, ослободената

енергија треба да биде поголема од неопходната активациска енергија, т.е. доволна за продолжување на процесот, односно за реализација на верижна реакција. Брзините на хемиските реакции што се одвиваат при процесот на согорување се различни и зависат од редица фактори, како што се:

- концентрацијата на согорливи компоненти и кислород во горивно-гасно-воздушната смеса;
- потребната енергија на активација за иницирање на процесот на согорување;
- температурата на процесот на согорување;
- притисокот при којшто се одвиваат реакциите итн.

Кога станува збор за согорување на цврсти горива, како многу комплексен физичко-хемиски процес, има неколку специфичности. Процесот се одвива во неколку фази, започнувајќи со загревање на горивото, што е проследено со испарување на влагата и издвојување (ослободување) на испарливите материи од горивните честичи, при што значителен дел од испарливите материи се согорливи. Во суштина, палењето и согорувањето на испарливите материи е многу важен дел од процесот, затоа што ја дефинира реактивноста на горивото и други важни карактеристики за користење на горивата во конкретни системи за согорување. Клучна важност во целокупниот процес има согорувањето на јаглеродот од цврстата фаза, т.е. од коксниот остаток. Од изложеното, може да се констатира дека процесот на согорување е хетероген, затоа што во овој случај се јавува согорување и на гасни (испарливи) и на цврсти материи (јаглерод од коксниот остаток).

Основните фази на процесот на согорување се прикажани шематски на сл. 3.2. Тие се условно раздвоени една од друга заради прикажување на текот на процесот и на секоја фаза иако во реалноста фазите се преклопуваат.



Слика 3. 2. Фази на согорување на честица од цврсто гориво [16]

I Загревање на честицата, испарување на влагата; II Издвојување на испарливите материи; III Согорување на испарливите материи; IV Согорување на коксниот остаток; V Догорување на коксниот остаток; VI Формирање на троска

Времетраењето и преклопувањето на одделни фази од процесот на согорување зависат од карактеристиките на горивото (содржина на влага, застапеност и состав на испарливи материи и др.) и од условите на одвивање на процесот. Во принцип, помладите

цврсти горива, како лигнит, се карактеризираат со поголема почетна влажност, поголема содржина на испарливи материи, а со тоа и пониска точка на палење и поголема реактивност во споредба со постарите (на пример, камен јаглен). Меѓутоа, фазата на сушење на горивото, која кај лигнитите може да трае најдолго, може да биде и решавачки фактор за квалитетот на процесот на согорување. Во овој дел од процесот може значително да се влијае со соодветна претходна подготовка, односно сушење на горивото со користење на топлината на рециркулирачки гасови според различни шеми.

Процесот на согорување на јаглерод (C) може да се прикаже преку следниве основни хемиски реакции:



Реакциите (3.9) и (3.10) се одвиваат истовремено и тие се примарни во процесот. Тоа значи дека при реакцијата на C со O₂ истовремено се формираат CO и CO₂, а односот CO/CO₂ пред се зависи од температурното ниво. Реакциите (3.11) и (3.12) се секундарни и тие ги претставуваат процесот на досогорување на CO до CO₂, како и процесот на редукција на CO₂ во CO. Реакциите (3.9), (3.10) и (3.12) се хетерогени и протекуваат главно на површината од јаглеродната честица. Од друга страна, реакцијата (3.11) е хомогена и се одвива во гасниот волумен што ја опкружува честицата.

Помеѓу топлинскиот ефект на реакциите (3.9) до (3.12) важат следниве корелации:

$$Q_1 = Q_2 + Q_3 \text{ и } Q_4 = 0,57Q_3$$

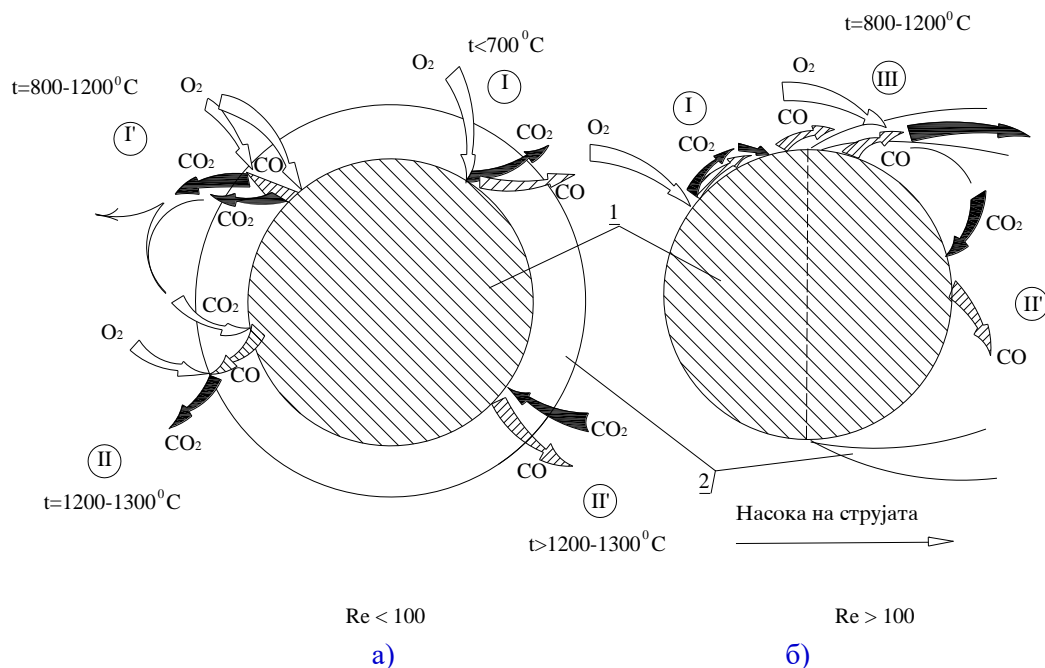
Механизмот на согорување на честици од јаглерод со мали димензии во воздушно-гасна струја може да се опише со различни модели, меѓу кои познат е моделот предложен од Хитрин [109]. Врз основа на овој пристап, се прави разлика во однос на брзината на струењето на воздухот околу честицата во зависност од вредноста на Рејнолдсовиот број. Според тој критериум, опструјувањето на честицата при Re < 100 се третира како согорување при мали брзини, додека доколку опструјувањето се карактеризира со Re > 100 тогаш се смета дека согорувањето се одвива при големи брзини на гасната струја.

Првиот случај е прикажан шематски на сл. 3.2а. На површината од горивната честица јаглеродот стапува во реакција со O₂ кој по пат на струење и дифузија континуирано продира од околниот простор, при што истовремено се формираат CO и CO₂. Што ќе се случува понатаму со формираните јаглеродни оксиди зависи од условите при кои се одвива процесот на согорување, а пред се од температурното ниво. При релативно ниски температури (t < 700°C) и при локално зголемени брзини на опструјување, формируваниот CO, заедно со CO₂ може да се пробие низ зоната на пламенот кон околниот простор. Во услови на повисоки температури (t = 800 ÷ 1200°C) многу е веројатно CO да стапи во реакција со O₂ што навлегува кон површината на честицата и да досогори, така што од зоната на согорување кон околниот простор излегува само CO₂. Притоа, можно е дел од формируваниот CO₂ да се најде непосредно до површината на честицата и при доволно висока температура

(над $1200\div 1300^{\circ}\text{C}$) да стапи во секундарна реакција од типот $\text{CO}_2 + \text{C} = 2\text{CO} - Q_4$ и до можно повторување на реакциите според претходниот опис.

Доминантноста на една или друга група реакции зависи пред се од температурното ниво. Така, при релативно ниски температури (пониски од температурата на палење на CO) преовладуваат реакциите I, а реакциите I', II и III практично не се одвиваат. При повисоки температури доминираат реакциите I' и II, а при многу високи температури, кога O_2 практично не пристигнува до зоната на согорување, преовладува групата реакции II'.

Случајот кога јаглеродната честица што согорува е опструјувана со воздух со голема брзина ($\text{Re} > 100$) е прикажан на сл. 3.26. Тогаш, генерално, може да се одвиваат само хетерогените реакции I и II'. Процесот на досогорување на CO (III) се одвива во простор на границата на циркулационата зона од гасната струја позади честицата. Процесот на редукција (означен со II') главно се одвива на задната страна од честицата во насоката на струењето, каде што нема доволна концентрација на O_2 и каде што постојат поволни температурни услови за протекување на реакциите. При високи температури интензитетот на процесот II' се зголемува и започнува видливо согорување на честицата од задната страна. При вообичаени температури за котелските ложишта на лигнит ($900\div 1300^{\circ}\text{C}$) доминираат процесите I и III и може да се смета дека претежно тие се одвоени.



Слика 3. 3. Шематски приказ на комплексот од хемиски реакции при согорување на јаглеродна честица при опструјување со $\text{Re} < 100$ (а) и $\text{Re} > 100$ (б) [122]

1 - јаглеродна честица, 2 - зона на пламен

Реалниот процес на согорување на горивна честица (практично коксен остаток, односно комбинација од чист јаглерод и минерална маса) се одвива во посложени услови отколку опишаните, што се однесуваат на честица од чист C . Меѓу другото, пред согорување на цврстите горива се одвиваат неколку подготвителни фази: загревање, испарување на влагата и издвојување на испарливите материи, кои се ендотермни процеси. Освен тоа, реланото цврсто гориво содржи минерална маса, која во случајот на лигнит може да биде

застапена во значителен износ. Површината на реалните горивни честици не е мазна, а по длабочината на честиците има пори и пукнатини со различна конфигурација, со што во суштина се усложнува процесот на согорување. Процес на согорување може да се појави и во порите и пукнатините, а не само на површината. Притоа, согорувањето во порите најверојатно се јавува во услови кога процесот се одвива при ниски температури, односно во кинетичка област. Во такви услови, O_2 чијашто концентрација на површината од честицата е приближно еднаква со таа во гасната струја, релативно лесно може да продре во порите, со што се овозможува согорување. При високи температури концентрацијата на O_2 на површината е многу мала, така што условите за негова дифузија во порите се значително влошени, па согорувањето може да се разгледува како чисто површински процес.

При согорување на реални горивни честици рамномерна концентрација на O_2 околу нив може да се обезбеди само при релативно мали брзини на воздушно-гасната струја и при доминантно ламинарен режим на струење. Доколку брзините се над $1 \div 2$ m/s согорувањето се одвива релативно нерамномерно, односно поинтензивно од предната и речиси незабележително од задната страна.

3.4. ЕНЕРГЕТСКИ БИЛАНС НА ПАРЕН КОТЕЛ И ЗОНСКИ МЕТОД ЗА ТЕРМИЧКА ПРЕСМЕТКА

3.4.1. Енергетски биланс на парен котел

При дизајнирање (проектирање) и испитување на парен котел, фундаментален дел од целиот процес е поставувањето на енергетскиот биланс. Податоците кои се користат за одредување на енергетскиот (топлинскиот) биланс при проектирање на котелот се добиваат врз основа на теоретски анализи и од веќе постоечки постројки додека оние за испитување резултираат од мерења. Енергетскиот биланс се заснова врз првиот главен закон на термодинамиката и неговата цел е да се одреди и да се оптимизира енергетската ефикасност на постројката. Директни поврзани фактори со ефикасноста, кои се одредуваат со енергетскиот биланс, се искористената енергија (топлина), енергетските загуби, потрошувачка на гориво и степен на корисност.

Равенка на енергетски биланс

Во услови на стационарен режим на работа за парни котли, равенката на енергетскиот (топлинскиот) биланс на парен котел гласи:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 \text{ [kW]} \quad (3.13)$$

кадешто:

Q [kW] – внесена енергија (топлина) во единица време во парниот котел,

Q_1 [kW] – искористена енергија (топлина) во единица време во котелот,

$Q_2 \div Q_6$ [kW] – енергетски загуби при стационарен работен режим.

Равенката на енергетски биланс (3.13), ги изедначува горенаведените параметри, односно, вкупно вложената топлина во системот и сумата од искористената топлина и топлинските загуби, изразена на еден kg цврсто или течно гориво, а ако станува збор за гасно гориво, изразена за 1 m_n^3 , е следната:

$$q = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 \text{ [kJ/kg ; kJ/m}^3\text{n]} \quad (3.14)$$

Доколку равенката на енергетски биланс (3.13) се изрази преку проценти во однос на целосно доведената енергија во котелот, тогаш се добива следното равенство:

$$\frac{Q}{Q} 100 = \frac{Q_1}{Q} 100 + \frac{Q_2}{Q} 100 + \Lambda + \frac{Q_6}{Q} 100 \quad (3.15)$$

односно:

$$100 = \frac{Q_1}{Q} 100 + \sum_{i=2}^6 u_i \text{ [%]} \quad (3.16)$$

од каде што се добива бруто степенот на корисност на парогенераторот (котелот):

$$\eta_{SG} = 1 - \sum_{i=2}^6 u_i \text{ [%]} \quad (3.17)$$

каде што $\sum_{i=2}^6 u_i \text{ [%]}$ е вкупна сума од енергетски загуби.

Вкупна расположлива топлина

Вкупно расположливата топлина доведена во системот во општ случај се одредува со изразот:

$$Q = Bq \text{ [kW]} \quad (3.18)$$

каде $B \text{ [kg/s; m}_n^3\text{/s]}$ е потрошувачка на гориво, $q \text{ [kJ/kg; kJ/m}_n^3\text{]}$ е топлина добиена од 1 kg јаглен или од 1 m_n^3 гасно гориво.

Топлинската енергија што се внесува во котелот од единица цврсто или течно гориво се одредува со изразот:

$$q = H_d + q_F + q_L + q_s - q_{carb} \text{ [kJ/kg]} \quad (3.19)$$

каде што се применети следнииве ознаки:

$H_d \text{ [kJ/kg; kJ/m}_n^3\text{]}$ – долна топлинска моќ на горивото – цврсто, течно или гасно;

$q_F \text{ [kJ/kg; kJ/m}_n^3\text{]}$ – физичка топлина на влезното гориво во ложиштето при загревање и сушење со помош на надворешен извор на топлина, надвор од парниот котел. Вакви случаи се, на пример, загревање на тешко течно гориво, сушење на цврсто гориво во парна сушилица итн.;

q_L [kJ/kg; kJ/m³] - физичка топлина на влезниот воздух во ложиштето. Во одредени случаи воздухот пред влез се подложува на предзагревање. Во зависност од видот на предгревачот (електричен, парен итн.) ова може да се постигне на различни начини и со примен на различни извори на енергија: електрична енергија, пареа, отпадна топлина на изезните гасови итн.;

q_s [kJ/kg] – количество топлина содржана во водна пареа што се внесува во ложиштето со цел атомизација, односно распрскување на (течно) гориво;

q_{car} [kJ/kg] – топлина која се користи за декомпозиција на карбонатни соединенија.

Со оглед на типот на енергетскиот објект и видот на горивната материја што е предмет на анализа во овој труд, кај претходните изрази се релевантни формите што се однесуваат само на подготовка и согорување на цврсти горива. Поради тоа, во продолжение е посветено внимание на членовите q_F и q_L .

а) Физичката топлина на горивото се одредува по следното равенство:

$$q_F = c_F t_F \text{ [kJ/kg]} \quad (3.20)$$

каде:

c_F [kJ/(kgK)]- среден специфичен топлински капацитет на горивото;

t_F [°C] – работна температура на горивото со која се внесува во ложишниот простор.

Пресметан во однос на елементарната анализа работната маса на горивото, средниот специфичен топлински капацитет на цврсти горива е дефиниран со изразот:

$$c_F = c_{pH_2O} \frac{W}{100} + c_F^s \frac{100-W}{100} \text{ [kJ/(kgK)]} \quad (3.21)$$

c_{p,H_2O} [kJ/kgK] – среден специфичен топлински капацитет на водата во горивото, $c_{p,H_2O} = 4.187$ kJ/(kgK);

c_F^s [kJ/(kgK)] – среден специфичен топлински капацитет на суво гориво чија вредност се презема од табелата 3.1.

Табела 3. 1. Специфичен среден топлински капацитет на суво гориво c_F^s [kJ/(kgK)]

Гориво	Температура [°C]			
	0	100	200	300
Камен јаглен	0.96	1.09	1.26	1.43
Кафеав јаглен, кафеаво-лигнитски јаглен и лигнит	1.09	1.26	1.46	-

Во случаи кога се подготвува јагленов прав со сушење на гориво во надворешен систем или се врши предгреење на горивото пред внесување во ложиштето физичката топлина на цврстото гориво треба да се земе предвид. Ако нема предгреење на горивото со некој надворешен извор на топлина, физичката топлина се зема предвид во случај кога горивото е со влажност $W > H_d/620$ [%], кадешто H_d е долна топлинска моќ на горивото во kJ/kg.

Во равенката за енергетскиот биланс, при услови на затворен систем за подготовка на цврсто гориво, не се зема предвид онаа топлина која се употребува за загревање или сушење на горивото.

б) Ефикасноста функционирање на загревачот на воздух е значајна за вкупната работа на котелот и покрај тоа што примената топлина на воздухот при загревањето, како внатрешна рецикулација на енергија, нема удел во равенката на топлински биланс. Оваа топлина во суштина се содржи во гасните продукти од согорувањето помеѓу загревачот на воздух и ложиштето. Како резултат на предгреењето на воздухот, температурата на излезните гасови е пониска. Кога не би постоел загревач на воздух, тогаш температурата на излезните гасови ќе биде (значително) повисока, така што за да се добие потребниот капацитет на котелот, би било потребно потрошувачката на гориво да биде поголема и, пропорционално на топлината на воздухот што се внесува во котелското ложиште:

$$q_L = \lambda_L(I_L^t - I_{Lc}) \text{ [kJ/kg]} \quad (3.22)$$

λ_L [-] – коефициент на вишок на воздух во излезниот пресек од ложиштето;

I_L^t [kJ/kg] – енталпија на теоретското количество воздух на 1 kg цврсто гориво на влезот во ложишниот простор:

$$I_L^t = V_{L\min} c_{pL} t_L \quad (3.23)$$

I_L^c [kJ/kg] – енталпија на теоретското количество незагреан воздух на 1 kg гориво на влезот во загревачот на воздух (без предзагревање):

$$I_L^c = V_{L\min} c_{pL} t_{Lc} \quad (3.24)$$

Ако температурата на незагреаниот воздух не е дадена, во тој случај се усвојува $t_{Lc} = 30^\circ\text{C}$.

Треба да се напомене дека со постоењето на загревачи на воздух, освен полесното постигнување на потребниот капацитет на генераторот на пареа, се намалуваат загубите на енергија со димни гасови и се намалува потрошувачката на гориво. Покрај тоа, за време на работата на генераторот на пареа опремен со загревач на воздух, процесот на согорување на горивото се подобрува и полесно се достигнува потребното ниво на температура во просторот за согорување, што овозможува искористување на гориво со значителна содржина на влага и ниска топлинска моќ (калорична вредност).

Во равенката на енергетскиот биланс на парогенераторот, кога станува збор за вкупната или расположлива енергија во системот, во услови кога има предзагревање на воздух со надворешен извор на топлина, се зема во предвид и физичката топлина на воздухот пред влезот во ложиштето или во загревачот на воздух. Во овој случај топлината на предзагреаниот воздух се смета за расположлива топлина и се одредува со помош на равенството

$$q_L = \beta'_L(I_L^t - I_L^t) \text{ [kJ/kg]} \quad (3.25)$$

каде:

β'_L [-] - однос помеѓу протокот на воздух на влезот во загревачот или на влезот во ложиштето и теоретскиот проток (количество) воздух неопходен за целосно согорување; доколку

котелот нема загревач на воздух, овој однос се дефинира како коефициент на вишок на воздух на влезот во загревачот на воздух (а на излезот од предзагревачот) или на влезот во ложишниот простор;

I_L^t [kJ/kg] – енталпија на теоретското количество воздух загреан со наворешен извор на топлина, на влезот во загревачот односно ложиштето,

$$I_L^t = V_{L\min} c_p t_L^t \quad (3.26)$$

t_L [°C] - температура на теоретското количество (проток) воздух загреан со наворешен извор на топлина;

I_L^t [kJ/kg] – енталпија на теоретското количество незагреан воздух на влезот од предзагревачот.

Искористена енергија

За одредување на искористената топлина во енергетски парогенератор се користи следниот израз:

$$Q_1 = D_s(i_s - i_a) + D_o(i' - i_a) + D_c(i'' - i_a) + D_{mp}(i_{mp2} - i_{mp1}) + Q_n \quad (3.27)$$

каде:

D_s – проток на прегреана пара, kg/s;

D_o – проток на вода што се одведува при отсолување, kg/s; $D_o = mD_s$, така што факторот m е однос помеѓу D_o и D_s ; ако $m < 0,02$, тогаш членот $D_o(i' - i_a)$ во изразот (3.27) е занемарлив (вообичаено, $m=0,01 \div 0,02$ за енергетски парни котли, а $m=0,02 \div 0,06$ за индустриски котелски постројки); кај проточни котли $D_o = 0$;

D_c – проток на сувозаситена пара од котелот кон потрошувачите (без прегревање), kg/s;

D_{mp} – проток на меѓупрегреана (дополнително прегреана) пара во котелот, kg/s;

i_s – специфична енталпија на прегреана пара на излезот од котелот, kJ/kg;

i_a – специфична енталпија на водата на влез во котелот, kJ/kg;

i' – специфична енталпија на вода во заситена состојба, при температура на заситување за работниот притисок на барабанот на котелот, kJ/kg;

i'' – специфична енталпија на сувозаситена пара за работниот притисок во цилиндерот (барабанот) на котелот, kJ/kg;

i_{mp1} – специфична енталпија на пареата за дополнително прегревање на влезот во котелот, kJ/kg;

i_{mp2} – специфична енталпија на дополнително прегреаната пара на излезот од котелот, kJ/kg;

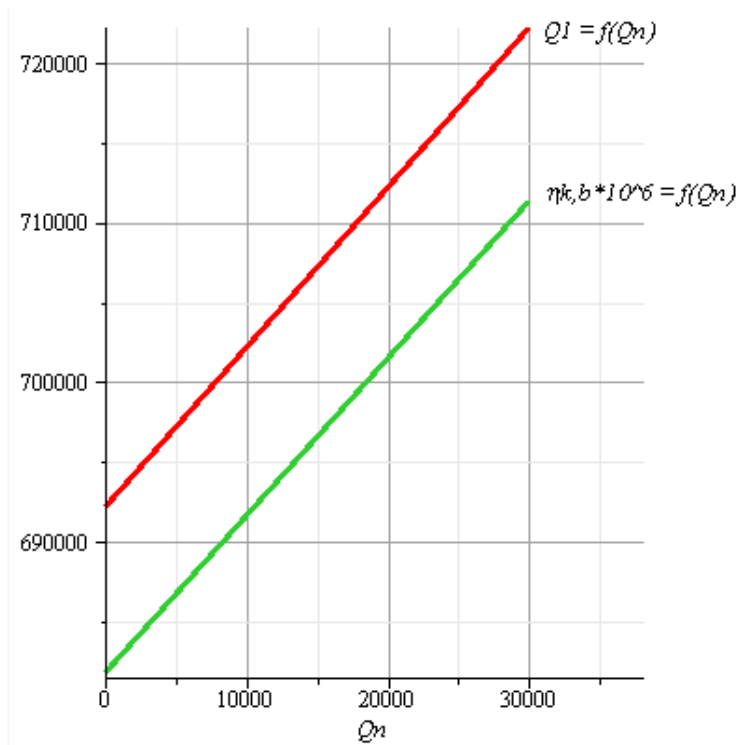
Q_n – топлина предадена во единица време од продуктите на согорувањето на вода или воздух кои се користат надвор од котелот, kW.

Во услови кога во котелот не се произведува сувозаситена пара и нема загревање на вода или воздух кои се користат надвор од котелот ($Q_n = 0$), изразот за Q_1 ја добива следната форма:

$$Q_1 = D_s(i_s - i_a) + D_o(i' - i_a) + D_{mp}(i_{mp2} - i_{mp1}) \quad [kW] \quad (3.28)$$

На пример, од термоенергетската постројка во Косово В, овие големини може да се одредат за комбиниран режим на производство на електрична енергија и топлина, при топлинска моќност од 70 MW (сл. 3.4):

$D_s = 252.589 \text{ kg/s}$, $i_s = 3390,8 \text{ kJ/kg}$, $m = 0$, $i' = 1723 \text{ kJ/kg}$, $D_c = 0$, $D_{mp} = 211.519 \text{ kg/s}$, $i_{mp1} = 3031.6 \text{ kJ/kg}$, $i_{mp2} = 3538.8 \text{ kJ/kg}$



Слика 3. 4. Дијаграм за функционална зависност помеѓу Q_1 и Q_n , како и $\eta_{k,b}$ и Q_n

За овој случај, важи следното равенство

$$Q_1 = 6.922 \cdot 10^5 + Q_n \text{ [kW]} \quad (3.29)$$

Изразот (3.29) произлегува од равенството (3.27), за вкупната топлина искористена во котелот, по замена на параметрите на проектирање на постројката ТЕС Косово В. Во однос на функционирањето на ТЕС Косово В, вредноста на параметрите е следна: $m = 0$, $D_0 = mD_s$, и $D_c = 0$ (бидејќи во ТЕС Косово В нема сувозаситена пара која се одведува од котелот без прегревање парата е одведена до соодветниот потрошувач.

Кога циркулацијата е принудна, како во случајот ТРП Косово В, $m = 0$ се одредува со изразот (3.27).

Со анализа на дијаграмот на слика 3.4, може да се изведат следните заклучоци:

- Со зголемување на големината на Q_n , Q_1 и η_k^b исто така се зголемуваат;
- Земајќи ги во предвид равенствата за Q_1 и за η_k^b , може да се заклучи дека кривите на соодветните параметри преставени на сликата 3.4 имаат иста тенденција за пораст.

Енергетски загуби

Секој процес во еден парен котел е пропратен со одредени енергетски загуби. Во општ случај, за стационарен режим на работа, тоа се должи на:

- физичката топлина на излезните гасови, Q_2 ;
- нецелосно согорување од хемиски причини, Q_3 ;
- нецелосно согорување на горивото поради механички причини, Q_4 ;
- оддавање топлина од котелот кон околината преку преградните површини, Q_5 и
- физичка топлина на шљаката (троската), Q_6 .

Следното равенство го претставува збирот на енергетските загуби во стационарни работни услови:

$$\sum_{i=2}^6 Q_i = Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 \text{ [kW]} \quad (3.30)$$

Ако топлинските загуби се пресметаат за 1 kg гориво равенството (3.30) станува:

$$\sum_{i=2}^6 q_i = q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 \text{ [kJ/kg; kJ/m}^3\text{n]} \quad (3.31)$$

Релативните топлински загуби се претставени како процент од вкупно доведената енергија во парниот котел, со примена на следниот израз:

$$u_i = \frac{Q_i}{Q} 100 = \frac{q_i}{q} 100 [\%] \quad (3.32)$$

Во согласност со (3.30), (3.31) и (3.32), сумата од енергетски загуби во стационарни услови на работа на парогенераторот е:

$$\sum_{i=2}^6 u_i = u_2 + u_3 + u_4 + u_5 + u_6 [\%] \quad (3.33)$$

Ефикасност и потрошувачка на гориво на парогенераторите

Бруто и нето степен на корисност

Бруто степенот на корисност, со ознака η_k или η_k^b , е појдовен показател на енергетската ефикасност на котелот, односно тоа е вредност што покажува колкав дел од доведената енергија во системот е корисно трансформирана. Бруто степенот на корисност претставува однос помеѓу количеството искористена топлина (предадена на водата и водната пара) Q_1 и вкупно расположливата енергија доведена во котелот:

$$\eta_k = \eta_k^b = \frac{Q_1}{Q} 100 [\%] \quad (3.34)$$

Земајќи ги во предвид претходните образложенија, за почетно одредување на степенот на корисност на конкретниот парен котел според директниот метод е меродавен следниов израз:

$$\eta_k = \eta_k^b = \frac{D_s(i_s - i_a) + D_0(i' - i_a) + D_{mp}(i_{mp2} - i_{mp1}) + Q_n}{BH_d} \quad (3.35)$$

Со оглед на тоа дека просечната долна топлинска моќ на користеното гориво е $H_d = 7200 \text{ kJ/kg}$, а потрошувачката на гориво во наведените услови, земајќи ги во предвид претходно зададените параметри за комбиниран оперативен режим со 70 MW топлинска моќност изнесува $B = 141 \text{ kg/s}$, се добива следниов израз:

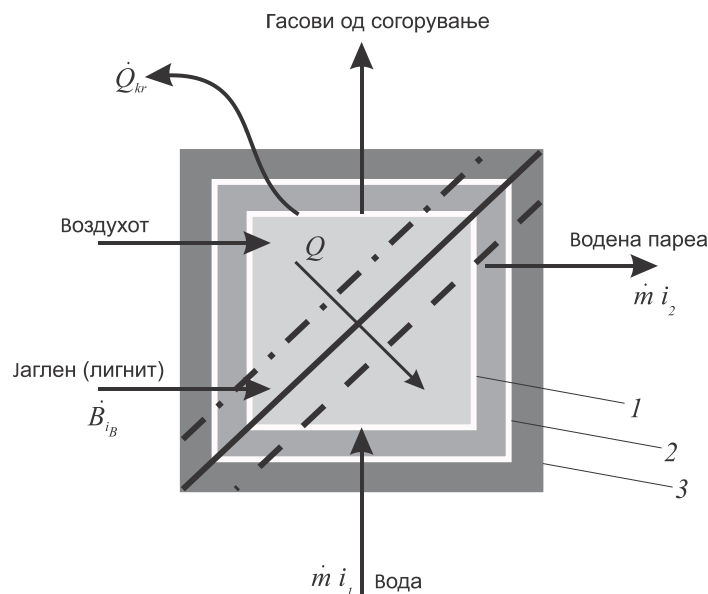
$$\eta_k = \eta_k^b = \frac{6.922 \cdot 10^5 + Q_n}{7200 \cdot 141} = 0.682 + \frac{Q_n}{1015200} \quad (3.36)$$

Користењето на изразите (3.34) до (3.36) претставува употреба на директниот метод за пресметка на бруто степенот на корисност на парогенератор.

Алтернативно на директниот метод, може да се користи и индиректен метод за пресметка на степенот на корисност η_k , според кој, доколку се познати енергетските загуби, за стационарен режим на работа на парогенераторот се користи следниот израз:

$$\eta_k = 1 - \sum_{i=2}^6 u_i [\%] \quad (3.37)$$

Директниот метод за пресметка на бруто степен на корисност обично е тешко применлив и не е доволно прецизен за парогенератори со поголем капацитет, така што поради тоа практично не се користи во таа област. Обично се користи за парни и водогрејни котли на течно или гасно гориво и со помал капацитет. Помалата прецизност за поголеми котли се должи на грешки при одредувањето на проток на гориво во реални услови на употреба на постројката, особено доколку станува збор за котел на цврсто гориво со низок квалитет. За да се примени директниот метод за пресметка на η_k потребно е да бидат одредени параметри како потрошувачката на користеното гориво, топлинската моќ на горивото и количеството предадена топлина на водата и парата во постројката.



Слика 3. 5. Шематски приказ на општ енергетски биланс на парогенератор

Индириктниот метод на пресметка дава попретизни резултати и при анализа на енергетските загуби со негова примена може да се одреди енергетската ефикасност на котелот и да се добијат насоки како таа да се подобри. Поради ова, во процесот на проектирање и испитување на една термоенергетска постројка се пристапува кон користење на индириктен метод.

Безбедна и непречена работа на помошните уреди и системи е есенцијална за нормална експлоатација на генераторите на пара. Дел од позначајните потрошувачи за сопствени потреби на постројката, кои се погонуваат на електрична енергија се мелници за јаглен, вентилатори за свеж воздух и за излезни гасови, електрични напојни и циркулациони пумпи, електрофилтри, електромотори за далечинско и автоматско управување и др. Потрошувачи кои се погонуваат на пареа се: парни напојни пумпи, парни распрскувачи на течно гориво, парни дувници на саѓи и др. Енергијата што се троши за погон на помошните уреди се вика сопствена потрошувачка на парниот котел. За да се пресмета нето степенот на корисност на парогенераторот, потребно е во изразот за бруто степен на корисност од искористената топлина да се одземе топлината за погон на помошните уреди и на вкупната топлина да се додаде моќноста на помошните уреди. Со тоа се добива изразот:

$$\eta_k^n = \frac{Q_1 - D_{pu}(i_{pu} - i_a)}{Q + \frac{N_{pu}}{\eta_{TE}}} 100 [\%] \quad (3.38)$$

D_{pu} [kg/s] – проток на пара потрошена за помошните уреди и опрема;

i_{pu} [kJ/kg] – специфична енталпија на пареа за работа на помошните уреди и опрема;

i_a [kJ/kg] – специфична енталпија на напојна вода;

N_{pu} [kW] – електрична моќност на помошни уреди, и

η_{TE} [-] – степен на корисност на постројката за производство на електрична енергија.

Нето степенот на корисност е основен индикатор на енергетската ефикасност на парниот котел.

При пресметката на ефикасноста, т.е. степенот на корисност на парогенераторот на ТЕЦ Косово В мора да се земе предвид дополнителното прегревање на повратната пареа во него, така што степенот на корисност во дадени услови е:

$$\eta_{SG} = \frac{m_s(i_1 - i_{a1}) + m_{rh}(i_{rh,out} - i_{rh,in})}{BQ_L^{fuel}}$$

Во овој пример, за потребите на пресметката се земени следниве вредности коишто коореспондираат на еден од работните режими на парогенераторот (но кои се променливи во одредени граници): долна топлинска моќ на лигнитот $LHV=H_d=Q_L^{fuel} = 7200$ kJ/kg, приближна потрошувачка на гориво (лигнит) 122 kg/s, енталпија на напојната вода $i_a' = 1065,1$ kJ/kg, енталпија на прегреаната пареа (свежа пареа) на излезот од парогенераторот $i_1 = 3390,7$ kJ/kg, проток на свежа пареа $m_s = 252.6$ kg/s, проток на пареа на излезот од високопритисниот дел од турбината што се води во парогенераторот на дополнително

прегревање $m_{rh}=248.6$ kg/s со енталпија $i_{rh,in}=3031.5$ kJ/kg и го напушта парогенераторот со енталпија $i_{rh,out}=3538.7$ kJ/kg. Со претходните вредности се добива:

$$\eta_{SG} = \frac{252.6 \cdot (3390.7 - 1065.1) + 248.6 \cdot (3538.7 - 3031.5)}{122 \cdot 7200} = 0.813 \text{ (81.3\%)}$$

Потрошувачка на гориво

При познати вредности на искористената енергија и степенот на корисност, потрошувачката на гориво (во kg/s) се пресметува со примена на следниот општ израз:

$$B = \frac{Q_1}{q\eta_k} \quad (3.39)$$

кадешто q (во kJ/kg) е вкупно внесена (расположлива) енергија во котелот.

Приказ на енергетските загуби

Вредноста на енергетските загуби ја дефинира ефикасноста на парогенераторот. Нивното определување според локацијата и магнитудата претставува основа за потрага по начини, методи и мерки за подобрување на ефикасноста. При проектна-конструктивна термичка пресметка на парогенераторот, енергетските загуби се определуваат и се квантифицираат преку емпириски и теоретски изрази засновани врз физичко-хемиските закони. При испитување на ефикасноста на котелот определувањето на загубите се темели врз комбинација од мерења и теоретски изрази.

Определувањето на енергетските загуби се врши во зависност од типот и капацитетот на котелот, видот и својствата на горивото, карактеристиките на системот за согорување и редица други параметри. Бројот и категоризацијата на енергетските загуби се разликуваат кај различни пресметковни методи и системи, меѓутоа, суштинските компоненти кај сите методи се многу слични. Генерално, енергетските загуби при стационарен работен режим се јавуваат поради физичка топлина содржана во излезните гасови, поради латентна топлина од присуството на H_2O во парна состојба во гасовите, поради нецелосно согорување од механички и хемиски причини, поради оддавање топлина од котелот кон околината преку граничните површини и поради физичка топлина на цврстиот остаток од согорувањето.

Според алтернативниот пресметковен метод за одредување на енергетските загуби и ефикасноста на парогенераторот, загубите се категоризирани во следниве групи:

- 1) Загуба поради енергија содржана во сувите излезни гасови (HL_1)
- 2) Загуба поради влага во горивото (HL_2)
- 3) Загуба поради влага што се формира при согорување на H_2 во горивото (HL_3)
- 4) Загуба со влагата во воздухот (HL_4)
- 5) Несогорен C во летечката пепел и во цврстиот остаток (троска) (HL_5)
- 6) Осетна (сензитивна) топлина на троската (HL_6)
- 7) Загуба поради оддадена топлина со зрачење и конвекција од котелот кон околината (HL_7)
- 8) Топлина во пареата за атомизација (HL_8)
- 9) Когенерација (HL_9)

$$\text{Ефикасност на котелот} = 100 - (HL_1 + HL_2 + HL_3 + HL_4 + HL_5 + HL_6 + HL_7 + HL_8 + HL_9)$$

Според овој пристап вкупната енергетска загуба со излезните гасови се дели на неколку компоненти, за кои може попрецизно да се одредат соодветните параметри, а со тоа и вредностите.

При нестационарни, односно променливи работни режими (вклучување, промена на работниот режим, промени на карактеристиките на горивото итн.) се јавуваат уште некои енергетски загуби.

Во поглавјето 4, кадешто е презентирана методологијата, изложени се подетално поставките на двата пристапи. Притоа е посветено соодветно внимание на загубата со излезните гасови, која вообичаено е најголема практично кај сите котелски постројки при вообичаени работни режими. Освен тоа, анализирани се и загубите поради нецелосно согорување (од хемиски и механички причини), со оглед на можноста за оптимизација на системот за согорување и минимизирање на овие загуби.

3.4.2. Зонски метод на термичка пресметка

Инженерските методи на термичка пресметка на парните котли, а особено на нивните ложишта, обично се фокусираат врз одредени карактеристични температури, како што се максималната температура што може да се достигне во адијабатски услови на сгорување на одредено гориво и температурата на излезот од ложишниот простор. Меѓутоа, во одредени случаи е неопходно да се добијат подетални информации за температурниот профил, составот на гасните продукти, степенот на согореност на горивото, распределбата на топлина и други параметри по височината на ложишниот простор, како и по должината на целиот гасен тракт на котелот. Тоа значи, на пример, да се добие средна вредност на температурата на гасовите или на друг параметар во кој и да било пресек по височината на котелското ложиште. Меѓу другото, тие се потребни како влезни податоци за одредување на локалните топлински оптоварувања на екранските и другите топлиноизменувачки површини, како и за анализа на ефектите од редистрибуцијата на воздух и горивна материја по височината врз ефикасноста на согорувањето, температурниот профил и формирањето на NO_x во процесот на согорување.

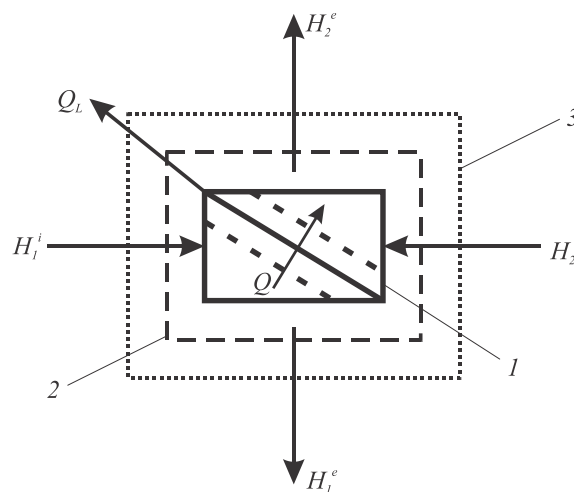
Еден начин за да се дојде до овие податоци е примената на методот на зонска термичка пресметка [14]. Имплементацијата на овој метод се одвива во согласност со следните главни чекори:

- (1) Постапката започнува со реализација на појдовна пресметка на ложиштето како една целина. Целта на тој дел од пресметката е да се одредат адијабатската температура, односно температурата којашто би се постигнала во ложиштето во случај кога енергијата ослободена при согорувањето целосно би се искористила само за загревање на продуктите од согорувањето во адијабатски услови (без предавање топлина кон топлиноизменувачки површини), како и на температурата на излезот од ложишниот простор.
- (2) Следен чекор е поделба на котелот или ложиштето на одреден број пресметковни зони по височината (или по должината). Поделбата мора да биде направена на зони коишто претставуваат логични целини. Ова особено се однесува на делот кадешто се сместени горилниците и другите делови со специфична намена, како што се OFA

отворите. Освен тоа, поради специфичноста на конструктивната изведба во случајот на котелот од ТЕЦ Косово В, за секоја топлиноизменувачка површина, поточно за секој пакет е предвидена посебна зона, а просторот помеѓу таквите површини е дефиниран како посебна зона.

- (3) За секоја зона се поставува равенка на енергетски биланс во конечна форма за стационарни услови, која ја дефинира врската помеѓу доведената енергија со гасовите од претходната зона, додадената топлина од согорувањето во конкретната зона и предадената топлина кон топлиноизменувачките површини. Притоа се користат претпоставени средни вредности за одредени појдовни параметри. Пресметката е итеративна и со неа треба да се добие температура на излезот од секоја зона, како и редица други параметри, а претпоставените да се потврдат со метод на последователно приближување.
- (4) Излезните параметри од една зона се дел од влезните параметри во следната зона. Доколку по спроведената зонска пресметка температурата на излезот од последната зона се разликува за повеќе од $\pm 30^{\circ}\text{C}$, тогаш се усвојува друга распределба на количеството топлина што се ослободува и се предава по висината на ложишниот простор и по должината на гасниот тракт и пресметката се повторува.

Според Нормативниот метод на ЦКТИ, постојат релативно прецизни препораки во однос на тоа како да се изврши поделбата на ложиштето, односно на котелот на зони. Се разбира, со зголемувањето на бројот на зони се зголемува и потребата за вточнување на влезните податоци, како и потребното време за реализација на целата пресметковна процедура. Меѓутоа, тоа резултира со попрецизна пресметка.



Слика 3. 6. Шема на енергетски биланс на рекуперативен топлински изменувач

Специфично за случајот на ТЕЦ Косово В е тоа што станува збор за проточен котел практично со еден гасен тракт по височина, во кој се сместени сите топлиноизменувачки површини, освен ротационите загревачи на воздух. Тоа значи дека е поделбата на зони е предодредена во голема мера со распоредот на топлиноизменувачки површини, што мора да биде вклучено во пресметката на соодветен начин. Имено, пресметковниот процес дополнително се усложнува со потребата да се одредат коефициенти на пренос на топлина од гасовите кон топлиноизменувачките пакети, како и кон екраните површини.

3.5. КОНЦЕПТ НА ЕКСЕРГЕТСКА АНАЛИЗА

3.5.1. Ефикасност според вториот главен закон на термодинамиката

Конвенционалниот метод на енергетска анализа се засновува врз Првиот главен закон на термодинамиката, кој во суштина претставува закон за одржување (конзервација) на енергијата. Ограничувањето на таквиот пристап е тоа што со анализата не се зема предвид деградацијата на квалитетот на енергијата на системот преку дисипативни и деструктивни процеси, што значи дека не го карактеризира континуитетот на системот.

Ексергиската анализа е метод кој го комбинира принципот на конзервација на енергија и маса со Вториот главен закон на термодинамиката. Ексергиската анализа го карактеризира работниот потенцијал на системот во однос на референтните услови на околината. Тој може да се дефинира како теоретска максимална работа што може да се добие од системот кога неговата состојба е доведена до референтните или условите на околината. Со други зборови, ексергијата може да се дефинира како максимална можна работа што би се добила кога двата системи ќе достигнат рамнотежа, претпоставувајќи дека еден од нив е со карактеристики на околниот амбиент и дека топлината се разменува само со околината.

Концептот на ексергетска анализа овозможува квантификација на количеството конвертибилна енергија во однос на вкупната енергија што стои на располагање од одреден извор. Потенцијалот на енергетските ресурси за претворба и реализација на термички, механички, хемиски или други процеси зависи од отстапувањето, односно девијацијата на изворот во однос на термодинамичката рамнотежа со околината. Тоа значи дека евалуацијата и определувањето на способноста за вршење максимална работа се спроведува во однос на условите на околината.

Во оваа теза, референтниот притисок, температурата и релативната влажност на воздухот се земени соодветно како $p_0 = 101325 \text{ Pa}$, $T_0 = 293 \text{ K}$ и $\varphi = 60 \%$. Усвоено е дека сувиот воздух содржи 21% O_2 и 79% N_2 по волумен. Релативната влажност од 60% дава парцијален притисок на водната пара како 60% од неговиот притисок на заситување при 293 K, со што термодинамичките табели за пара се отчитува 0,02337 bar. Така, 60% од 0,02337 bar е $0,02337 \cdot 0,6 = 0,01400 \text{ bar}$, што дава $100 \cdot 0,01400 / 1,01325 = 1,38\%$ парцијален притисок на H_2O во влажниот воздух. Оттука, стандардната анализа на воздухот изразена во % vol/mol е како што следува: $\text{H}_2\text{O} = 1,38\%$, $\text{O}_2 = (98,62\%) \cdot 0,21 = 20,71\%$, $\text{N}_2 = (98,62\%) \cdot 0,79 = 77,91\%$.

Од претходно наведеното, енергијата може да се претстави како збир на ексергија и енергија:

$$ENERGY = EXERGY + ANERGY \quad (3.40)$$

Ексергијата е дел од енергијата што може целосно да се употреби или да се претвори во друга, целосно искористлива форма на енергија, што значи дека може да се трансформира во други видови на енергија. Анергија е неконвертибилниот дел од енергијата, што значи дека не може да се трансформира во други видови на енергија и е трајно поврзан со околината. Енергијата исто така може да се дефинира како работна способност во однос на реализацијата на кој и да било термички процес.

Некои видови енергија, како кинетичка, потенцијална, електрична, електромагнетна и други форми, може да бидат целосно трансформирани во други видови енергија. За разлика од нив, други може да се трансформираат само делумно. На пример, електричната енергија може целосно да се трансформира во топлинска енергија, но процесот на враќање не е можен во целост, бидејќи топлинската енергија може да биде делумно трансформирана во електрична енергија. Во однос на енергетската и ексергетската анализа, од аспект на ефикасноста на реализацијата на термичките процеси важно е да се дефинира соодветната термичка и ексергетска ефикасност.

Топлинската ексергија може да се определи според следниов израз:

$$e = \int \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) dq \quad (3.41)$$

каде што T_0 е температура на околниот амбиент (во К).

Релативната ефикасност на трансформацијата помеѓу количеството топлина (q) и ексергијата (e), зависи од температурата на околината и температурата на топлинскиот извор (T):

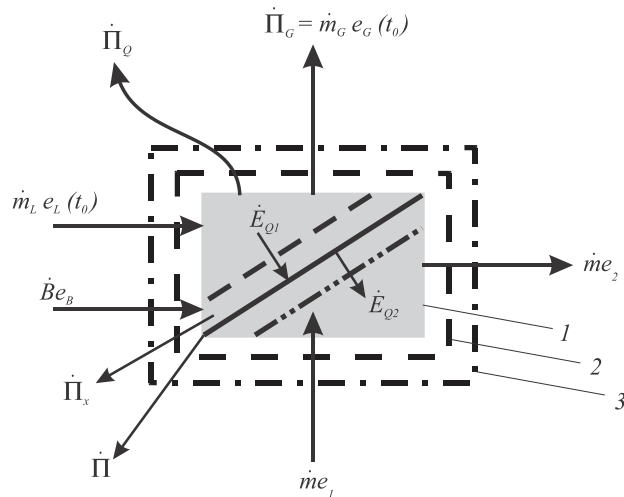
$$\eta_{tr} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \quad (3.42)$$

Во одреден процес деградацијата на ексергијата е пропорционална со генерирањето на ентропија во него. Порастот на ентропија е причина за неефикасноста поради појавата на извори на иреверзибилност, но истовремено тоа дава можност за одредување на загубите при енергетската конверзија.

Ексергетската анализа на термоенергетските постројки, вклучувајќи ги парогенераторите, обезбедува квалитативен поглед на ексергетските загуби во процесот на конверзија на енергија, а воедно дава можност за лоцирање и насоки за тоа како да се ограничат овие загуби. Главната цел на ексергетската анализа е да се идентификува каде настанува деградација на ексергијата, односно определувањето на локацијата, причината и изворот на загубите. Оваа информација може да биде корисна при дизајнирање на нов енергетски ефикасен систем, но исто така е добра алатка за подобрување на перформансите на постојните системи.

3.5.2. Ексергетска ефикасност на парогенератор и термоцентра

Анализата што треба да даде податоци за ексергетската ефикасност на термоенергетски блок и на парогенератор од енергетски ранг е мошне комплексна. Со неа мора да се земат предвид загубите на ексергија, односно прирастот на ентропија кај сите влијателни компоненти од постројката. Уште повеќе, за некои од нив, особено за парогенераторот, треба да се пристапи кон длабинска анализа на процесите што се одвиваат во нив. На сл. 3.7 е даден приказ на генерален ексергетски биланс на енергетски парогенератор.



Слика 3. 7. Шематски приказ во врска со поставувањето општ ексергетски биланс на енергетски парогенератор

За приближна, но сепак прифатлива проценка на ексергетската ефикасност на парогенераторот може да се користи следниот израз:

$$\eta_{ex,SG} = \frac{1}{B e_{fuel,ch}} [m_s(i_1 - i_a) + m_{rh}(i_{rh,out} - i_{rh,in}) - m_s T_0(s_1 - s_a) - m_{rh} T_0(s_{rh,out} - s_{rh,in})]$$

Хемиската ексергија на горивото е:

$$e_{fuel,ch} = (Q_L^{fuel}) \left(1.0438 + 0.0013 \frac{h}{c} + 0.1083 \frac{O}{c} + 0.0549 \frac{n}{c} \right) + 6740s$$

Нумеричкиот пример е изработен за дадените вредности на конкретниот термоенергетски блок (Косово В):

$$B_f = 125 \text{ kg/s}, e_{fuel,ch} = 8005 \text{ kJ/kg}, m_s = 252.6 \text{ kg/s}, m_{rh} = 248.61 \text{ kg/s}, m_{rh}' = 252.8 \text{ kg/s},$$

$$i_1 = 3390.7 \text{ kJ/kg}, i_a = 1065.1 \text{ kJ/kg}, i_{rh,out} = 3538.7 \text{ kJ/kg}, i_{rh,in} = 3031.5 \text{ kJ/kg},$$

$$s_1 = 6.395 \text{ kJ/kgK}, s_a = 2.761 \text{ kJ/kgK}, s_{rh,out} = 7.248 \text{ kJ/kgK}, s_{rh,in} = 6.445 \text{ kJ/kgK},$$

Врз основа на првата равенка, ексергетската ефикасност на парогенераторот од ТЕЦ Косово В во претходно наведениот работен режим е:

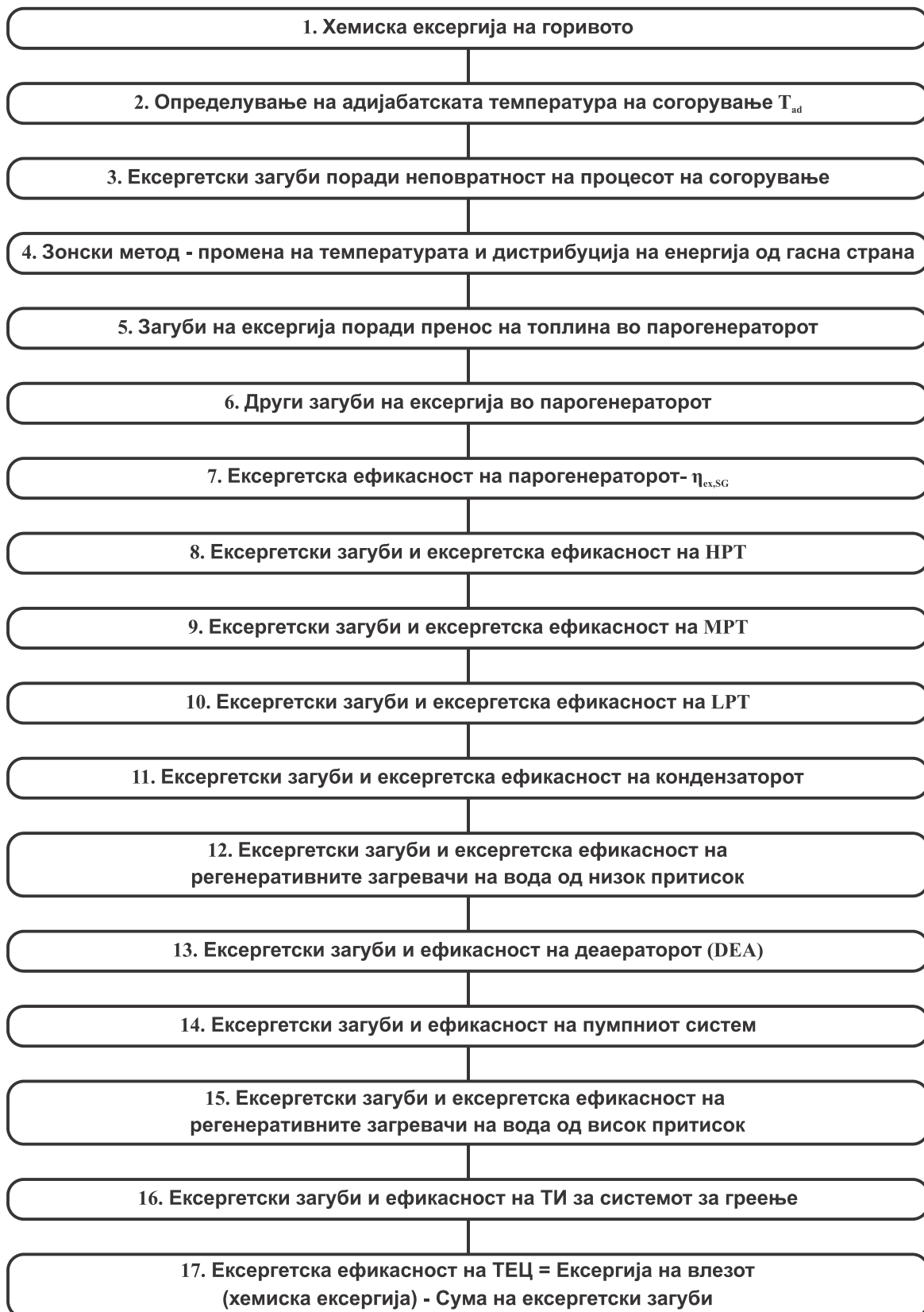
$$\eta_{ex,SG} = \frac{1}{125 \cdot 8005} [252.6(3390.7 - 1065.1) + 248.61(3538.7 - 3031.5) - 252.6 \cdot 293 \cdot (6.395 - 2.761) - 248.61 \cdot 293 \cdot (7.248 - 6.445)]$$

$$\eta_{exSG} = 0.385$$

Попрецизно определување на ексергетската ефикасност на парогенераторот може да се реализира со поставување одделни ексергетски биланси и пресметка на одделните ексергетски загуби во ложишниот простор (поради иреверзибилност на процесите на согорување и пренос на топлина), во топлиноизменувачките површини, загубите кон околината итн.

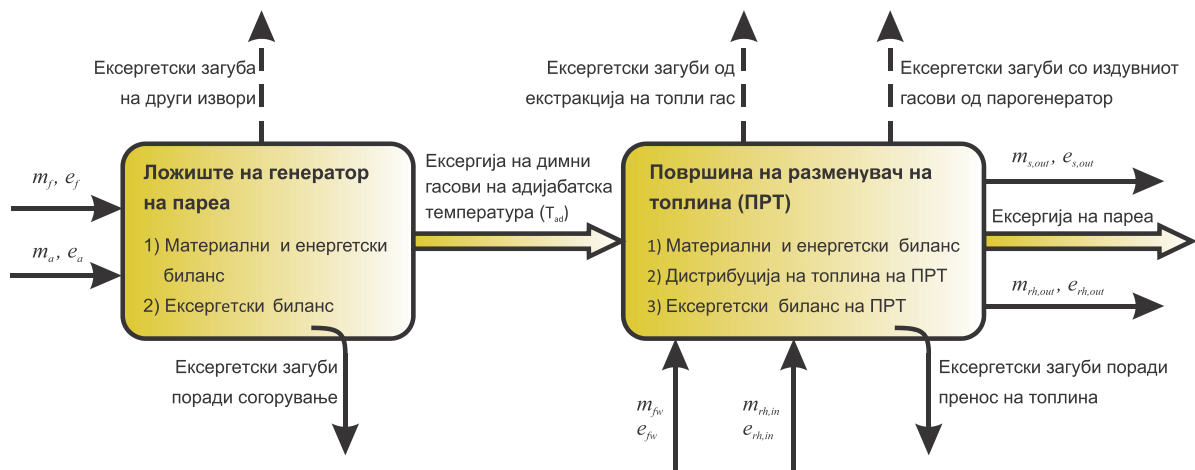
На сликата 3.8 е даден генерален блок дијаграм што ја прикажува постапката на одредување на енергетскиот и ексергетскиот биланс на термоенергетски блок од типот на

ТЕЦ Косово В. Преку одделните чекори се одредува дисипацијата на ексергија и ексергетските загуби во компонентите на термоенергетскиот блок, како и неговата ексергетска ефикасност.



Слика 3. 8. Блок дијаграм на енергетска и ексергетска анализа на ТЕЦ Косово В

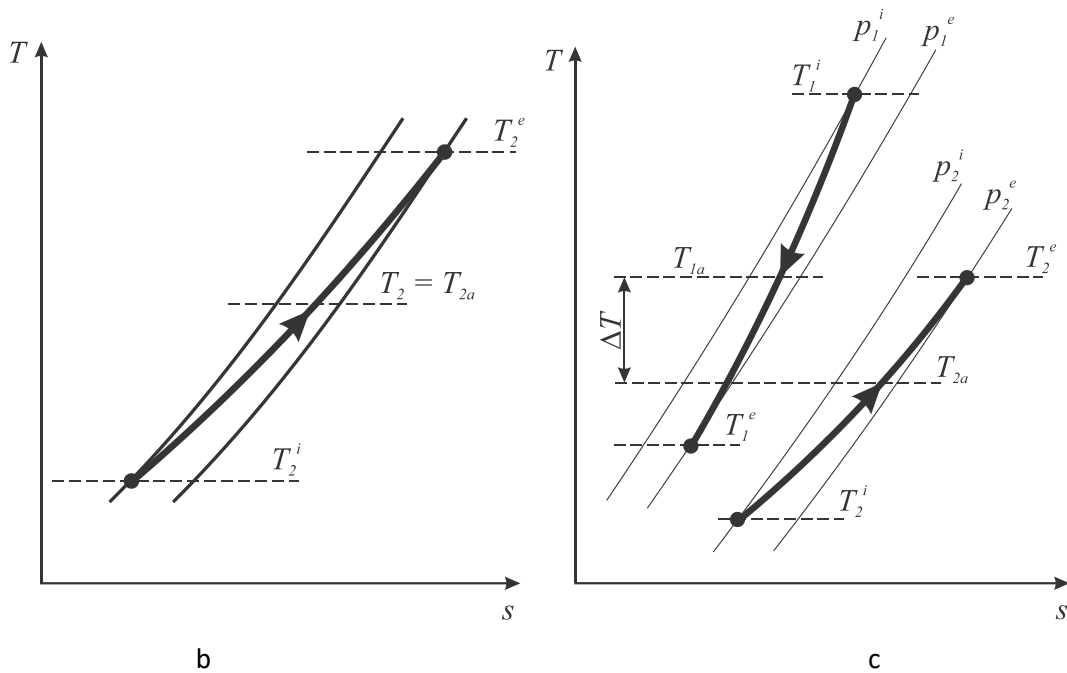
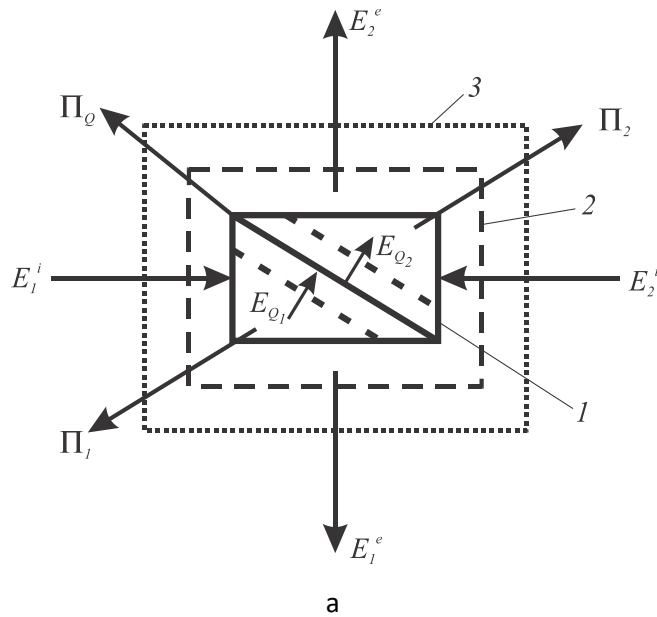
За подетална ексергетска анализа на парогенераторот може да се постапи на следниов начин, концизно прикажан преку илустрацијата на сликата 3.9. Најпрво, како влез во пресметката, потребно е да се изработат детални масен и енергетски биланс на парогенераторот. Потоа, за да се овозможи доволно прецизна пресметка на прирастот на ентропија и на ексергетските загуби кај компонентите од котелот, добро е да се примени соодветен метод за термичка пресметка на котелот што ќе даде доволно прецизни податоци, кои потоа се користат како влезни за ексергетската анализа.



Слика 3. 9. Генерален концепт на моделот за ексергетска анализа на енергетски парогенератор [30]

На почетокот се определува загубата на ексергија (или деструкцијата на ексергија) поради неповратност на процесот на согорување во актуелните работни услови со постојниот горилнички систем. Тоа е вообичаено далеку најголемата ексергетска загуба кај постројките за согорување, па и кај парните котли. Потоа се поставуваат ексергетски биланси на топлиноизменувачките површини од гасната и од водно-парната страна, со цел да се одреди дисипацијата на ексергија поради разлика на температурите при преносот на топлина кај секоја од нив (слики 3.8 и 3.10).

Во секој случај, за темелна анализа треба да се земат предвид и ексергетските загуби поради издвојување на гасни продукти од согорувањето во горниот дел од ложишниот простор и нивна рецикулација преку системот за подготовка на горивото, како и други ексергетски загуби. Во вообичаени работни режими тие се помали од претходно спомнатите (иреверзибилност при процесите на согорување и пренос на топлина) и се поврзани со појавата на нецелосно согорување, со загубите поради неиделна изолираност на парогенераторот, со загубата на работен флуид (вода во заситена состојба) поради отсолување и одведување талог итн.



Слика 3. 10. Шематски приказ на ексергетски биланс на рекуперативен топлински изменувач со приказ на термодинамичката промена на состојбата на топлиноносителот во T, s - дијаграм (дијаграм „температура-ентропија“)

Потоа се одредува коефициентот на ексергетска ефикасност на парогенераторот, со постапка што е аналогна на индиректниот метод за енергетска ефикасност. Тоа значи дека од максималната ексергија што се внесува во системот се одземаат ексергетските загуби поради иреверзибилност на процесот на согорување, поради иреверзибилност на преносот на топлина во одделни зони на ложишниот простор, поради иреверзибилност на преносот на топлина кај одделни грејни површини и другите ексергетски загуби.

3.6. ФОРМИРАЊЕ И РЕДУКЦИЈА НА ПОЛУТАНТИ

Како една од последиците од работењето на парните и водогрејните котли на фосилни горива, покрај неутралните продукти во атмосферата (N_2 , O_2 , H_2O), се јавуваат и одредени материи како што се SO_2 , NO_x , CO , C_mH_n , цврсти честици од саѓи и несогорено гориво и други, коишто имаат штетно влијание врз околината.

Емисијата на сулфурни оксиди, меѓу кои доминира сулфур диоксид (SO_2), а во помала мера има и сулфур триоксид (SO_3), е еден од примарните загадувачи на атмосферата од парогенераторите на цврсти горива. Сулфур диоксид се формира при согорување на сулфур (S) содржан во горивото, а SO_3 настанува со дополнителна оксидација на SO_2 со вишокот кислород во просторот за согорување, во услови на високи температури. Доколку во склоп на термоенргетскиот блок не постои постројка за десулфуризација или не е применет систем за согорување во флуидизиран слој, во кој би било интегрирано зафаќање на SO_x со примена на варовник или доломит, тогаш емисијата на SO_x директно и право-пропорционално зависи од застапеноста на S во горивото.

Од друга страна, емисијата на азотни оксиди од генераторите на пареа често зависи од системот за согорување, така што во одредени услови може да се одржи на релативно ниско ниво дури и при значително присуство на азот во горивото. Разбирливо, постои и ризик од појава на високи концентрации на NO_x дури и во случај на употреба на горива во кои N и азотни соединенија се малку присутни или дури и не постојат. NO_x во гасните продукти од согорувањето во генераторите на пареа, во котелските ложишта се појавува главно како азот моноксид (NO), кој брзо преминува во NO_2 . Присутни се значително помали концентрации на азот диоксид (NO_2) и азотен субоксид (N_2O).

3.6.1. Формирање и разградување на NO_x при согорување

Моделирањето на формирањето и редукцијата на NO_x претставува исклучително комплексен проблем, со оглед на сложеноста на механизмите од коишто се состојат овие процеси. Сепак, иако резултатите од примената на повеќето модели треба да се земат со одредена резерва, може да се користи сеопфатен модел за да се разберат причините и изворите за формирање на NO_x . Во исто време, резултатите од моделот можат да помогнат во откривање на мерките за контрола на емисиите на NO_x . Во голем број случаи, со помош на одредени модели, може да се проценат трендовите на емисии на NO_x само со промена на специфичните параметри и вредности на влијанието, но не се предвидува количеството на произведени азотни оксиди со голема сигурност. Сепак, можно е правилно да се предвидат редот на големина и трендовите во промената на NO_x , во зависност од влијанието на параметрите на согорувањето.

Најголемиот број студии во однос на механизмите за формирање на NO_x се базираат врз пионерската работа на Зельдович, Садовников и Франк-Каменецкиј [57] во таа област. Во согласност со нивната работа, азотните оксиди што се јавуваат во процесот на согорување, потекнуваат од молекуларен азот (N_2) од воздухот и од азотот содржан во горивото. Врз основа на потеклото и начинот на настанување, анализирајќи го проблемот кај турбулентен пламен на молекуларно ниво, според овие автори NO_x се делат на термички, горивни и нрзи (промтни), што е раширена и вообичаена категоризација на NO_x . Во процесот на формирање, застапени се голем број комплексни реакции во гасната фаза,

според некои автори повеќе од 200 [79]. Еден дел од клучните реакции е претставен на сл. 3.11 [79]. Дополнителни реакции на NO_x со јаглеводородни соединенија имаат влијание во насока на декомпозиција и намалување на вкупната емисија на NO_x . За време на согорувањето на цврсти горива се вклучени и бројни хетерогени реакции помеѓу гасови и цврста фаза.

Масената транспортна равенка за NO , изведена од фундаменталниот принцип за одржување на масата, ги зема предвид конвективниот пренос, дифузијата (преку коефициентот на дифузија D), формирањето и разградувањето на NO и на пратечките супстанции. Ефектот на времето на престој кај механизмите за формирање на NO_x е вклучен преку конвективни членови во водечките равенки напишани во Ојлерова референтна рамка. За термички и брзи NO_x неопходна е транспортна равенка само за NO , која гласи:

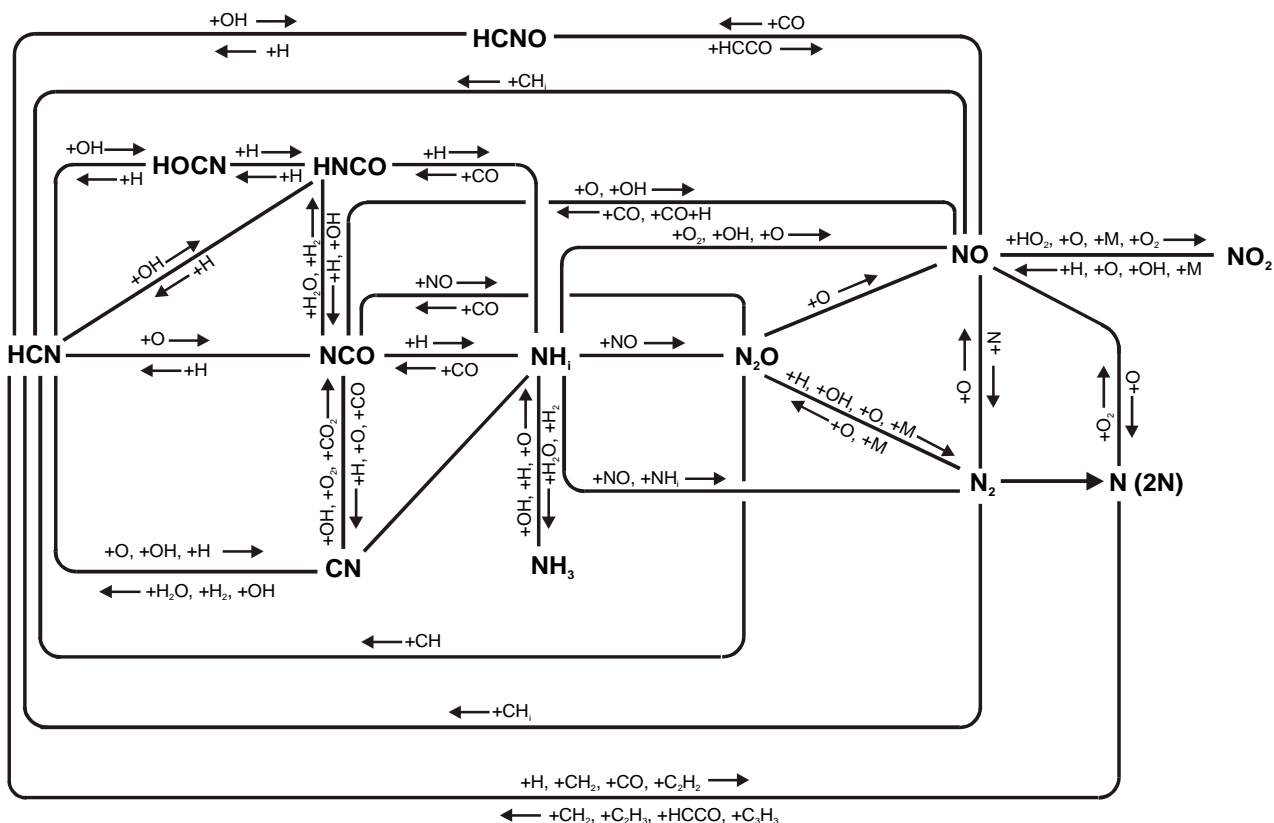
$$\frac{\partial}{\partial \tau} (\rho Y_{\text{NO}}) + \nabla(\rho \mathbf{u} Y_{\text{NO}}) = \nabla(\rho D \nabla Y_{\text{NO}}) + S_{\text{NO}} \quad (3.43)$$

Во однос на формирањето и редуцијата на горивни NO_x , многу важно е следењето на преодни хемиски компоненти, пред сè HCN и NH_3 . Во таа насока, за соодветно опишување, транспортната равенка за NO мора да биде придружена и со транспортни равенки за HCN и NH_3 , кои ја имаат следнава форма:

$$\frac{\partial}{\partial \tau} (\rho Y_{\text{HCN}}) + \nabla(\rho \mathbf{u} Y_{\text{HCN}}) = \nabla(\rho D \nabla Y_{\text{HCN}}) + S_{\text{HCN}} \quad (3.44)$$

$$\frac{\partial}{\partial \tau} (\rho Y_{\text{NH}_3}) + \nabla(\rho \mathbf{u} Y_{\text{NH}_3}) = \nabla(\rho D \nabla Y_{\text{NH}_3}) + S_{\text{NH}_3} \quad (3.45)$$

Во претходниве равенки Y_{NO} , Y_{HCN} и Y_{NH_3} се масени фракции на NO , HCN и NH_3 во гасната фаза. Членовите S_{NO} , S_{HCN} и S_{NH_3} , коишто претставуваат извор/понор на NO , HCN и NH_3 соодветно, се определуваат во зависност од претпоставениот механизам за формирање и редуција на NO_x .



Слика 3. 11. Комплекс од хемиски реакции на формирање и разградување на NO_x во процесот на согорување [79]

3.6.2. Термички азотни оксиди

Формирањето на термички NO_x е определено од комплекс на високотемпературни реакции, познат како механизам на Зељдович [57]. Термичките NO_x во основа се јавуваат како резултат на оксидација на молекуларниот азот од воздухот што се доведува за согорување на горивото, со кислород во атомарна форма, како и реакцијата на атомарен N со молекуларен O₂:

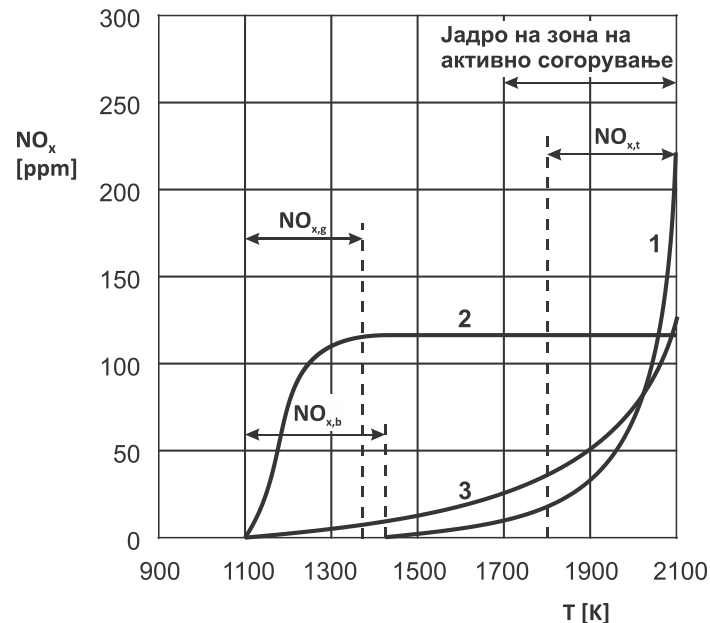


Трета реакција којашто е значајна во овој процес, особено при согорување во услови блиски до стехиометриски и при согорување на богати горивно-воздушни смеси, е следнава



Главниот услов за појава на овие реакции е постоење на региони со високи температури во ложишниот простор за време на согорувањето, што овозможува зголемување на концентрацијата на атомарни кислород и азот. Порастот на температурата над 1700 K доведува до значително зголемување на концентрацијата на NO_x во гасовите, сл. 3.12. Затоа, значајна содржина на термички NO_x се појавува во ложишта каде што согорува течно и

гасно гориво, како и висококвалитетното цврсто гориво. Се проценува дека во такви услови термичките NO_x чинат околу $40 \div 50\%$ од вкупната количина на формирани азотни оксиди.



Слика 3. 12. Зависност на количеството NO_x од температурата во ложишниот простор (Roslykov, Egorova, 1996). 1 - термички NO_x ; 2 - горивни NO_x ; 3 - брзи NO_x

Друг важен фактор што влијае врз појавата на азотни оксиди е времето на престој на гасовите во областите со висока температура. Дури и при релативно краткото време на престој на протокот на гас во региони со температура над 1700 K, концентрацијата на термичките NO_x станува многу висока. Од друга страна, одредени режими на согорување се карактеризираат со нехомогени температурни полиња, со зони во кои температурата е значително повисока од 1700 K, иако пламенот во целиот простор може и да не се карактеризира со премногу висока просечна температура. Таквите зони се појавуваат како центри на интензивно формирање на термички азотни оксиди.

3.6.3. Горивни азотни оксиди

Кога во составот на органски и други соединенија во горивната материја е содржан азот, при процесот на согорување, преку редица комплексни реакции се формираат горивни NO_x . Повеќето од тие реакции се одвиваат преку одредени преодни соединенија од типот NH_i во фронтот на пламенот, кои понатаму реагираат со соединенија што содржат O_2 , формирајќи NO . Алтернативно, тие соединенија реагираат со веќе формираните NO , од што произлегува N_2 , сл. 3.11.

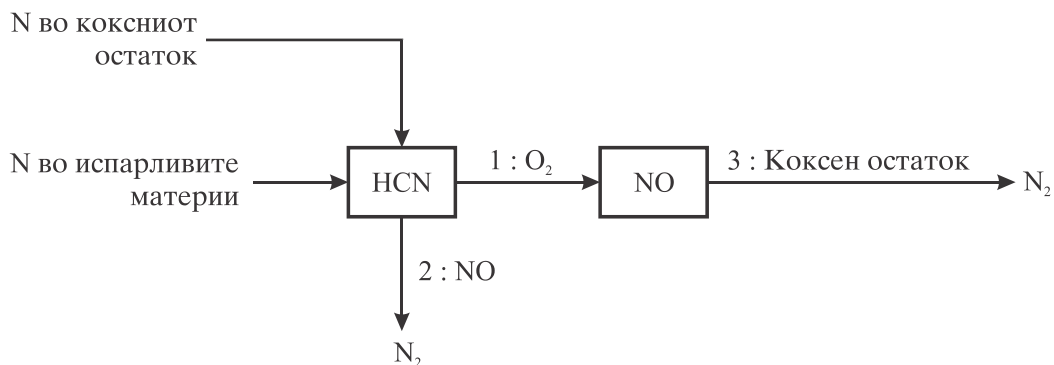
Интензитетот на формирање на горивни NO_x во суштина зависи од локалните карактеристики на процесот на согорување, како што се концентрацијата на кислород во зоната на согорување и времето на престој на гасовите во зоната на реакција. Меѓу другото, почетната концентрација на азотни соединенија е исто така значаен фактор. Сепак, дури и релативно низок процент на азотни соединенија во горивото, под одредени услови може да доведе до појава на значителна концентрација на NO_x во гасните продукти на согорувањето. Еден дел од азотните соединенија од горивото се ослободува во фазата на екстракција на испарливи материи. Термичката декомпозиција на овие соединенија во зоната на реакција

може да резултира во формирање радикали (преодни соединенија), како што се HCN, N, CN и NH, од кои понатаму се формираат NO_x и N₂. Хемискиот механизам на кој се подложени овие слободни радикали, е недоволно разјаснет, но постои согласност дека општата шема се одвива како на сл. 3.13.



Слика 3. 13. Базичен (поедноставен) модел на формирање и деструкција на горивни NO_x

Кај цврстите горива азот е застапен како кај испарливите материи (волатили), така и во коксниот остаток. Во случај кога како преодно соединене се јавува HCN тогаш може да се разгледуваат две основни варијанти на механизмот на формирање горивни NO_x. Според првата варијанта (сл. 3.14), N од коксниот остаток преминува во HCN, кој потоа делумно преминува во NO.



Слика 3. 14. Механизам на формирање на горивни NO_x

3.6.4. Брзи NO_x

Познато е дека за време на согорувањето на горива во кои јаглеродородните соединенија се значително присутни, количеството формиран NO_x често го надминува количеството што би се очекувало само како резултат на директна оксидација на молекулите на азот. Присуството на различен механизам што доведува до формирање на NO_x беше меѓу првите идентификувано од К. Фенимор (Fenimore C. P., Formation of Nitric Oxide in Premixed Hydrocarbon Flames, In "13th Int. Symp. on Combustion, The Combustion Institute, 1971), а азотните оксиди што се формираат според таков механизам се нарекуваат брзи или промптни NO_x. Понатамошните истражувања покажуваат дека во одредени специфични услови, дури и при согорување на ниска температура, во региони богати со гориво и при

краток престој на гасови во зоната на согорување, можно е да се формираат значителни количества брзи NO_x .

Измерените концентрации на брзи NO_x во гасните продукти на согорувањето, во зависност од составот на горивото и условите на согорување, се движат во интервал од 40 до околу 150 mg/m^3 , што обично не е повеќе од $15\div 30\%$ од вкупната емисија на NO_x од енергетските парогенератори. Меѓутоа, во случај кога се применуваат одредени мерки за да се намали формирањето на горивни и термички NO_x , релативното учество на брзите NO_x може да биде и до $30\text{-}50\%$ од вкупното количество NO_x во гасовите. Покрај тоа, условите создадени од системите за согорување со некои од применетите примарни методи за намалување на количината на NO_x , на пример, степенесто доведување на воздух и гориво, може да предизвикаат не само релативен, туку и апсолутен пораст на концентрацијата на брзи NO_x во гасовите.

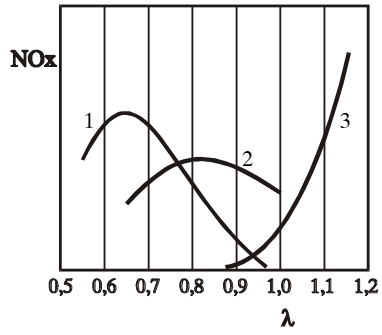
Секвенцата на настанување на брзи NO_x , во поедноставена форма, може да се прикаже со следниве хемиски реакции [97]:



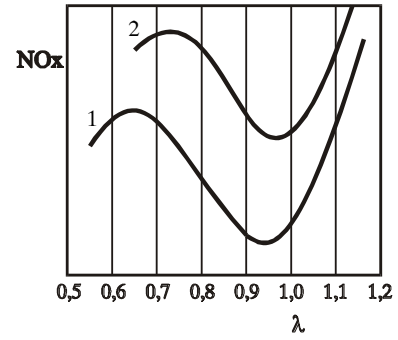
Како извори на брзи NO_x се јавуваат повеќе стабилни и преодни (радикални) соединенија при согорување во средина богата со јаглеводороди (CH , CH_2 , C , C_2H), преку реакции како што се претходно прикажаните. Воедно, од компоненти од видот RN (HCN , NH , N и др.), преку понатамошни реакции со кислородни радикали (O , OH), доаѓа до формирање на азот моноксид:



Реакциите споменати погоре се одвиваат многу брзо, во почетната фаза на согорување, во тесна зона во предниот дел на пламенот, кога содржината на запаливи материи е значителна, а температурите се повисоки од 1000 K . Интензитетот на настанување на брзи NO_x е пропорционално на бројот на јаглородни атоми во единица волумен. Дополнително, локалната концентрација на O_2 во зоната на реакција има големо влијание врз појавата на брзи NO_x во гасовите. Одредени експериментални студии [80] укажуваат на постоење на две области на коефициентот на вишок на воздух, кои се карактеризираат со значително зголемување на концентрацијата на NO_x , сл. 3.15. Во првата, $\lambda=0,65\div 0,8$, вкупното количество на NO_x во голема мера зависи од емисијата на брзи азотни оксиди. Ова се објаснува со фактот дека формирањето на брзи азотни оксиди бара значително присуство и на јаглеводороди (CH_i) и на кислородни радикали (RO), со кои HCN оксидира до NO , сл. 4.28. Во втората област ($\lambda>1,0$), вкупното количество азотни оксиди во основа се определува со термички NO_x , се разбира доколку е исполнет условот за доволно висока температура.



a)



б)

Слика 3. 15. Влијание на коефициентот на вишок на воздух во зоната на активно согурување врз формирањето на NO_x

a) 1 - брзи NO_x; 2 - горивни NO_x; 3 - термички NO_x; б) вкупно количество NO_x при согурување на: (1) природен гас, (2) мазут

4. МЕТОДОЛОГИЈА НА ИСТРАЖУВАЊЕТО

4.1. ТЕХНИЧКИ ОПИС И КАРАКТЕРИСТИКИ НА АНАЛИЗИРАНАТА КАТЕГОРИЈА ПАРОГЕНЕРАТОРИ НА ЦВРСТО ГОРИВО

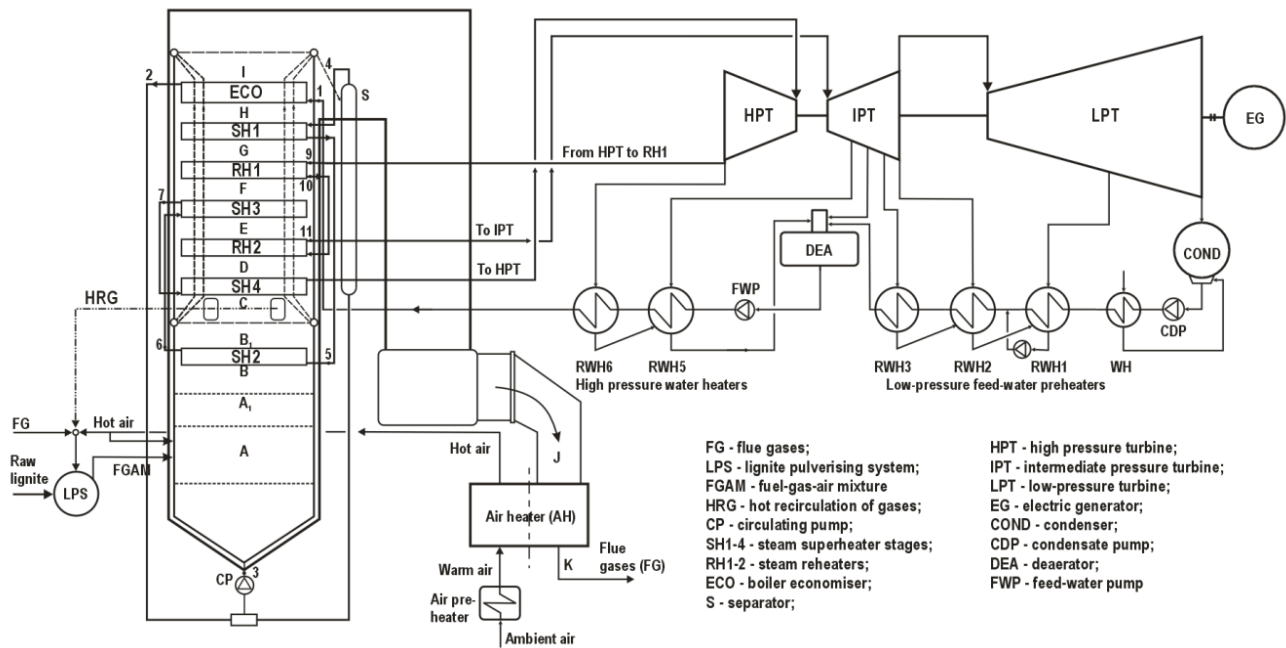
Во парогенераторот хемиската енергија, а со тоа и ексергијата на горивото се трансформира при процесот на согорување во енергија и, адекватно, ексергија на работниот флуид (вода и пара) преку комплексен процес на пренос на топлина. Конечно, дел од почетната енергија, како и почетната ексергија, преку работниот флуид, се насочува кон турбината. Парогенераторот е компонента од термоенергетскиот блок каде што се случуваат најголемите ексергетски загуби. Тој е познат како компонента со ниска ексергетска ефикасност во целиот циклус поради неколку причини, како што се генеричката иреверзибилност на процесот на согорување и иреверзибилноста на преносот на топлина што се карактеризира со значителни загуби при големи температурни разлики.

Во анализата спроведена во овој труд како студија на случај е вклучен блок од термоцентралата Косово В, во услови на неколку работни режими. Анализата се однесува на парогенератор што работи во склоп на термоенергетски блок со електрична моќност од 315 MW (сл. 4.1). Термоцентралата е пуштена во употреба во 80-тите години, што значи дека треба да биде подложена на сериозна ревитализација [18]. парогенераторот е проектиран за работа на цврсто гориво - лигнит со долна топлинска моќ (NCV - net calorific value) во интервалот 6280-9211 kJ/kg, со гарантираната вредност 7327 kJ/kg и со елементарна анализа на работна основа како што е прикажано во таб. 1. Блокот е предвиден за работа според Ранкин-Клаузиусов циклус со температура на напојната вода 251°C, температура на прегреаната и на дополнително прегреаната пара 545°C и притисок 177.4 bar. Воздухот за согорување се загрева на 272°C, додека средната температура на излезните гасови по загревачите на воздух изнесува 160°C.

Табела 4. 1. Елементарна анализа на горивото

C	H	O	S	N	A	W
23.0	2.3	13.0	0.6	0.6	16.0	44.5

Генераторот на пара е проектиран и изведен во вид на кула, со основен вертикален гасен тракт, каде што се поставени сите површини за размена на топлина, освен загревачите на воздух. Ложиштето се карактеризира со голема правоаголна пресечна површина (15,60 x 15,38 m x m), со тангенцијален систем за согорување и со рецикулација на врели гасови од пресекот помеѓу вториот и четвртиот степен на примарниот прегревач [63,64]. Екранските сидови, како дел од испарувачот, се изработени од мембрански панели со вертикални цевки што се протегаат од колекторите на дното на ложиштето, преку зоните за прегревачи и дополнителни прегревачи, до горните колектори, над кои се наоѓа само загревачот на вода (економајзер). Прегревачите на пара, дополнителните прегревачи и економајзерот се инсталирани во еден вертикален гасен канал. Вториот степен на прегревачот (SH2) е конструиран како полуозрачен, покривајќи дел од испарувачките екрански сидови во зоната над всисните отвори за рецикулација на гасови.



Слика 4. 1. Шематски приказ на термоенергетскиот блок, 315 MWe

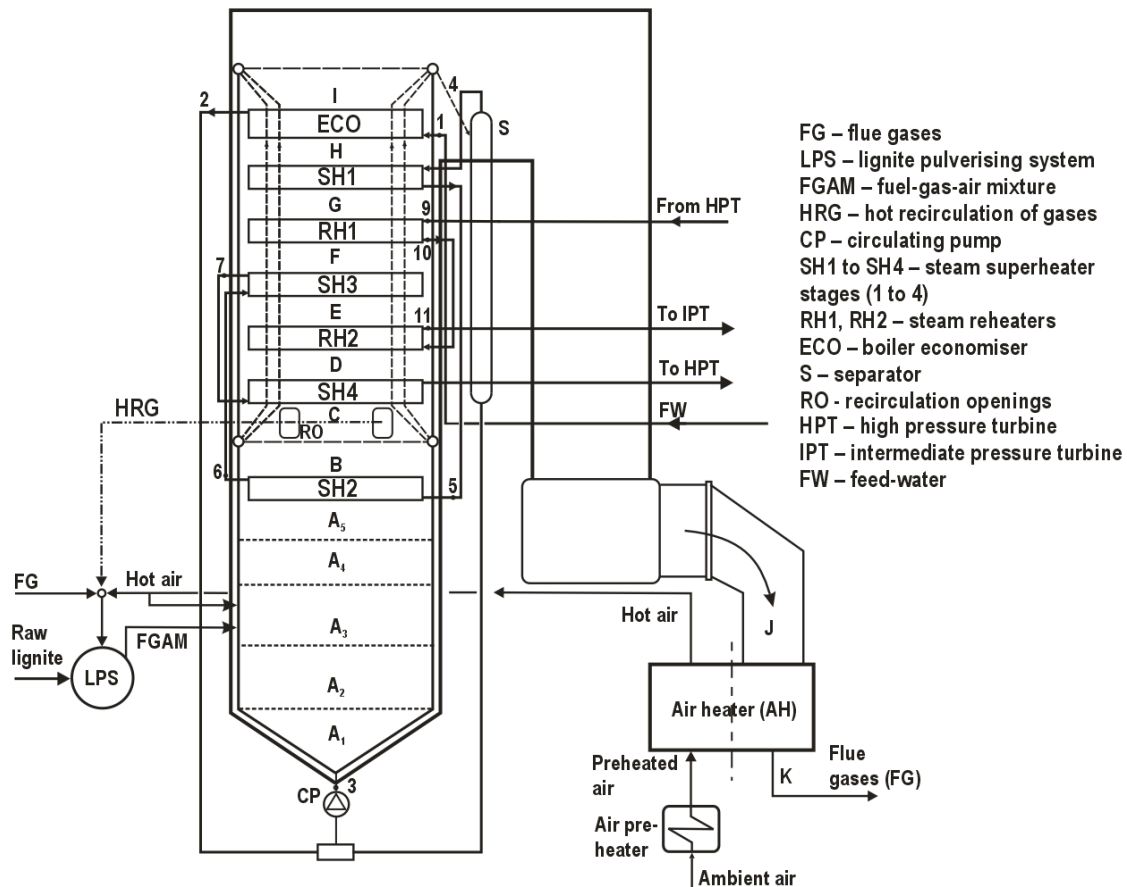
Параметрите на работниот флуид во котелот кај одделни грејни површини (проток, p , t , енталпија, ентропија) се дадени во табелата 4.2 [62], [63], [90]. Броевите што означуваат влезови и излези на топиноизменувачките површини одговараат на ознаките прикажани на сл. 4.1.

Табела 4. 2. Параметри на работниот флуид на влезот и излезиот од топиноизменувачките површини

Топлиноизменувачка површина	Влез		Излез	
Економајзер, ECO	1		2	
Притисок, p	210 bar		202 bar	
Температура, t	251 °C		319 °C	
Енталпија, i ; ентропија, s	1091.5 kJ/kg	2.761 kJ/kgK	1437 kJ/kg	3.383 kJ/kgK
Проток, m	1000 t/h = 277.778 kg/s		277.778 kg/s	
Испарувач (A, B)	3		4	
Притисок, p	202 bar / 196 bar		196 bar	
Температура, t	319 °C / satur. temp. 364 °C		364 °C	
Енталпија, i ; ентропија, s	1437 kJ/kg / (i' =1807.5 kJ/kg)	3.383 kJ/kgK	$i'' = 2438$ kJ/kg	4.9758 kJ/kgK
Проток, m	277.778 kg/s		277.778 kg/s	
Примарен прегревач на пареа SH1	4		5	
Притисок, p	196 bar		190 bar	
Температура, t	364 °C		397 °C	
Енталпија, i ; ентропија, s	2438 kJ/kg	4.9758 kJ/kgK	2831.5 kJ/kg	5.593 kJ/kgK

Проток, m	1000 t/h = 277.778 kg/s		277.778 kg/s	
Втор степен на примарен прегревач на пареа SH2	5		6	
Притисок, p	190 bar		185 bar	
Температура, t	397 °C		420 °C	
Енталпија, i ; ентропија, s	2831.5 kJ/kg	5.593 kJ/kgK	2968 kJ/kg	5.802 kJ/kgK
Проток, m	277.778 kg/s		277.778 kg/s	
Трет степен на примарен прегревач на пареа SH3	6		7	
Притисок, p	185 bar		180 bar	
Температура, t	420 °C		480 °C	
Енталпија, i ; ентропија, s	2968 kJ/kg	5.802 kJ/kgK	3203 kJ/kg	6.137 kJ/kgK
Проток, m	277.778 kg/s		277.778 kg/s	
Четврти степен на примарен прегревач на пареа SH4	7		8	
Притисок, p	180 bar		177,4 bar	
Температура, t	480 °C		542 °C	
Енталпија, i ; ентропија, s	3203 kJ/kg	6.137 kJ/kgK	3390,7 kJ/kg	6.395 kJ/kgK
Проток, m	252.589 kg/s		252.589 kg/s	
Дополнителен прегревач, RH1	9		10	
Притисок, p	42 bar		39 bar	
Температура, t	326,5 °C		480 °C	
Енталпија, i ; ентропија, s	3031,5 kJ/kg	6.445 kJ/kgK	3400 kJ/kg	7.040 kJ/kgK
Проток, m	248.61 kg/s		248.61 kg/s	
Дополнителен прегревач, RH2	10		11	
Притисок, p	39 bar		37,07 bar	
Температура, t	480 °C		542 °C	
Енталпија, i ; ентропија, s	3400 kJ/kg	7.040 kJ/kgK	3538.7 kJ/kg	7.248 kJ/kgK
Проток, m	256.94 kg/s (925 t/h)		256.94 kg/s	

Сушење и мелење на јагленот со цел да се доведе во прашкаста состојба се врши во вентилаторски мелници (7 во редовна работа и 1 како резерва). Капацитет на една мелница е 45 до 73 тони на час [63, 64]. Смесата од јагленова прашина и воздух (аеросмеса) се внесува во ложиштето преку тангенцијален систем за согорување, на две нивоа, односно на околу 17 и на околу 24 метри (со оглед на височината на поединечните горилнички батерии). Почетното загревање на воздухот се изведува во грејачи на пареа. Протоците на загреан воздух и излезните гасови се поделени на две паралелни линии и минуваат низ два ротирачки загревачи на воздух од Љунгстремов (Ljungström) тип.

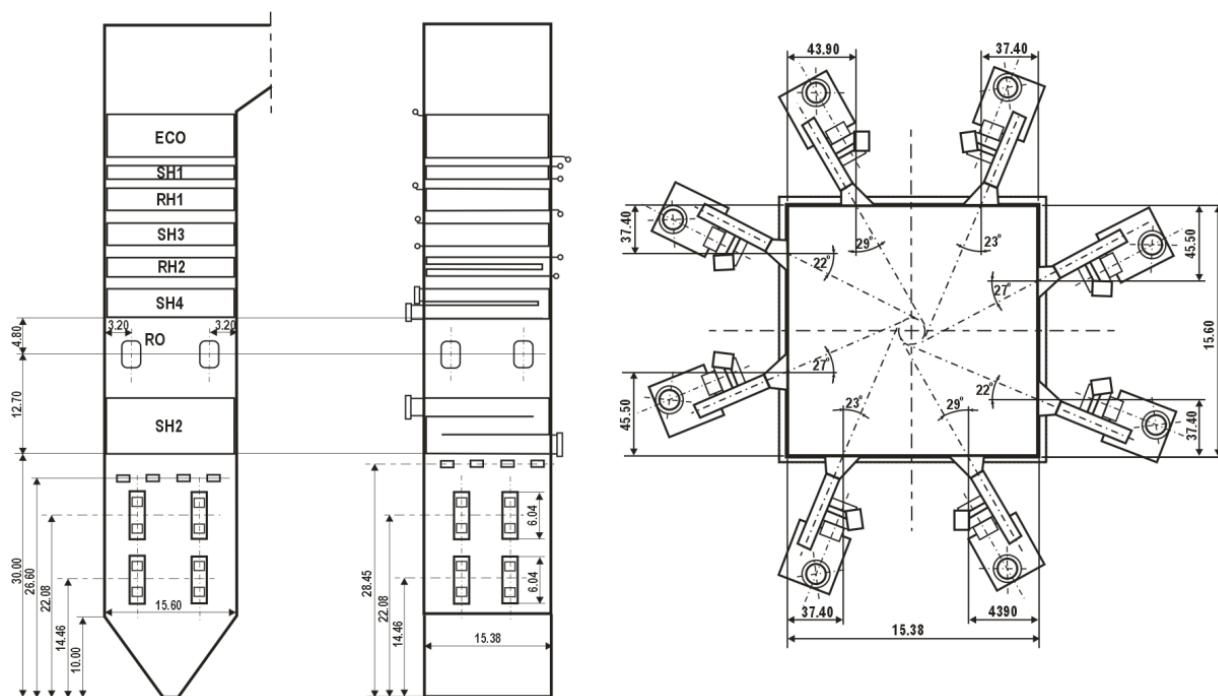


Слика 4. 2. Шематски приказ на парогенераторот (користен како основа за подготовка на моделите, за мерени резултати и како студија на случај во трудот) - адаптирано според [62], [63], [82]

Вообичаено, главните цели на модернизацијата на термоцентралите на фосилни горива подразбираат потреба за обезбедување на безбедно и ефикасно работење на котлите и турбините, со постигнување ниво на емисии во согласност со нормативите за животна средина. Во делот на котелската постројка, обично, предмет на некои од поголемите промени се системот за третман на гориво, горилниците или целиот систем за согорување, системот за внесување на воздухот и ложишните топлиноизменувачки површини. Мерките за модернизација често вклучуваат примена на етапно воведување на гориво и воздух, имплементација на влезови за воздух над главната зона на согорување (OFA ports - over-fire air ports), замена на делови од екранските површини и делови или цели пакети топлиноизменувачки површини од конвективниот дел.

Работата на докторската тема се фокусира кон анализа на промените на ефикасноста на согорувањето, струјните и температурните полиња, формирањето и редуцијата на NO_x и други прашања со спроведување на степенесто воведување на гориво и воздух и имплементација на влезови за воздух над главната зона на согорување (OFA отвори), како варијанти на постојниот систем на тангенцијално согорување во ложиштето на котелот (слика 4.3).

Сушењето и мелењето на јагленот, со цел да се доведе во прашкеста состојба, се врши во вентилаторски мелници (7 во функција и 1 во резерва). Внесувањето на јагленовата аеросмесата, односно смесата од јагленова прашина и воздух во ложишниот простор се врши преку тангенцијален систем за согорување. На крајот од котелот воздушната и гасната струја се поделени во две паралелни линии, кои се раздвојуваат пред ротационите загревачи на воздух. Предзагревањето на воздухот се врши во парни предгрејачи.



Слика 4.3. Основна геометриска конфигурација на парогенераторот и на системот за согорување со горилниците

Внесувањето на аеросмесата и секундарниот воздух се одвива преку комплексен систем што овозможува оформување на тангенцијално движење на двофазната (гасно-воздушно-горивна) смеса. Во актуелната техничка состојба на горилниците и влезовите за воздух станува збор за типичен тангенцијален систем, кај кој делумно, односно во одредена мера е применето т.н. степенесто доведување на воздух и гориво. Како последица на тоа, во ложишниот простор се создаваат дополнителни вители, кои предизвикуваат прераспределба на честичките на горивото и целокупниот процес на согорување се проширува на поголем дел од ложиштето.

Во рамките на трудот, меѓу другото, истражувано е влијанието на инсталирањето на дополнителни отвори за воздух, лоцирани над основната зона на согорување, пошироко познати како OFA (OFA - over-fire air). Со имплементација на OFA системот се овозможува дополнителна прераспределба на доведеното гориво и воздух во просторот за согорување. Дополнителните отвори за воздух од левата и од десната страна се предвидени на ниво 26,6 m, додека отворите на предната и задната страна на 28,45 m од дното на ложиштето (слика 4.3). Со тоа, волуменот за одвивање на процесот на согорување се проширува, а се избегнува

постигнување на поголеми температурни максимуми. Главните посакувани резултати од имплементацијата на систем со OFA отвори, се очекува да бидат подобрувањето на ефикасноста на согорувањето и намалувањето на формирањето, а со тоа и емисијата на азотни оксиди (NO_x).

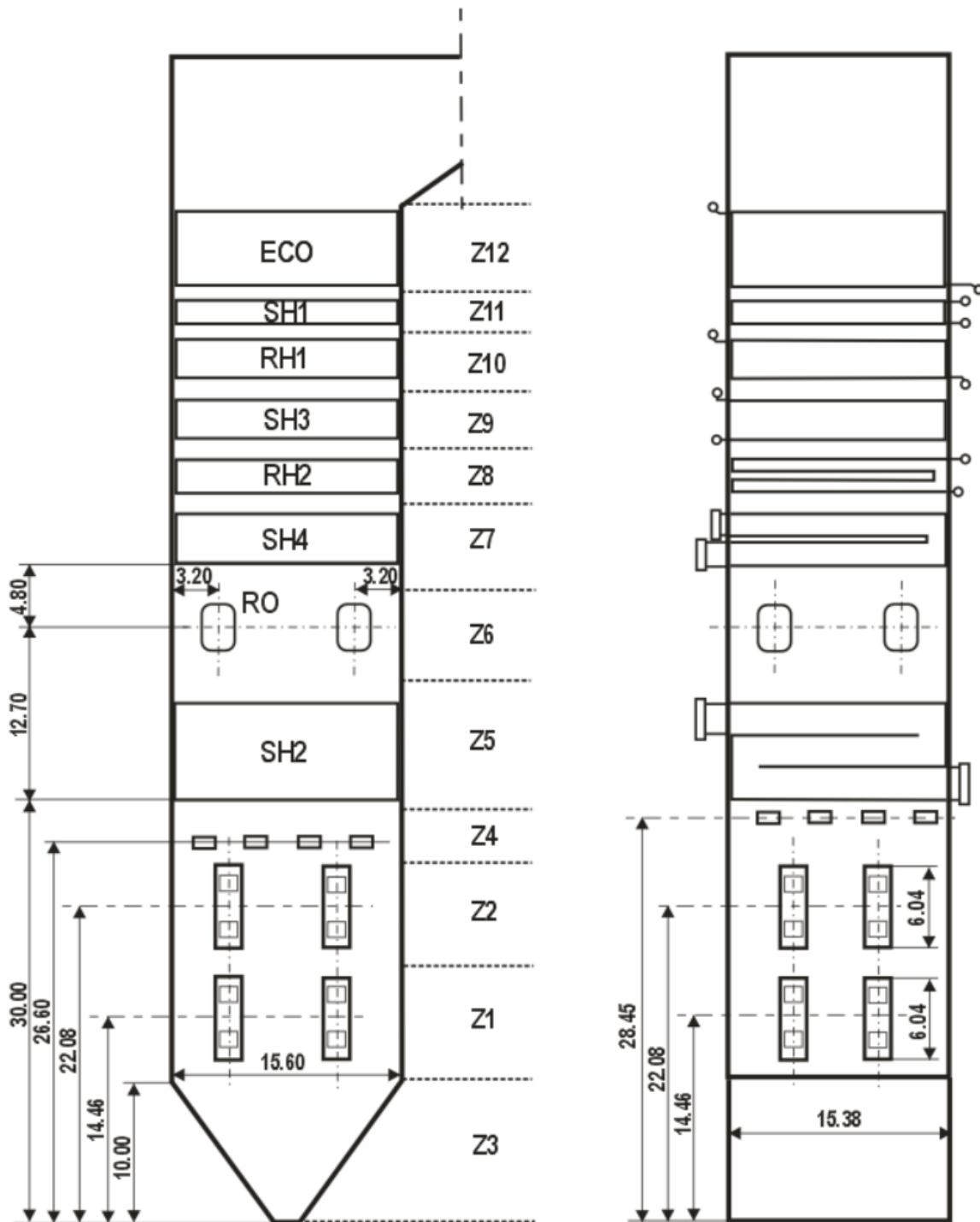
4.2. МОДИФИЦИРАН ЗОНСКИ МЕТОД НА ТЕРМИЧКА ПРЕСМЕТКА НА ЕНЕРГЕТСКИ ПАРОГЕНЕРАТОР

4.2.1. Зонски метод на термичка пресметка како основа за енергетска и ексергетска анализа

Енергетското билансирање на генераторот на пареа, како основа за ексергетска анализа, е извршено со примена на разработена модифицирана верзија на зонскиот метод за термичка пресметка, според Нормативниот метод [15]. Зонскиот метод е применет со цел да се добијат податоци како температурни профили, распределба на енергијата во одделни делови од парогенераторот и друго, како влезни податоци за другите делови од пресметката. Во продолжение е прикажана пресметковната процедура, модифицирана и прилагодена за оваа категорија енергетски парогенератори. Во суштина, станува збор за поделба на дел од парогенераторот во којшто е сместено ложиштето и сите топлиноизменувачки површини, освен загревачите на воздух, на одреден број зони, кои потоа се разгледуваат како контролни волумени.

Поделбата на генераторот на пареа на 12 пресметковни зони е прикажана на сликите 4.1 и 4.4. Тука треба да се напомене дека според Нормативниот метод на ЦКТИ, постојат релативно прецизни препораки во однос на тоа како да се изврши поделбата на ложиштето, односно на котелот на зони. Со зголемувањето на бројот на зони се зголемува и потребата за вточнување на влезните податоци, како и потребното време за реализација на целата пресметковна процедура. Се разбира, тоа резултира со попрецизна пресметка.

Треба да се нагласи дека во овој случај е спроведена соодветна модификација на зонскиот метод, како во однос на поделбата на парогенераторот на зони, така и во однос на дефинирањето на одредени неопходни параметри за пресметката, како што се коефициентите на предавање на топлина, топлинската ефикасност на екранските површини и на сидовите на зоните, размената на енергија помеѓу зоните, проценката на степенот на согореност на горивото во одредена зона, променливиот карактер на гасно-воздушниот проток итн. Пресметката започнува од главните зони на согорување, односно зоните во кои се опфатени горилниците означени како Z1 и Z2 (сл. 4.4), а потоа продолжува со зоните Z3, Z4 итн.



Слика 4. 4. Приказ на поделбата на парогенераторот на пресметковни зони (Z1 - Z12)

Имплементацијата на разработениот зонски метод на термичка пресметка се одвива во согласност со чекорите прикажани во таб. 4.3.

Табела 4. 3. Главни чекори на зонскиот метод на термичка пресметка

Чекор	Што се прави во секој дел од процедурата?	Цел на пресметката; образложение
1	Материјален и појдовен енергетски биланс на процесот на согорување	(1) Да се одреди адијабатската температура, односно температурата којашто би се постигнала во ложиштето во случај кога енергијата ослободена при согорувањето целосно би се искористила само за загревање на продуктите од согорувањето во адијабатски услови (без предавање топлина кон топлиноизменувачки површини), (2) Да се пресмета температурата на излезот од ложишниот простор.
2	Поставување на основен енергетски биланс и реализација на појдовна пресметка на ложиштето како една целина	(1) Да се одреди адијабатската температура, односно температурата којашто би се постигнала во ложиштето во случај кога енергијата ослободена при согорувањето целосно би се искористила само за загревање на продуктите од согорувањето во адијабатски услови (без предавање топлина кон топлиноизменувачки површини), (2) Да се пресмета температурата на излезот од ложишниот простор.
3	Поделба на ложиштето и на другите делови од котелот што се опфатени со пресметката на одреден број пресметковни зони „контролни волумени“ по височината на котелот (или по должината доколку котелот е во хоризонтална изведба).	Поделбата се прави на одреден број зони коишто претставуваат логични целини. Ова е особено важно за делот од котелот кадешто се сместени горилниците и другите делови со специфична намена, како што се OFA отворите. Поради специфичноста на конструктивната изведба во случајот на котелот од ТЕЦ Косово В, за секоја грејна површина (за секој пакет) е предвидена одделна пресметковна зона.
4	За секоја зона се поставува равенка на енергетски биланс за одредени работни услови, која ја дефинира врската помеѓу доведената енергија со гасовите од соседната зона, при-додадената топлина од согорувањето во разгледуваната зона и предадената топлина кон топлиноизменувачките површини.	При пресметката се користат претходно пресметани или претпоставени средни вредности за одредени појдовни параметри. Пресметката е итеративна и со неа треба да се добие температура на излезот од секоја зона, како и редица други параметри, а претпоставените вредности да се потврдат со метод на последователно приближување.
5	Излезните параметри од една зона се земаат и претставуваат влезни параметри во следната зона. Поради спецификите на одредени зони, во нив може да има и дополнителни влезни податоци и гранични услови.	Специфичности на одредени пресметковни зони може да значат присуство на грејна површина, влезни и/или излезни отвори, како отвори за рецикулација на гасови, OFA отвори итн.
6	Финализација на пресметката или добивање насоки за нејзино вточнување во следните итерации.	Доколку по спроведената зонска пресметка, температурата на излезот од последната зона се разликува за повеќе од $\pm 30^{\circ}\text{C}$, тогаш се усвојува друга распределба на количеството топлина што се ослободува и се предава на топлиноизменувачките површини по висината на ложишниот простор и по должината на гасниот тракт и пресметката се повторува.

Специфично за случајот на ТЕЦ Косово В е тоа што станува збор за проточен котел практично со еден гасен тракт по височина, во кој се сместени сите топлиноизменувачки површини, освен ротационите загревачи на воздух. Тоа значи дека е поделбата на зони е предодредена во голема мера со распоредот на топлиноизменувачки површини, што мора да биде вклучено во пресметката на соодветен начин. Имено, пресметковниот процес дополнително се усложнува со потребата да се одредат коефициенти на пренос на топлина од гасовите кон топлиноизменувачките пакети, како и кон екранските површини.

4.2.2. Пресметка на масен биланс на согорувањето

Во котелот како гориво се користи лигнит со долна топлинска моќ (NCV - net calorific value) во интервалот 6280-9211 kJ/kg [63]. Пресметките на статиката на согорувањето, односно стехиометриските количества кислород и воздух за целосно согорување, како и количеството гасни продукти од согорувањето се засновани врз т.н. Нормативен метод на ЦКТИ [14], [15]. Основниот случај се разгледува како согорување со 20% вишок воздух, т.е. со коефициент на вишок на воздух $\lambda=1.2$. Резултатите се прикажани во табелата 4.4, добиени врз основа на елементарната анализа на горивото дадена во табелата 4.1.

Табела 4. 4. Резултати од пресметка на материјалниот биланс на согорувањето

Номен.	Опис	Вредност, единица
O_{\min}	Стохиометриско количество O_2 за согорување	0.673 kg O_2 / kg g
$M_{a,\min}$	Стохиометриско количество воздух за согорување	2.888 kg air/ kg g
M_a	Количество воздух при 20 % вишок воздух ($\lambda= 1.2$)	3.466 kg air /kg g
M_{CO_2}	Количество CO_2 во гасовите	0.843 kg CO_2 / kg g
$M_{N_2}^t$	Количество N_2 во гасовите, $\lambda= 1.0$	2.221 kg N_2 / kg g
M_{N_2}	Количество N_2 во гасовите, $\lambda= 1.2$	2.664 kg N_2 / kg g
M_{SO_2}	Количество SO_2 во гасовите	0.012 kg SO_2 / kg g
$M_{H_2O}^t$	Количество H_2O во гасовите, $\lambda= 1.0$	0.681 kg H_2O /kg g
M_{H_2O}	Количество H_2O во гасовите, $\lambda= 1.2$	0.687 kg H_2O /kg g
M_{O_2}	Количество O_2 во гасовите	0.129 kg O_2 / kg g
$M_{g,t}$	Стохиометриско количество гасови од kg гориво	3.757 kg/kg
M_g	Вкупно количество гасови од kg гориво	4.335 kg/kg

4.2.3. Определување на степенот на корисност на парогенераторот

Степенот на корисност на парогенераторот, според индиректниот метод, што значи преку енергетските загуби, се определува според изразот:

$$\eta_{SG} = 100 - (HL_1 + HL_2 + HL_3 + HL_4 + HL_5 + HL_6 + HL_7 + HL_8 + HL_9) \quad (4.1)$$

кадешто со HL_i се означени одделни енергетски загуби. Начинот на кој се определуваат тие е изложен во следниов табеларен приказ (таб. 4.5).

Табела 4. 5. Енергетски загуби кај парогенератор на цврсто гориво

Бр.	Енергетска загуба поради	Израз, објаснување
1	Топлина во сувите излезни гасови	$HL_1 = \frac{m_{gas,dry} c_{pg} (t_g - t_{ref})}{HC} \cdot 100$ <p> $m_{gas,dry}$ - маса на суви гасови (kg) од kg гориво (kg/kg) t_g - температура на излезните гасови, °C t_{ref} - референтна амбиентна температура, °C $HC = NCV +$ топлина доведена со воздухот + HC од мелничкиот систем $NCV =$ долна топлинска моќ на горивото (= H_d) </p>
2	Влага во составот на горивото	$HL_2 = \frac{M_w [2445 + c_{p,steam} (t_g - t_{ref})]}{HC} \cdot 100$ <p> $M_w = W/100 = 49.10/100 = 0.491$ kg/kg $c_{p,steam} = 0.45$ kcal/kgK = 1.884 kJ/kgK $HC = NCV +$ топлина доведена со воздухот + HC од мелничкиот систем $NCV =$ долна топлинска моќ на горивото (= H_d) </p>
3	H ₂ O поради согорување на H ₂ од горивото	$HL_3 = \frac{9H_2 + [2445 + c_{p,steam} (t_g - t_{ref})]}{HC} \cdot 100$ <p> $c_{p,steam} = 0.45$ kcal/kgK = 1.884 kJ/kgK </p>
4	Влага во воздухот	$HL_4 = \frac{m_{air} \cdot h_f \cdot c_{p,steam} (t_g - t_{ref})}{HC} \cdot 100$ <p> m_{air} - kg воздух за kg гориво h_f - фактор на влажност = kg влага на kg сув воздух = 0.0204 kg/kg $c_{p,steam} = 0.45$ kcal/kgK = 1.884 kJ/kgK </p>
5	Несогорен C во цврстиот остаток (летечка пепел)	$HL_{5,fa} = \frac{Fly\ ash}{kg\ fuel} \cdot (CV\ of\ fly\ ash) \cdot 100$ <p> $CV\ of\ fly\ ash:$ Топлинска вредност на летечката пепел = Топлинска вредност на несогорен јаглерод (C) x Содржина на јаглерод во летечката пепел </p>

		Однос на пепел што пропаѓа низ инката и летечка пепел = (0.03÷0.04)/(0.97÷0.96)	
	Несогорен С во цврстиот остаток (пепел низ инката на дното од ложиштето)	$HL_{5,ba} = \frac{\frac{Bottom\ ash}{kg\ fuel} \cdot (CV\ of\ bottom\ ash)}{HC} \cdot 100$ <p>CV of fly ash: Топлинска вредност на летечката пепел = Топлинска вредност на несогорен јаглерод (С) x Содржина на јаглерод во летечката пепел</p> <p>Однос на пепел што пропаѓа низ инката и летечка пепел = (0.03÷0.04)/(0.97÷0.96)</p>	
6	Осетна топлина на цврстиот остаток	$HL_{6,ba} = \frac{\frac{Bottom\ ash}{kg\ fuel\ burnt} \cdot c_{sl} \cdot t_{sl}}{HC} \cdot 100$ $HL_{6,fa} = \frac{\frac{Fly\ ash}{kg\ fuel\ burnt} \cdot c_{fa} \cdot t_g}{HC} \cdot 100$	
7	Топлина оддадена со зрачење и конвекција кон околниот простор	Вредноста на загубата се заснова врз проценка	0,4÷0,5 %
8	Топлина во пареата за атомизација (на течено гориво)	Загубата се однесува само на случај на согорување (тешки) течни горива 0	
9	Други загуби	≤0.05 %	

Енергетски загуби според нормативниот метод [14]

Енергетските загуби според Нормативниот метод на ЦКТИ [14] се одредуваат врз основа на поставката дека во стационарни услови на работа на парогенераторот се јавуваат пет категории загуби. Притоа, главната разлика се состои во начинот на дефинирање на енергетските загуби со излезните гасови и делумно во определувањето на загубите поради нецелосно согорување. Имено, со Нормативниот метод загубата што се означува со u_2 (во %), q_2 (во kJ/kg) или Q_2 (во kJ/s, односно kW) е соодветна на загубите што се дадени под редните броеви од 1 до 4 во табелата 4.5.

Во суштина, според овој метод загубата со излезните гасови од парогенераторите се одредува преку споредба на физичката топлина содржана во излезните гасови со физичката топлина на соодветно количество амбиентален воздух. Според тоа, врз големината на оваа загуба најмногу влијаат температурното ниво на излезните гасови и нивниот проток, кој, пак, е функција од видот на горивото и кефициентот на вишок на воздух при којшто се одвива согорувањето. За одредување на големината на оваа загуба се користат следниве изрази, кои, во суштина даваат многу блиски вредности, со оглед на тоа дека се изведени врз основа на исти базични претпоставки:

$$u_2 = \frac{Q_2}{Q} 100 = \eta_F \frac{V_{RW} c_{pm} (t_F - t_L)}{q} [\%] \quad (4.2)$$

$$u_2 = \eta_F \frac{I_F - I_L}{q} [\%] \quad (4.3)$$

$$u_2 = \eta_F \frac{I_F - I_L - i_F - i_{(H_2O)L}}{q} [\%] \quad (4.4),$$

кадешто:

V_{RW} [m_n^3/kg] - волумен на гасни продукти од согорувањето на kg гориво;

c_{pm} [$kJ/(m_n^3K)$] - масен специфичен топлински капацитет на гасните продукти од согорувањето;

t_F, t_L [$^{\circ}C$] - температура на гасовите на излезот од паргенераторот и температура на воздухот;

I_F [kJ/kg] - енталпија на гасните продукти од согорувањето при температура t_F и при коефициент на вишок на воздух (λ_g) на излезот од котелот;

I_L [kJ/kg] - енталпија на воздухот при амбиентна температура и при коефициент на вишок на воздух (λ_g) на излезот од котелот;

i_F [kJ/kg] - специфична енталпија на горивото на влезот во котелот (физичка енергија на горивото при температура на влезот во котелот; вообичаено е релевантна за течни горива);

$i_{(H_2O)L}$ [kJ/kg] - енталпија на влагата во воздухот што се внесува за согорување на горивото; определена врз основа на просечната влажност на воздухот;

q [kJ/kg] - вкупно количество топлина (енергија) на влезот во котелот.

Како дополнување кон изразите (4.2) - (4.4), за определување на загубата со излезни гасови u_2 може да се користат и следниве изрази доколку е познато волуменското учество на CO_2 и CO во излезните гасови, одредено, на пример, со помош на Ордат-Фишеров апарат (Orsat-Fisher):

$$u_2 = 100 \left[c_{pm,CO_2} \frac{C}{0.536(CO_2 + CO)_s} + 1.93 \frac{9H + W}{100} \right] \frac{t_F - t_L}{q} [\%] \quad (4.5),$$

За случај на целосно согорување ($CO = 0$) се добива:

$$u_2 = 100 \left[c_{pm,CO_2} \frac{C}{0.536(CO_2)_s} + 1.93 \frac{9H + W}{100} \right] \frac{t_F - t_L}{q} [\%] \quad (4.6)$$

Во равенствата (4.5) и (4.6) се употребени следниве симболи:

C, H и W [%] - масена содржина на јаглерод, водород и влага во горивото;

CO_2, CO [%] - волуменска содржина на CO_2 и CO во излезните гасови од парогенераторот, добиена со анализа со Ордат-Фишероов (Orsat-Fisher) апарат;

c_{pm,CO_2} [kJ / m_n^3] - среден специфичен топлински капацитет на CO_2 .

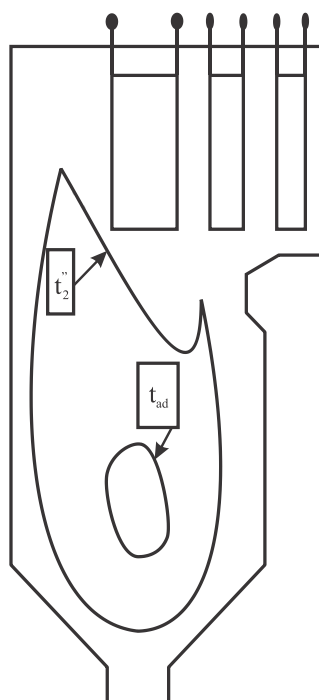
4.2.4. Пресметка на адијабатска температура на согорување

Адијабатската температура на согорување (на пламенот) се користи како референтна температура за пресметка на вкупната расположлива енергија внесена во ложиштето. Таа се пресметува од енергетскиот биланс на ложишниот простор, под претпоставка дека нема пренос на топлина кон околните површини и нема загуби на енергија поради неефикасност на согорувањето и кон околината:

Хемиска енергија на горивото + Физичка топлина на воздухот + Физичка топлина на рециркулационите гасови = Топлинска енергија на продуктите од согорувањето

$$(NCV) + M_a c_{p,a}(T_a - T_0) + x_{gr} I_{gr} = M_g c_{p,g}(T_{ad} - T_0) \quad (4.7)$$

кадешто $(NCV)=H_d$ [kJ/kg] е долна топлинска моќ на горивото, M_a е проток на воздух, $c_{p,a}$ е специфичен топлински капацитет на воздух [kJ/kgK] при температура T_a [K]; T_0 е референтна температура, во овој случај $T_0=293$ K, x_{rg} е коефициент на рециркулација на гасовите, т.е. однос на протокот на рециркулационски гасови и вкупниот проток на гасови; I_{gr} е енталпија на рециркулационите гасови [kJ/kg]; $c_{p,g}$ е среден специфичен топлински капацитет на смесата од гасови [kJ/kgK] и T_{ad} е адијабатска температура на согорување [K]. Како појдовен случај кој се однесува на номинален работен режим, претпоставената адијабатска температура на согорувањето при рециркулација на гасови од 10 % ($x_{gr}=0.1$), е $t_{ad}=1550$ °C.



Слика 4. 5. Пинципиелен приказ на изотермите на адијабатската температура и температурата на крајот од ложишниот простор

Средниот специфичен топлински капацитет на гасните продукти од согорувањето се пресметува според изразот:

$$c_{p,g} = \frac{1}{t_{ad} - t_0} (c_{p,ad} t_{ad} - c_{p,g0} t_0) \quad (4.8)$$

При познато количество (проток) и состав на гасните продукти од согорувањето и при претпоставена или позната температура, енталпијата на продуктите од согорувањето се пресметува според следниов израз:

$$I_g = I_{gt} + (\lambda - 1) I_{Lt} = I_{gt} + (\lambda - 1) M_{a,\min} c_{pa} t_g \quad [\text{kJ/kg}] \quad (4.9)$$

кадешто I_{gt} [kJ/kg] е енталпија на стехиометриското количество гасови (енталпија на гасовите при $\lambda = 1$):

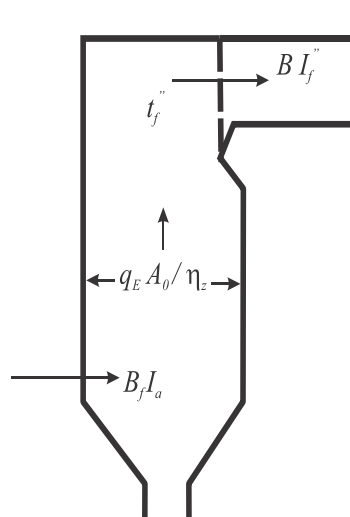
$$I_{gt} = M_{\text{CO}_2} h_{\text{CO}_2} + M_{\text{N}_2} h_{\text{N}_2} + M_{\text{SO}_2} h_{\text{SO}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} h_{\text{H}_2\text{O}} \quad (4.10)$$

Пресметаната адијабатска енталпија на продуктите од согорувањето во овој случај (за номинален режим) е $T_{ad} = 1826 \text{ K}$.

4.2.5. Температурен профил по должината на парогенераторот од гасна страна

Температурата на гасовите на излезот од ложишниот простор (во °C) се пресметува со примена на следнава равенка [30, 32, 42, 48]

$$t_B = \frac{T_{ad}}{M \left(\frac{\sigma_o \psi_m \varepsilon_w A_f T_{ad}^3}{\eta_{fur} B_f (M_g c_{p,g})_m} \right)^{0.6} + 1} - 273 \quad (4.11)$$



Слика 4. 6. Шематски приказ за поставување на основен енергетски биланс на ложиштето

Значењето, описот и вредноста на величините и коефициентите што се применети во претходниот израз се дадени во табелата 4.6. Добиените вредности се користени како појдовни во понатамошните пресметки.

Табела 4. 6. Вредности на величините и коефициентите во изразот за t_B

Номен.	Опис	Вредност, единица
M	Коефициент на температурно поле во ложиштето $M = A - Bx_F = 0,59 - 0,5 \cdot 0,2$	0,49
x_F	Локација на зоната со максимална температура $x_F = \frac{m}{n} = \frac{h_{burners}}{H_F}$	0.2
σ_o	Константа на Стефан-Болцман (Stefan-Boltzman)	$56,7 \cdot 10^{-12} \text{ kW/m}^2\text{K}^4$
ψ_m	Коефициент на топлинска ефикасност на екраните [41]	0.539
ε_w	Емисивност на ложишните сидови (средна)	0.55
A_f	Вкупна површина на ложишните сидови до нивото на SH2 (B-B1)	2800 m^2
η_{fur}	Ефикасност на ложиштето	0.98
B_f	Потрошувачка на гориво во разгледуваниот режим	120 kg/s
$(M_g c_{p,g})_m$	Средна содржина на топлина во гасовите	6,469 kJ/kgK

Со оглед на тоа дека пресметковната процедура за одредување на температурата t_B е итеративна, како прв чекор, претпоставена е појдовна вредност $t_B = 1160^\circ\text{C}$, што резултира со средна содржина на топлина во гасовите $(M_g c_{p,g})_m = 6,469 \text{ kJ/kgK}$, каде што специфичниот топлински капацитет на гасовите е дефиниран како

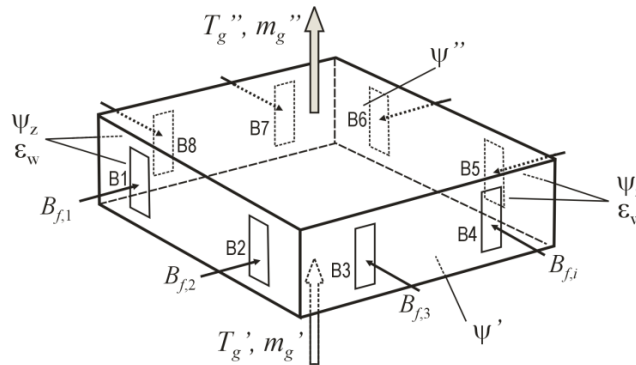
$$c_{p,g,m} = \frac{1}{t_A - t_B} (c_{p,g,A} t_A - c_{p,g,B} t_B) \quad (4.12)$$

Со вредностите од табелата 4.6 се добива вредност на температурата на гасовите до нивото под SH2 од $t_B = 1161^\circ\text{C}$ ($T_B = 1434 \text{ K}$).

Температурниот профил по должината на ложиштето на котелот е определен со примена на зонскиот метод, модифициран и применет за потребите на овој труд [27]. Според тој пристап, средната температура на гасовите на излезот од главната зона на согорување се пресметува со итеративна постапка според следниов израз:

$$t_g'' = \frac{\beta_c (H_U^d) + q_a + q_{f,ph} + q_r - q_6}{(M_g c_{p,g})'} - \frac{\sigma_o \varepsilon_w (T_g'')^4}{B_f (M_g c_{p,g})'} \psi A \quad (4.13)$$

кадешто β_c е степен на согореност на горивото во зоната, т.е. дел од горивната материја што согорува до излезот од зоната, q_a е топлина содржана во воздухот за согорување, $q_{f,ph}$ е физичка топлина на горивото, q_r е топлина содржана во рециркулационите гасови, ψ е средна топлинска ефикасност на сидовите на зоната и A е површина на сидовите на зоната (слика 4.7).



Слика 4.7. Пресметковна зона (контролен волумен и површински зони) во областа на горилниците

Температурата на гасните продукти од согорувањето на излезот од другите зони исто така се пресметува итеративно:

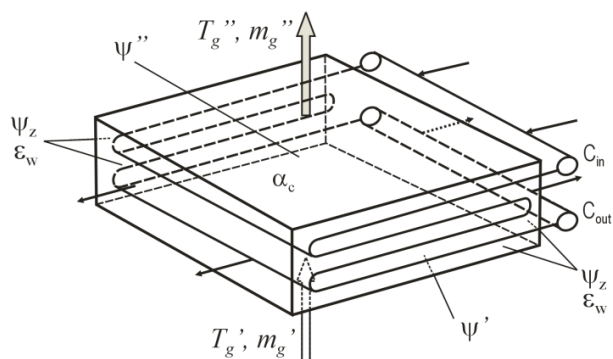
$$t_g'' = \frac{\Delta\beta_c (H_U^d) + (M_g c_{p,g}) t'}{(M_g c_{p,g})'} - \left[1 + \left(\frac{T''}{T'} \right)^4 \right] \frac{\sigma_o \epsilon_w (T')^4 [A_m (\psi'' - \psi') + \psi A_z]}{2B_f (M_g c_{p,g})'} \quad (4.14)$$

кадешто $\Delta\beta_c$ е дел од вкупно внесеното гориво што е подложен на согорување во разгледуваната зона, T' е температура на гасовите на влезот во зоната, T'' е температура на гасовите на излезот од зоната, ψ' и ψ'' се коефициенти на термичка ефикасност на влезната и излезната површина од зоната (што значи, површините преку кои зоната се граничи со соседните зони), ψ е средна термичка ефикасност на страничните сидови на зоната и A_z е површина на страничните сидови од зоната.

Температурата на излезот од зона во која има озрачено-конвективен прегревач (слика 4.8) се пресметува според изразот:

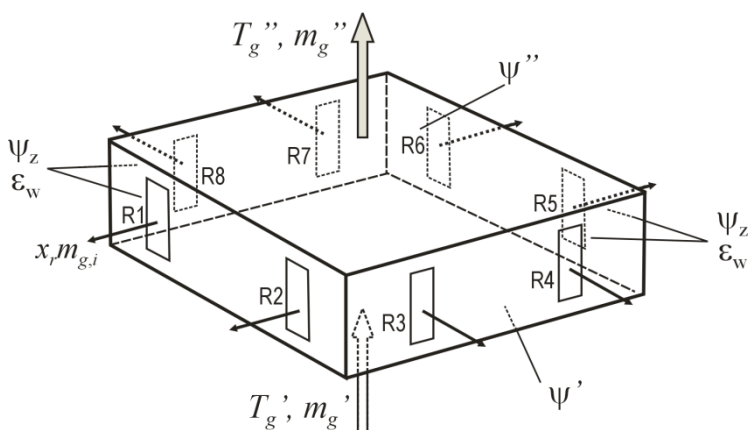
$$t_g'' = \frac{2\Delta\beta_c B_f (H_U^d)}{2B_f (Vc)'' + \alpha_c A_c} + t' \left[\frac{2B_f (M_g c_{p,g}) - \alpha_c A_c}{2B_f (M_g c_{p,g})' + \alpha_c A_c} \right] + t_z \frac{2\alpha_c A_c}{2B_f (M_g c_{p,g})' + \alpha_c A_c} - \left[1 + \left(\frac{T''}{T'} \right)^4 \right] \frac{\sigma_o \epsilon_i (T')^4}{2B_f (M_g c_{p,g})' + \alpha_c A_c} \psi A_z \quad (4.15)$$

кадешто α_c е коефициент на конвективен пренос на топлина, A_c е површина за пренос на топлина, $\langle ' \rangle$ означува вредност на променливата на влезот на зоната и $\langle '' \rangle$ означува вредност на променливата на нејзиниот излез.



Слика 4. 8. Пресметковна зона (контролен волумен и површински зони) во областите на топлиноизменувачките површини

Сосема аналогно се постапува при поставувањето на биланс за зоната во којашто се наоѓаат отворите за рецикулација на гасови (слика 4.9).



Слика 4. 9. Пресметковна зона (контролен волумен и површински зони) во областа на отворите за рецикулација на гасови во горниот дел од ложишниот простор

Топлината примена од работниот флуид вода/параа во секоја површина за размена на топлина се определува со следнава равенка:

$$Q_i = m_i(i_{out} - i_{in}) \quad (4.16)$$

кадешто m_i е проток на работен флуид [kg/s], а $i_{out/in}$ [kJ/kg] е специфична енталпија на работниот флуид на излезот/влезот од конкретната топлиноизменувачка површина.

Топлината предадена од продуктите на согорувањето кон секоја топлиноизменувачка површина се одредува со израз од следниов тип:

$$Q_i = M_g(i_{g,in} - i_{g,out})B_f\eta_c\eta_{ins} \quad (4.17)$$

кадешто M_g е проток на гасови од kg согорено гориво (во kg/kg гориво), $i_{g,in}$ и $i_{g,out}$ (во kJ/kg) е енталпија на гасните продукти од согорувањето на влезот, односно на излезот од

топлиноизменувачката површина, B_f е потрошувачка на гориво [kg/s], η_c е ефикасност на согорување на горивото и η_{ins} степен на изолираност што ја дефинира загубата при преносот на топлина.

Во овој труд, прикажаните изрази се применети за поставување енергетски биланс на сите топлиноизменувачки површини во парогенераторот, во различни работни режими, со што се определува дистрибуцијата на вкупно доведената енергија на одделни површини, како и промената на температурата по должината на котелот.

4.3. ЕКСЕРГЕТСКИ МЕТОД

Ексергетскиот метод се користи со цел да се утврдат изворите и големината на неефикасноста на генераторот на параа. Врз основа на првиот главен закон на термодинамиката се поставуваат енергетски биланси и се одредуваат вредностите на енергетските загуби. Меѓутоа, ограничување на конвенционалната енергетска анализа, заснована врз првиот закон, е тоа што не ги зема предвид својствата на системот и деградацијата на квалитетот на енергијата преку дисипативни процеси, што значи дека не ја карактеризира неповратноста на процесите на енергетска конверзија [16]. Затоа, за да се постигне поголема ефикасност, неопходна е дополнителна анализа, заснована врз вториот закон на термодинамиката, бидејќи ова ни овозможува да ги идентификуваме главните извори на загуби и покажува можности за подобрување на перформансите [16,19]. Ефикасноста според вториот главен закон на термодинамиката е дефинирана како:

$$\eta_{ex} = \frac{\text{Exergy output}}{\text{Exergy input}} = 1 - \frac{\text{Exergy loss}}{\text{Exergy input}} \quad (4.18)$$

4.3.1. Појдовни пресметки за ексергетски биланс на парогенератор

Хемиската ексергија на цврсти горива се пресметува со следнава полуемпирирска релација [33]:

$$e_{fuel,ch} = (H_U^d) \left(1.0438 + 0.0013 \frac{h}{c} + 0.1083 \frac{o}{c} + 0.0549 \frac{n}{c} \right) + 6740S \quad (4.19)$$

Со примена на овој израз, за конкретното гориво во ТЕЦ Косово В се добива $e_{fuel,ch} = 8428$ kJ/kg.

Според тоа, вкупната хемиска ексергија, во работен режим кога потрошувачката на гориво во котелот е 120 kg/s, изнесува:

$$E_{fuel,ch} = B_f e_{fuel,ch} = 120 \cdot 8428 = 1\,011\,360 \text{ kW} \quad (4.20)$$

Специфичната физичка ексергија на работниот флуид вода/водна параа во општ случај е дефинирана со изразот:

$$e_{w/s} = (i - i_0) - T_0(s - s_0) \quad (4.21)$$

кадешто i е специфична енталпија [kJ/kg], s е специфична ентропија [kJ/kgK], T е апсолутна температура, а индексот '0' означува референтна состојба. Во овој случај, атмосферскиот притисок и температурата во референтна состојба се земени како: $p_0=101325$ Pa и $T_0=293$ K.

Вкупната ексергија на водата/водната пара (во kJ/s) се одредува според изразот:

$$E_{w/s} = m_{w/s} e_{w/s} \quad (4.22)$$

Физичката ексергија на гасните продукти од согорувањето се пресметува како ексергија на смеса од идеални гасови:

$$e_g = (i_g - i_0) \left(1 - \frac{T_0}{T_g - T_0} \ln \frac{T_g}{T_0} \right) + R_g T_0 \ln \frac{p_g}{p_0} \quad (4.23)$$

$$e_g = c_{p,g} \left[(T_g - T_0) - T_0 \ln \frac{T_g}{T_0} \right] + R_g T_0 \ln \frac{p_g}{p_0} \quad (4.23')$$

кадешто i_g [kJ/kg] е специфична енталпија на гасовите при актуелната температура, i_0 е специфична енталпија при референтната температура, T_g е апсолутна температура на гасовите [K], T_0 е референтна температура, R_g е гасна константа [kJ/kgK], p_g е актуелен притисок на гасовите [Pa], p_0 е референтен притисок и $c_{p,g}$ е среден специфичен топлински капацитет на гасовите [kJ/kgK]. Под претпоставка дека $p_g \approx p_0$ и $p \approx \text{const}$, последниот член во претходните изрази постанува ≈ 0 , со што изразите се поедноставуваат. Во овие равенки, i_g и $c_{p,g}$ се пресметуваат како за гасни смеси:

$$i_g = \sum x_k i_k \quad (4.24)$$

$$c_{p,g} = \sum x_k c_{p,k} \quad (4.25)$$

кадешто x_k е дел (учество) на секоја гасна компонента во смесата (во kg/kg).

Вкупната ексергија на гасовите (во kJ/s) се пресметува според изразот

$$E_g = M_g e_g \quad (4.26)$$

Со примена на претходните изрази се пресметува вредноста на ексергијата на сите влезни и излезни струи за одредена компонента (т.е. топлиноизменувачка површина). Потоа се пресметува дисипацијата на ексергија како разлика помеѓу промената на ексергија од гасната страна и промената на ексергија на страната на работниот флуид (вода или пара).

4.3.2. Загуби на ексергија

Во суштина, се разликуваат два типа загуби на ексергија, кои заради дестинација, се означуваат со термините деструкција и дисипација на ексергија. Поимот деструкција означува загуби од таков вид за кои практично е неможно да се изнајдат начини за (значително) намалување, додека со поимот дисипација на ексергија се означуваат загуби кои може да се намалат со примена на одредени методи и мерки.

Загубата на ексергија со гасната струја се пресметуваат како разлика на ексергијата на гасната смеса и ексергијата на околината. Така, загубата на специфична ексергија поради

рецикулација на жешки гасови на нивото С (сл. 4.2), при $t_{gr} \approx 1050$ °C и проток на рециркулирани гасови од околу 10%, се пресметува како

$$e_{1,gr} = (c_{pg}t_{gr} - c_{p0}t_0) \left(1 - \frac{T_0}{T_{gr}-T_0} \ln \frac{T_{gr}}{T_0}\right) \quad (4.27)$$

Загубата на ексергија со излезните гасови на крајот од котелот е дефинирана со изразот

$$e_{1,ge} = (c_{pg}t_{ge} - c_{p0}t_0) \left(1 - \frac{T_0}{T_{ge}-T_0} \ln \frac{T_{ge}}{T_0}\right) \quad (4.28)$$

Дисипацијата на ексергија поради процесот на согорување се пресметува од билансот на котелското ложиште:

$$e_{fuel,ch} + e_{air} = e_{ad} + e_l + d_{comb} \quad (4.29)$$

$$d_{comb} = e_{fuel,ch} + e_{air} - e_{ad} - e_l \quad (4.30)$$

Специфичната и вкупната хемиска ексергија на горивото со среден состав се:

$e_{fuel,ch} = 8428$ kJ за kg гориво

$E_{fuel,ch} = B_f e_{fuel,ch} = 1\ 011\ 360$ kW

Ексергијата на предзагреаниот воздух е дадена со изразот:

$$e_{air} = M_a \left[(c_{p,a}t_a - c_{p,0}t_0) \left(1 - \frac{T_0}{T_{ad}-T_0} \ln \frac{T_{ad}}{T_0}\right) \left(1 - \frac{T_0}{T_a-T_0} \ln \frac{T_a}{T_0}\right) \right] \quad (4.31)$$

$e_{air} = 262$ kJ за kg гориво

$E_{air} = B_f e_{air} = 31440$ kW

Ексергијата на гасната смеса при адијабатска температура T_{ad} е дадена со

$$e_{ad} = M_g \left[(c_{p,g,ad}t_{ad} - c_{p,0}t_0) \left(1 - \frac{T_0}{T_{ad}-T_0} \ln \frac{T_{ad}}{T_0}\right) \right] \quad (4.32)$$

$e_{ad} = 5862$ kJ/kg гориво

$E_{ad} = B_f e_{ad} = 703440$ kW

Покрај d_{comb} , загубите на ексергија директно поврзани со комората за согорување вклучуваат загуби поради нецелосно согорување - од хемиски (q_3) и механички причини (q_4), загуба на топлина поради зрачење и конвекција кон околината (q_5) и загуба поради топлината содржана во пепелта и згурата што паѓа низ ложишната инка (q_6):

$$e_l = q_3 + q_4 + q_5 \left(1 - \frac{T_0}{T_{b,env}}\right) + q_6 \left(1 - \frac{T_0}{T_{ash}}\right) \quad (4.33)$$

кадешто $T_{b,env}$ е средна температура на котелската обвивка, а T_{ash} е температура на пепелта и згурата.

Вредноста на енергетските загуби q_3 , q_4 , q_5 и q_6 (во kJ/kg гориво) се определува врз основа на препораките во [27]. Во овој случај, за номинален работен режим е усвоено дека q_3

е 1% од енергијата на влезот во ложиштето со горивото $q = H_d = H_u^D$, q_4 е 2% од q , q_5 и q_6 се 0.5% од q , а $T_{ash} = 873$ К (600 °С). На таков начин, добиената вредност изнесува $e_l = 256$ kJ/kg.

Врз основа на билансот на ложиштето, со претходните вредности, за дисипацијата на ексергија поради процесот на согорување се добива следнава вредност:

$$d_{comb} = 8428 + 262 - 5862 - 256 = 2572 \text{ kJ/kg гориво}$$

$$D_{comb} = B_f d_{comb} = 308640 \text{ kW}$$

Во контекст на претходните анализи и согледувања, треба да се напомене дека ексергетската ефикасност на парогенераторот се намалува со пораст на температурата на околината. Енергетската и ексергетската анализа покажуваат дека најголемите загуби на ексергија, во рамките на котелот, се директно поврзани со процесите на согорување и пренос на топлина, поради големите температурни разлики помеѓу продуктите на согорување и работниот флуид. Исто така, значителна загуба на ексергија (и најголема загуба на енергија) произлегува од температурното ниво на излезните гасови на излезот на котелот коешто е релативно високо, како и нивното количество (проток), што значи дека излезните гасови сèуште содржат значителна енергија и ексергија.

4.4. CFD ТЕХНИКА

4.4.1. Пристап за поставување нумерички модел на парогенераторот

Во оваа теза CFD техниката е применета за анализа на аеродинамичките услови во просторот на печката, оптимизација на дистрибуцијата на гориво-воздух и истражување на ефектот на имплементацијата на системот на пристаништата на OFA врз ефикасноста на согорувањето и емисијата на NO_x . Целата постапка се состои од неколку чекори во секоја од следниве главни фази:

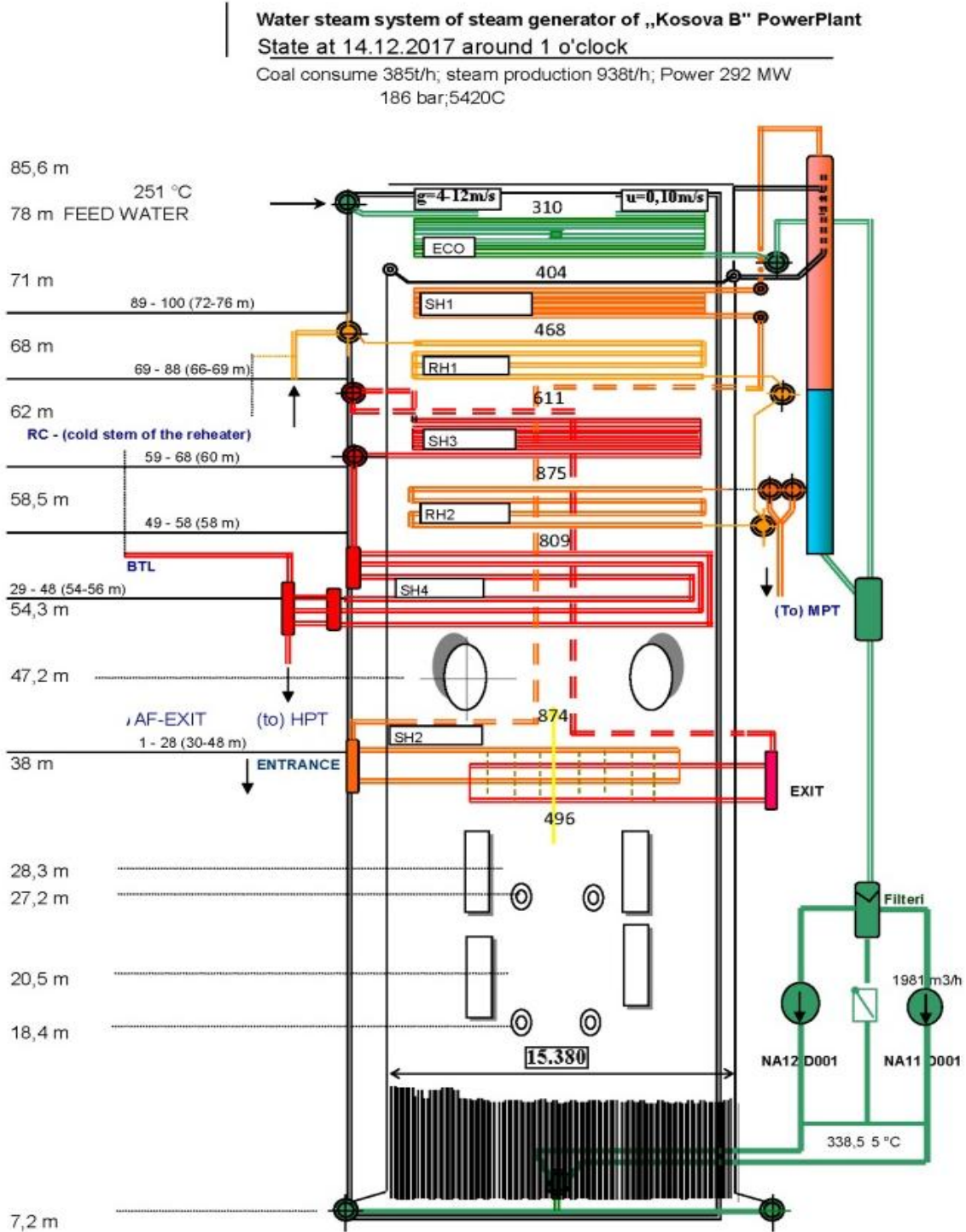
- подготовка на модел на генератор на пареа со употреба на техника на компјутерска динамика на флуиди (CFD);
- реализација на нумерички симулации и добивање првични резултати;
- калибрација на моделот, спроведување на дополнителни симулации, добивање резултати и
- анализа на добиените резултати.

На сликата 4.10 е прикажан системот на топлиноизменувачки површини од парогенераторот со дефинирани влезови и излези и основни геометриски карактеристики.

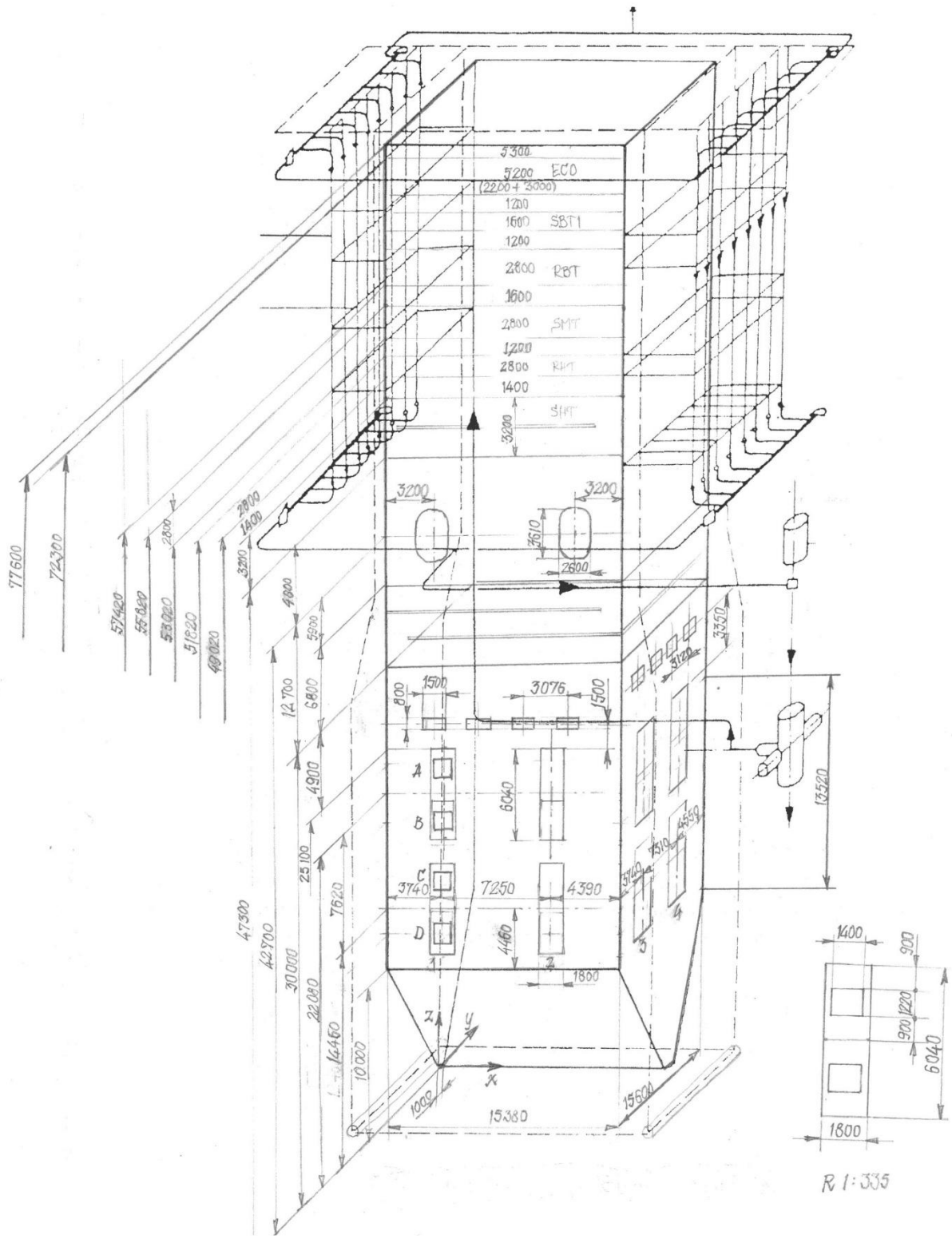
На сликата 4.11 е даден аксонометриски приказ на геометријата, односно конфигурацијата и главните димензии на парогенераторот, користени за подготовка на нумерички модел со примена на CFD техника.

Во суштина, пристапот и концептот на нумеричко моделирање, заснован врз методот на конечни волумени и CFD техниката, во овој случај е сличен на оној применет во

трудовите [53], [54]. Основната геометрија на котелот, вклучително и системот на горилници, е претставена на сл. 4.2, 4.3 и 4.11.



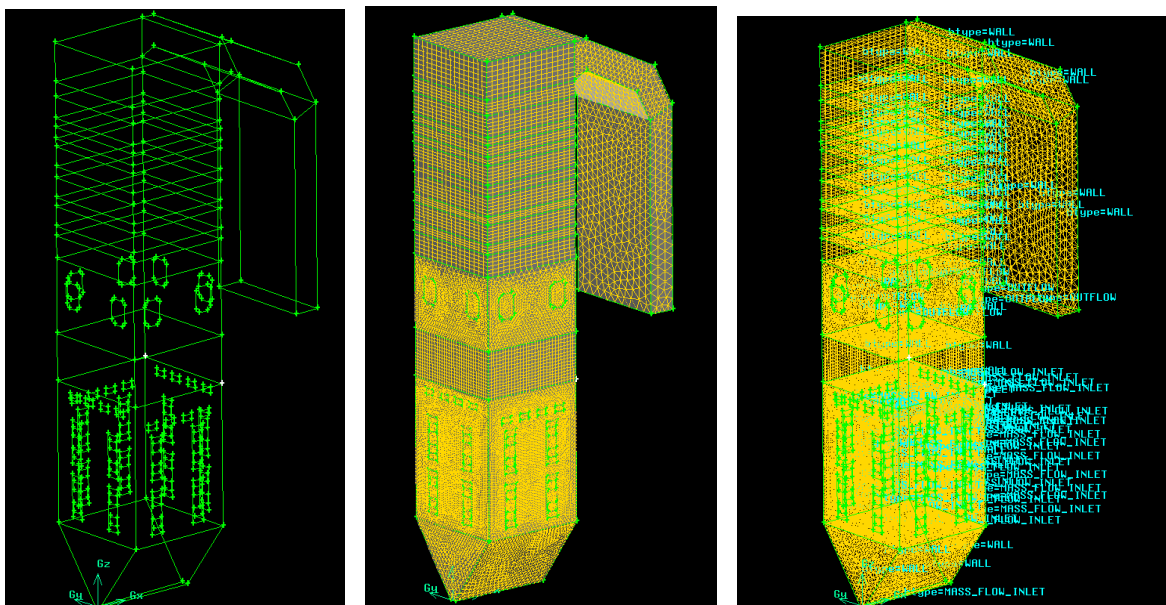
Слика 4. 10. Систем на површини за размена на топлина на генераторот на пара SI-1000



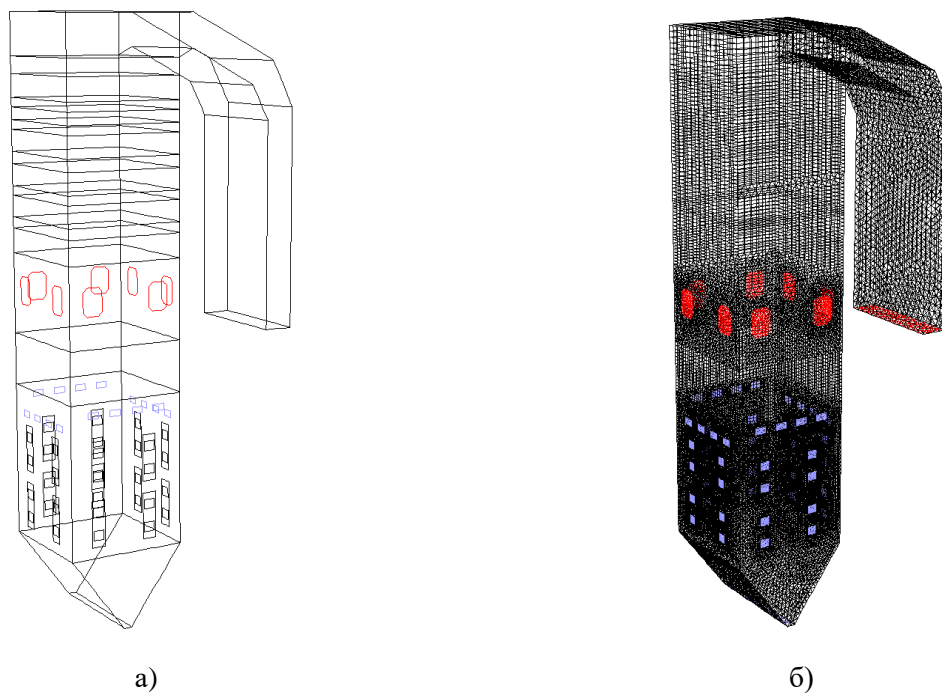
Слика 4. 11. Аксонометриски приказ на конфигурацијата и главните димензии на парогенераторот, користени за подготовка на нумерички модел со примена на CFD техника

Основната геометрија на котелот, вклучително и системот на горилниците, со главните димензии, се дадени на сликите 4.3, 4.10 и 4.11. Нумеричкиот домен го претставува котелското ложиште, горниот дел од парогенераторот со прегревачите, дополнителните

прегревачи и економајзерот, како и гасниот канал што води до ротирачките загревачи на воздух. Приказ на геометријата и на нумеричката мрежа, која е неструктурирана и се состои од 1120000 волуменски ќелии, се презентирани на сликите 4.12 и 4.13. Мрежата е пофина во областите каде што се појавуваат големи градиенти на променливите, како што е зоната близу до горилниците, OFA отворите, рециркулационите отвори итн., а погруба во региони како што е вториот гасен канал. Проверка на чувствителноста на решенијата во зависност од квалитетот (густината) на мрежата беше спроведена со употреба на неколку мрежи со различен број контролни волумени, што е накусо презентирано во продолжение. Со оглед на резултатите, како и од претходните искуства [53], [54], густината на мрежата е доволно добра за да обезбеди решение независно од мрежата, задоволителна конвергенција и точност и, во исто време, да ги исполни барањата во однос на пресметковното време.



Слика 4. 12. Приказ на геометријата на парогенераторот и нумеричката пресметковна мрежа генерирана во предпроцесорот Gambit со приказ на карактеристични површини



Слика 4. 13. Геометрија на генераторот на пареа пренесена за подготовка на CFD модел (а) и нумеричка мрежа (мрежа) пренесена во CFD софтверот (б)

Анализа на независноста на решението од мрежата

Пристапот наведен погоре резултира во единствено решение за дадената мрежа што се користеше во истражувањето. Иако квалитетот на решението се проценува врз основа на следење на вредностите на отстапувањата на остаточните членови (scaled residuals) и точките на следење на резултатите, треба да се осигураме дека решението е исто така независно од мрежната резолуција. Непроверувањето на ова е честа причина за погрешни резултати во CFD процесот, поради што оваа проверка треба да се спроведе барем еднаш за секој тип на проблем со кој се справуваме, така што во следна прилика кога ќе се појави сличен проблем, може да се примени истата или соодветна големина на мрежата.

Еден од начините како да се извршиме проверка за независност на мрежата е прилично праволиниски и претставен е преку следните чекори.

- Чекор 1

Се реализира појдовна симулација со почетната мрежа и се обезбедува конвергенција со остаточни членови до 10^{-4} до 10^{-6} за соодветните променливи, мониторинг точките се стабилни (на пример, средна температура во одреден пресек) и отстапувањето е под 1%. Доколку тоа не е исполнето, мрежата треба да се вситни и да се повтори симулацијата.

- Чекор 2

Откако ќе се исполнат критериумите наведени погоре за конвергенција за првата симулација, мрежата треба да се рафинира вкупно како целина, така што ќе се добијат

пофини ќелии низ целиот домен. Општо, би имале за цел околу 1,5 пати поситна мрежа од почетната (односно околу 1,5 пати поголем број ќелии).

Потоа се спроведува симулацијата и се парви проверка дали преостанатата грешка (остаточните членови) паѓа под 10^{-4} (или 10^{-6} за конкретните променливи што се следат преку остаточни членови) и дека точките на мониторинг се стабилни.

Во овој момент треба да се споредат вредностите на точката на мониторинг од чекорот 2 наспроти вредностите од чекорот 1. Ако се тие исти (во рамките на дозволената толеранција), тогаш густината на мрежата од чекорот 1 може да се смета како доволно точна за да се добие задоволителен резултат.

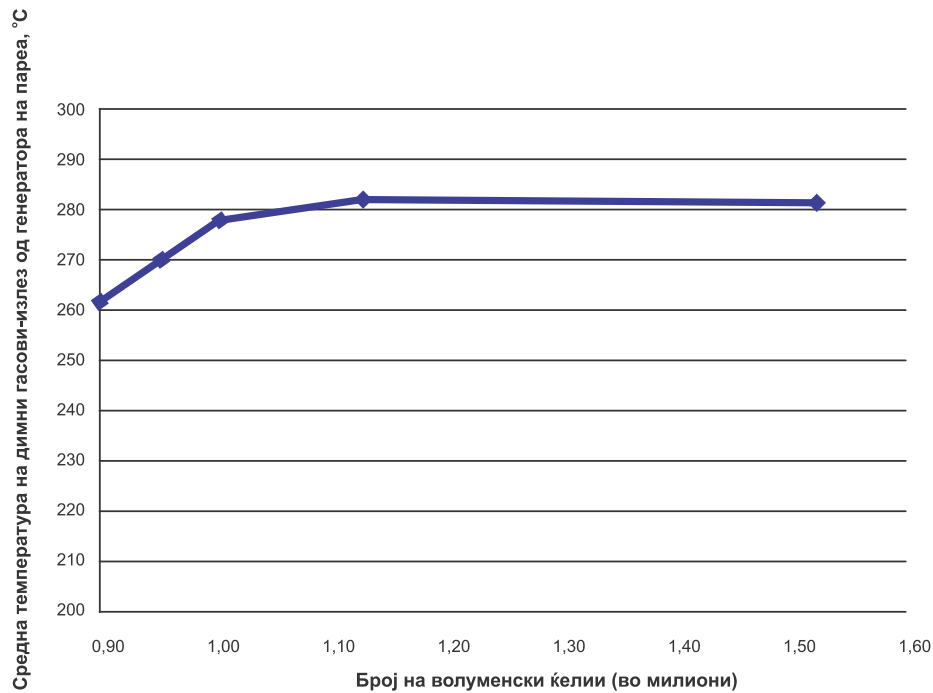
Ако вредноста добиена при чекорот 2 не е во рамките на прифатливите вредности на резултатот од чекорот 1, тогаш ова значи дека решението се менува поради резолуцијата (густината) на мрежата и оттука решението сè уште не е независно од мрежата. Во овој случај, потребно е да се премине кон чекор 3.

- Чекор 3

Ако решението се менува со зголемување на густината на мрежата, решението независно од мрежата сè уште не е постигнато. Во таков случај, потребно е дополнително да се вситни (да се рафинира) мрежата и да се повторува процесот додека не се постигне решение кое е независно од густината на мрежата. Се разбира, се препорачува секогаш да се користи мрежа со најмала густина што дава независно решение (за да се намали потребното компјутерско време на спроведување на симулацијата).

Еден од начините за да се провери дали е решено независно од густината на мрежата е да се нацрта график на добиената мониторирана вредност на одредена променлива наспроти бројот на ќелии во моделот. Ова е илустрирано подолу, каде што имаме неколку резултати од стабилни мониторинг точки за просечната температура на излезот од доменот на генераторот на пареа, што значи, на влезот на ротирачкиот загревач на воздухот (кој не е вклучен во доменот).

Може да се види дека со 800000 волуменски ќелии се добива резултат кој би можел да биде „конвергиран“ за таа одредена мрежа, со остаточен член под 10^{-4} и отстапување под 1%. Со зголемување на резолуцијата на мрежата до 1120000 ќелии, може да се види дека има скок на вредноста на променливата што не е во рамките на претходно дефинираната толеранција (во овој пример +/- 0,5 степени). Со понатамошно зголемување на густината на мрежата може да се види дека симулацијата со 1,2 милиони ќелии резултира со вредност што е во прифатливиот опсег. Ова укажува на тоа дека е достигната вредност на решение што е независна од резолуцијата на мрежата и за понатамошна анализа може да се користи случајот со 1120000 ќелии, бидејќи тоа ќе ни даде резултат во рамките на однапред дефинираната толеранција, сл.4.14.



Слика 4. 14. Илустрација на анализата за проверка на независноста на решението од густината на мрежата

Општо, ложиштето на енергетски парогенератор на јаглен се карактеризира со слабо компресивно турбулентно струење оптоварено со присуство на честички, хемиски реакции и сложени појави на пренос на топлина. За турбуленцијата, се користи стандардниот $k-\omega$ модел како разумен компромис, наместо често користениот $k-\varepsilon$, кој покажува некои слабости кога се применува за струења со изразени скршнувања, како во областа на горилникот или во регионите на рецикулација на гасови. Следниве вредности на константите се користат во транспортните равенки за $k-\omega$ [19]: $\alpha_{\infty}^* = 1$, $\alpha_{\infty} = 0.52$, $\alpha_0 = 1/9$, $\beta_{\infty}^* = 0.09$, $\beta_i = 0.072$, $R_{\beta} = 8$, $R_k = 6$, $R_{\omega} = 2.95$, $\zeta^* = 1.5$, $M_{i0} = 0.25$, $\sigma_k = 2.0$ (турбулентен Pr број за k) и $\sigma_{\omega} = 2.0$ (турбулентен Pr број за ω). Спрегнувањето на брзината и притисокот се постигнува со алгоритмот SIMPLEC [19].

Предвидениот квалитет на мелење на јагленот, меѓу другото, треба да ги исполнува следниве критериуми за остатокот на сито: $R_{1000} < 2\%$ и $R_{90} = 55-60\%$. Што се однесува до основниот случај за нумеричко моделирање, се претпоставува дека дистрибуцијата на честички одговара на равенката Розин-Рамлер, со 10 класи на големина на честички, со среден дијаметар 0,12 mm, со минимален дијаметар 0,020 mm и максимален 1,5 mm. Дефинирани се 32 локации за почеток на следење на честичките, т.е. отвори на горилниците за влез на мешавина од јагленова прашина и воздух (аеросмеса). Максималниот број чекори што се следат во секоја траекторија на честички е 1400, со скала на должина од 0,06 m за секој чекор.

4.4.2. Двофазно турбулентно струење

Како што веќе беше претходно нагласено, податоците за струјното поле се добиваат по нумерички пат со решавање на систем од диференцијални равенки, со дефинирани почетни и гранични услови. Системот се дополнува со соодветни дополнителни равенки со кои се опишуваат други пратечки физички и хемиски процеси и појави. Нумеричките симулации со

помош на CFD моделот даваат јасна слика за процесите и промените што се случуваат во парогенераторот, особено во неговиот ложиштен простор.

Фактот дека при согорување најмалите должини во турбулентните струења се од редот на неколку милиметри, споредени со големите димензии на ложиштата на енергетските котли (во случајов хоризонталните димензии се 15,38 x 15,60 m x m), неопходно е да се направи компромис во поглед на густината на пресметковната мрежа, т.е. големината на контролните волумени, расположливиот компјутерски капацитет и потребното време за реализација на пресметките. Со оглед на тоа дека од примарен интерес е да се определи струјното поле, како помошно средство за добивање целосна слика се користат модели за турбулентно струење. Во голем број случаи барањата целосно ги исполнува релативно едноставниот модел k - ϵ . Меѓутоа, овој релативно груб модел за турбуленција пројавува одредени слабости при примена за струјни процеси со јаки струјни виори, како што се зоните во близина на горилниците. Освен тоа, со овој модел не се опишуваат доволно добро појавите на рецикулација во регионите на аглите на ложиштето.

Поради претходно опишаното, како разумен компромис кај енергетските котли на јагленов прав погоден за примена е стандардниот модел за турбуленција k - ω , кој се покажува подобро во однос на претходно наведените проблеми, а не го комплицира значително целокупниот модел. Во транспортните равенки на моделот k - ω се применети стандардните вредности за константите: $\alpha_{\infty}^*=1$, $\alpha_{\infty}=0,52$, $\alpha_0=1/9$, $\beta_{\infty}^*=0,09$, $\beta_i=0,072$, $R_{\beta}=8$, $R_k=6$, $R_{\omega}=2,95$, $\zeta^*=1,5$, $M_{t0}=0,25$, $\sigma_k=2,0$ (турбулентен Prandtl-ов број за k) и $\sigma_{\omega}=2,0$ (турбулентен Prandtl-ов број за ω).

Генерално, постојат два пристапи за нумеричка симулација на двофазно струење од гасови и цврсти честици. Првиот е Ојлеров (Euler) и со него гасната смеса и честиците (од гориво и пепел) се третираат како континуум. Според другиот пристап, познат како Лагранжов (Lagrange), флуидот, односно гасовите, исто така се третира како компактен, но цврстата фаза се спрегнува во пресметките преку следење на поединечни честици и притоа траекториите што ги претставуваат патеките на движење на групи честици се пресметуваат преку резултанта од сили што дејствуваат врз честиците. Генерално, Лагранжовиот пристап се карактеризира со одредени предности во однос на квалитетно опишување на двофазното струење, особено кај коешто се јавува големо забрзување на честиците. Освен тоа, со овој пристап е релативно едноставна имплементацијата на физички модели за одредени процеси, вклучувајќи согорување на јагленов прав, со одделни важни сегменти, како што се меѓуфазниот пренос на топлина, издвојувањето на испарливи материи итн. Лагранжовиот пристап е особено погоден за двофазни струења со мали концентрации на цврстата фаза во гасната. Со оглед на тоа дека таков е случајот кај котелските постројки на јагленов прав, овој модел, со следење на честиците во Лагранжова референтна рамка, е применет за нумеричка симулација на струењето на двофазниот систем од гасови и цврсти честици. Ефектот на турбуленција врз траекториите на честиците е вкалкулиран преку моделот на стохастичко следење (Stochastic tracking model).

Кога ќе се пренебрегнат одредени надворешни ефекти со минорно влијание, освен триењето и турбуленцијата, равенките на движење на цврстите честици во декартови координати ја имаат следнава форма:

$$\frac{du_p}{dt} = F_D(u_\infty - u_p) + g_x(\rho_p - \rho_\infty) / \rho_p + F_x \quad (4.34)$$

$$\frac{dv_p}{dt} = F_D(v_\infty - v_p) + g_y(\rho_p - \rho_\infty) / \rho_p + F_y \quad (4.35)$$

$$\frac{dw_p}{dt} = F_D(w_\infty - w_p) + g_z(\rho_p - \rho_\infty) / \rho_p + F_z \quad (4.36)$$

$$\frac{dx}{dt} = u_p \quad (4.37)$$

$$\frac{dy}{dt} = v_p \quad (4.38)$$

$$\frac{dz}{dt} = w_p \quad (4.39)$$

Последните три равенки во суштина се равенки на траекторијата, при што индексот p се однесува на честица, а ∞ на струењето на гасната смеса, т.е. на континуираната фаза. Членот од видот $F_D(u_\infty - u_p)$ во претходните равенки претставува сила на носење на единица маса од честицата, а факторот F_D е дефиниран со изразот:

$$F_D = \frac{18\mu}{\rho_p d_p^2} \frac{C_D \text{Re}}{24} \quad (4.40)$$

каде што:

μ [Pa·s] - коефициент на динамичка вискозност на флуидот,

ρ_p [kg/m³] - густина на честицата,

d_p [m] - дијаметар на честицата,

C_D [-] - коефициент на отпор,

Re [-] - релативен Рејнолдсов број, дефиниран со изразот

$$\text{Re} = \frac{\rho d_p |u_p - u_\infty|}{\mu} \quad (4.41)$$

Коефициентот на отпор C_D се изразува во функција од Рејнолдсовиот број преку релацијата

$$C_D = \frac{24}{Re} \left(1 + b_1 Re^{b_2} \right) + \frac{b_3 Re}{b_4 + Re} \quad (4.42)$$

$$b_1 = \exp(2,3288 - 6,4581\phi + 2,4486\phi^2)$$

$$b_2 = 0,0964 + 0,5565\phi$$

$$b_3 = \exp(4,905 - 13,8944\phi + 18,4222\phi^2 - 10,2599\phi^3)$$

$$b_4 = \exp(1,4681 + 12,2584\phi - 20,7322\phi^2 + 15,8855\phi^3)$$

Факторот на формата ϕ е дефиниран со односот

$$\phi = S_{sp} / S_p \quad (4.43)$$

S_{sp} [m²] - плоштина на сфера со идентичен волумен како разгледуваната честица,

S_p [m²] - реална плоштина на честицата.

За факторот на формата во овој труд е користена вредност $\phi = 0,95$.

Претходно опишаната формулација на движење на дискретната (цврстата) фаза, односно на честичките од гориво и пепел во котелското ложиште се базира врз претпоставката дека концентрацијата на секундарната фаза е доволно мала, од што следува дека интеракциите помеѓу честичките може практично да се пренебрегнат.

Опфаќање на движењето на дискретна фаза со CFD

Нумеричка симулација на согорување на јаглен во прашкеста состојба, вклучува моделирање на проток на гасната фаза и нејзина интеракција со дискретна фаза на јагленови честички. Честичките од јаглен се карактеризираат со нееднаква дистрибуција во однос на нивната големина, со дијаметар од 0 до неколку стотици μm , некои дури и до 2-3 mm. Зависноста на остатоците од честичките на јагленот од сито со различна големина (R_x) од димензиите на честичките (x) се нарекува гранулометриска карактеристика и ја дава дистрибуцијата на големината на честичките на јагленовата прашина. Анализата на резултатите од многу експерименти со различни цврсти горива покажува дека кривите на распределбата на големината на честичките соодветствуваат и можат да бидат добро претставени со изразот на Rosin-Ramler-Spriling (RRS):

$$R_x = 100 \exp(-bx^n) \quad [\%] \quad (4.44)$$

кадешто:

x [μm] - димензија на отворите на ситото,

b [-] - кефициент на финоста на мелењето; вредноста на b изнесува од 0,004 во случај на крупни честички, до 0,04 за ситна прашина,

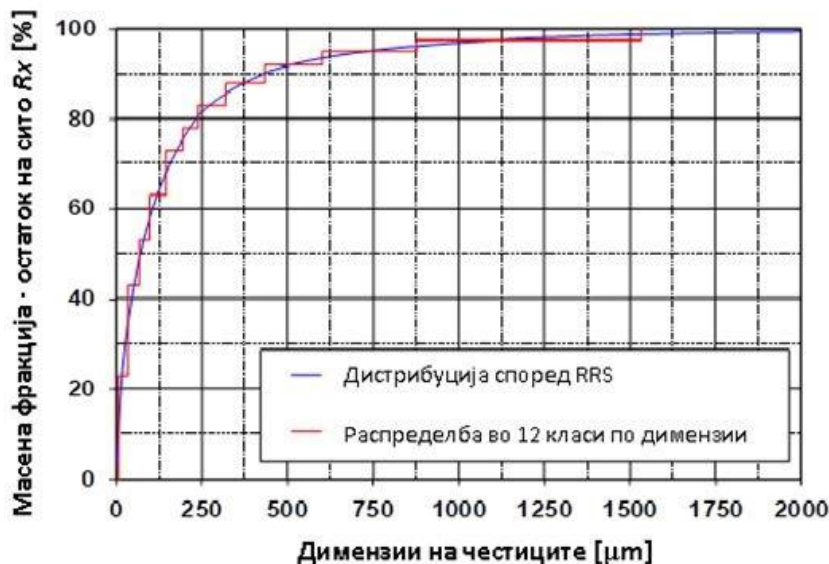
n [-] - коефициент на полидисперзност (ја претставува структурата на јагленовиот прав во однос на димензиите).

Ако претходниот израз се логаритмира двапати, тогаш гранулометриската карактеристика може да се претстави и во логаритамски координати

$$\log \ln \frac{100}{R_x} = n \log x + \log b \quad (4.45)$$

Според овој израз, гранулометриската карактеристика може да се претстави со функција на права чиј коефициент на правец е n , а $\log b$ е исечок на ординатната оска.

Во случајот на предметното истражување, полидисперзната дистрибуција на горивните честици е апроксимирана со функцијата на Розин-Рамлер-Сприлинг, дефинирана со 12 вредности на дијаметрите, со среден дијаметар на честиците $d_{p,m} = 70 \div 250 \mu\text{m}$, минимален дијаметар $20 \mu\text{m}$, максимален дијаметар $2000 \mu\text{m}$ и со коефициент на полидисперзност 3,5. Типична гранулометриска карактеристика со интервали на дискретни вредности за горивото усвоено во моделот и во пресметките е прикажана на сл. 4.15.



R>2000 μm	0,7 %
R>1000 μm	3,0 %
R> 500 μm	8,2 %
R> 250 μm	18,5 %
R> 150 μm	31,3 %
R> 90 μm	44,3 %

Слика 4. 15. Гранулометриска карактеристика на горивото, според која е реализиран моделот и пресметките (нумеричките симулации)

Базичните влезни параметри што ја дефинираат дискретната фаза, односно горивните честици во рамките на моделот се даден во таб. 4.7. Предвидени се 32 појдовни локации на горивни честици како влезни површини, т.е. влезни отвори на горилниците, распоредени по 4 на секој горилник. Тоа одговара на реална распределба на влезни отвори за аеросмеса кај парогенераторот.

При пресметката на секоја траекторија на честицата максималниот број чекори е 1200. Тоа значи дека доколку горивната честичка од класата што се анализира не согори целосно или не го напушти пресметковниот домен, по изминатиот број чекори (1200), нејзиното следење завршува. Бројот на чекори е избран врз основа на согледувањата и сознанијата од реализацијата на појдовните пресметки и симулации.

Табела 4. 7. Податоци за патеките на горивните честици

Параметар	Вредност
Број на појдовни локации на горивните честици	32
Максимален број чекори во секоја траекторија	1200
Приближна должина на секој чекор	~0,06 m
Број на дијаметри на честици	12

4.4.3. Моделирање на согорувањето

Параметрите што ја дефинираат деволатилизацијата и согорувањето на јагленот, користени во моделот, се дадени во табелата 4.8 [54]. Поради недостаток на податоци за карактеризација на лигнитот од јагленовите лежишта на Косово, во оваа анализа се користи екстраполација на податоците за кинетика на согорување поврзани со други балкански лигнити со сличен состав и својства.

Табела 4. 8. Својства на јагленот важни за кинетиката на согорувањето [54]

а) Податоци за ослободување на испарливите материи (деволатилизација)		
Модел за деволатилизација – two competing rates		
Параметар	1 st rate	2 nd rate
- предекспоненцијален фактор	$2.0 \cdot 10^5 \text{ s}^{-1}$	$1.3 \cdot 10^7 \text{ s}^{-1}$
- енергија на активација, J/kmol	$7.50 \cdot 10^7$	$1.45 \cdot 10^8$
- фактор на влијателност	0.3	1.0
б) Својства за согорување на честиците		
Густина	1250 kg/m ³	
Специфичен топлински капацитет	– полиномен профил	
Топлинска спроводливост	0.045 W/mK	
Константа на интензитет на масена дифузија	$4.5 \cdot 10^{-12}$	
Предекспоненцијален фактор на кинетички интензитет	0.002	
Енергија на активација	$7.25 \cdot 10^7 \text{ J/kmol}$	

Бидејќи согорувањето на јаглен во прав вклучува интеракција помеѓу континуираната фаза (гасна смеса) и дискретна фаза (честички), хемиските реакции се моделираат со употреба на пристапот фракција на смеса / функција на густина на веројатност (MF / PDF - mixture fraction / probability density function) [20]. Освен тоа, применета е целосна рамнотежна хемија, под претпоставка дека смесата со PDF од две струи се состои од 20 хемиски компоненти. Интеракцијата турбуленција-хемија е моделирана со употреба на двојна-делта функција PDF. Алгоритам, базиран на минимизирање на слободната енергија на Гибс, се користи за пресметување на фракциите на компонентите [20].

4.4.4. Моделирање на преносот на енергија со зрачење

Котелско ложиште за согорување на јаглен во прашкеста состојба е пример за простор со двофазен емисивно апсорбирачки и расејувачки медиум. Изборот на најсоодветен модел за пренос на топлинско зрачење во одредени услови зависи од различни фактори, како што се оптичката дебелина на слојот што зрачи, можноста за вклучување на ефектите на расејување и емисивност, начинот на кој моделот ги третира ефектите од присуството на дискретна фаза и однесувањето на моделот во случај на медиум со локализирани извори на топлина [18]. Во овој случај, се користи моделот P-1, како поедноставена диференцијална апроксимација на P-N моделот, бидејќи тој ефикасно го опфаќа влијанието на дискретната фаза присутна во котелското ложиште, вклучително и размената на топлинско зрачење помеѓу гасот и честичките [21].

Моделот P-1 го вклучува влијанието на расејувањето и емисивноста и е корисен за простори што се карактеризираат со релативно голема оптичка дебелина. Дополнително, тој има одредени специфични предности во однос на другите модели за третирање на пренос на енергија со зрачење во сива апсорбирачка и емитувачка средина со присуство на честички. Тој е релативно едноставен, ја третира равенката на радијациониот трансфер како равенка на дифузија и може лесно да се примени за сив медиум кој содржи апсорбирачки, емитувачки и расејувачки честички во комплицирани геометрии. Коефициентот на апсорпција за гасната смеса е дефиниран со употреба на моделот средна сума на сиви гасови (WSGGM) [22]. as a compromise between the over-simplified gray gas model and a complete model that takes into account particular absorption bands. The path length is calculated according to the mean-beam-length approach, based on an average dimension of the domain. The effect of the soot concentration on the radiation absorption coefficient is also included in the simulation. Ефектот на концентрацијата на саѓи врз коефициентот на апсорпција на зрачење е исто така вклучен во симулациите.

Општо за моделот на сферни хармоници P-1

Моделот за зрачење P-1 е поедноставена варијанта на општиот модел P-N, заснован на експанзија на интензитетот на зрачење I во ортогонална серија на сферични хармоници. Тој пројавува одредени предности во однос на другите модели за зрачење. Според поставките на овој модел, равенката на пренос на енергија со зрачење е дифузна равенка, што е релативно лесно да се реши со достапните нумерички техники. Ефектот на присуство на цврста фаза, како и ефектот на расејување се вклучени во рамките на моделот, што е негова значајна предност во споредба со многу посложени и феноменолошки понапредни модели. Во инженерските апликации, кадешто е присутен и процес на согорување и каде оптичката дебелина на слојот што зрачи е голема, се покажува дека моделот P-1 дава задоволителни резултати. Покрај тоа, овој модел може лесно да се примени во случај на релативно комплицирани геометрии.

Покрај горенаведените предности, моделот P-1 има и одредени ограничувања. Меѓу другото, овој модел се заснова врз претпоставката дека сите површини се дифузни, што значи дека рефлексија на инцидентно (паднавачко) зрачење од одредена површина е изотропна во однос на даден просторен агол, што во реалноста не е секогаш исполнето. Покрај тоа, доследната имплементација на овој модел претпоставува таканаречено сиво

зрачење. Затоа, во зависност од сложеноста на геометријата на пресметковниот домен, со намалување на оптичката дебелина на зрачечкиот слој, точноста на пресметката може да се намали. Конечно, треба да се напомене дека моделот P-1 има тенденција да дава поголеми вредности за флуksот на зрачење од локализиран извори на топлина.

Основни равенки на моделот P-1

Како што претходно споменаваме, моделот P-1 е поедноставена форма на поопштиот P-N модел, кој се базира врз развивање на интензитетот на зрачење I во ортогонална серија на сферични хармоници. Ако само четири члена од серијата се сметаат за влијателни, тогаш се добива следниов израз за флуksот на топлинско зрачење:

$$q_r = -\frac{1}{3(a + \sigma_s) - C\sigma_s} \nabla G \quad (4.46)$$

каде што a означува коефициент на апсорпција, σ_s претставува коефициент на расејување, G е енергија на локално паднувачко зрачење, а C е коефициент на линеарно-анизотропна фазна функција, кој е елабориран во понатамошниот текст. Со воведување на параметарот Γ :

$$\Gamma = \frac{1}{3(a + \sigma_s) - C\sigma_s} \quad (4.47)$$

претходниот израз ја добива следнава форма

$$q_r = -\Gamma \nabla G \quad (4.48)$$

Дивергенција на векторот на флуks на зрачење во равенката за одржување на енергијата, $-\nabla \mathbf{q}_r$, го дава нето „ефлуksот“ на зрачечка енергија од единичен контролен волумен во единица време, преку сите бранови должини.

Во сив медиум, дивергенцијата на векторот на флуksот на зрачење на локацијата \mathbf{r} , $\nabla \mathbf{q}_r(\mathbf{r})$, во равенката за одржување на енергијата може да се пресмета со изразот

$$\nabla \mathbf{q}_r(\mathbf{r}) = \alpha(\mathbf{r}) [4E_o(\mathbf{r}) - G(\mathbf{r})] \quad (4.49)$$

во кој:

$\alpha(\mathbf{r})$ е коефициент на апсорпција на гасниот медиум на локација дефинирана со векторот \mathbf{r} , $E_o(\mathbf{r}) = \pi I_o(\mathbf{r}) = \sigma T^4(\mathbf{r})$ е локална емитирана енергија во единица време (емисиска моќност) на црно тело и

$G(\mathbf{r})$ е енергија на локално паднувачко зрачење.

Енергијата на локалното паднувачко зрачење $G(\mathbf{r})$ се поврзува со равенката на пренос на енергија со зрачење преку релацијата

$$G(\mathbf{r}) = \int_{\omega=4\pi} I(\mathbf{r}, \mathbf{s}) d\omega \quad (4.50)$$

Со тоа, равенката за пренос на енергија, со која се одредува интензитетот на зрачење преку локалното паднувачко зрачење G , ја добива следнава форма

$$\nabla(\Gamma \nabla G) - \alpha G + 4\alpha \sigma T^4 = 0 \quad (4.51)$$

кадешто σ е константата на Стефан-Болцман.

Со комбинирање на равенствата (4.47) до (4.51) се добива:

$$-\nabla \mathbf{q}_r = \alpha G - 4\alpha\sigma T^4 \quad (4.52)$$

Членот $-\nabla \mathbf{q}_r$ може директно да се замени во енергетската равенка за опфаќање на преносот на топлина со зрачење.

Во рамките на моделот за пренос на енергија со зрачење P-1 е вклучена можноста за опфаќање на појавата на анизотропно расејување преку линеарна фазна функција [79].

Ефекти од присуството на цврсти честички во гасната струја

Во сеопфатен конзистентен модел на комора (ложиште) за согорување на цврсти горива во прав, треба да се посвети посебно место на третманот на присуството на цврсти честички во протокот на основната гасна средина. И покрај фактот дека присуството на дисперзирана фаза како волуменска фракција е релативно мало во однос на вкупниот волумен на гас, потребно е да се вклучи и неговото влијание врз протокот и особено врз преносот на топлина со зрачење. Проучувањето на топлинското зрачење од јагленова прашина, како и од пламен што зрачи како резултат на термичко распаѓање (декомпозиција) на јаглеводородни соединенија, наметнува потреба за пресметување на зрачење од облак од честички. Пламенот со присуство на јагленова прашина содржи честички со димензии од $20 \div 30 \mu\text{m}$ до $0,3 \div 0,5 \text{ mm}$, чиј состав варира почнувајќи од висок процент на јаглерод, до речиси чиста пепел.

За сива, апсорбирачка, емитувачка и расејувачка средина што содржи апсорбирачки, емитувачки и расејувачки честички, равенката за пренос на паднувачко зрачење G гласи:

$$\nabla(\Gamma \nabla G) + 4\pi \left(\alpha \frac{\sigma T^4}{\pi} + E_p \right) - (\alpha + \alpha_p)G = 0 \quad (4.53)$$

кадешто E_p е еквивалентен коефициент на емисивност на честичките, дефиниран со изразот

$$E_p = \lim_{V \rightarrow 0} \sum_{n=1}^N \varepsilon_{pn} A_{pn} \frac{\sigma T_{pn}^4}{\pi V} \quad (4.54)$$

а α_p е еквивалентен коефициент на апсорпција:

$$\alpha_p = \lim_{V \rightarrow 0} \sum_{n=1}^N \varepsilon_{pn} \frac{A_{pn}}{V} \quad (4.55)$$

Во последните равенки ε_{pn} е емисивност, A_{pn} е проектирана површина, а T_{pn} е температура на честицата n . Сумата се однесува на N честици во границите на волуменот V .

Проектираната површина A_{pn} на честицата n е дефинирана со изразот

$$A_{pn} = \pi D_{pn}^2 / 4$$

кадешто D_{pn} е дијаметар на честицата.

Величината Γ во равенката (4.53) се определува со релацијата

$$\Gamma = \frac{1}{3(a + a_p + \sigma_p)} \quad (4.56)$$

кадешто еквивалентниот фактор на расејување на честичките σ_p е дефиниран со изразот

$$\sigma_p = \lim_{V \rightarrow 0} \sum_{n=1}^N (1 - f_{pn})(1 - \varepsilon_{pn}) \frac{A_{pn}}{V} \quad (4.57)$$

и се пресметува во текот на следењето на траекторијата на честичката. Членот f_{pn} претставува фактор на расејување што се однесува на n -тата честичка.

Изворите или понорите на топлина поради зрачење на цврстите честички се вклучуваат во енергетската равенка преку релацијата

$$-\nabla q_r = -4\pi \left(a \frac{\sigma T^4}{\pi} + E_p \right) + (a + a_p)G \quad (4.58)$$

Моделирање на коефициентот на емисивност со модел на средна сума на сиви гасови

Една од основните претпоставки, со цел да се добијат точни резултати во моделирањето на процесите и системите на согорување, е воспоставување реална претстава за карактеристиките на двофазниот медиум (гасови и честички). Во принцип, доминантно влијание врз преносот на топлина во инфрацрвениот регион на спектарот во ложишниот простор на котелот имаат CO_2 , H_2O (водна пара) и честичките суспендирани во гасната смеса. Во случај на согорување на цврсти горива, покрај N_2 , O_2 , SO_2 , CO_2 и H_2O , гасната струја содржи пепел, како и делумно и целосно неизгорени честички на гориво. Додека N_2 и O_2 , како гасови со 2-атомни молекули, може да се сметаат за речиси целосно транспарентни за зраците, емисијата и апсорпцијата на зрачечката енергија од 3-атомните гасови (CO_2 , H_2O и SO_2) се јавуваат во одредени региони на брановата должина на зраците и емисијата и апсорпцијата на цврстите честички се рефлектираат во рамките на целиот спектар.

Вкупната емисивност на гсмесата од гасови - продукти на согорувањето може да се претстави со изразот:

$$\varepsilon(T, s) = \frac{1}{\sigma T^4} \int_0^{\infty} E_\lambda(T) [1 - \exp(-k_i p s)] d\lambda \quad (4.59)$$

кадешто s е ефективна дебелина на гасниот слој што зрачи, E_λ е Планкова спектрална дистрибуција на емисивна моќност, σ е константа на Стефан-Болцман и k_i е коефициент на апсорпција на i -тата гасна компонента.

Едноставен и најчест начин да се претстават карактеристиките на емисија на дадениот гасен медиум е примена на изразот за емисија на сив гас:

$$\varepsilon_g = 1 - \exp(-k_i p s) \quad (4.60)$$

Овој пристап дава прифатливи резултати за релативно груби пресметки. Моделот на средна сума на сиви гасови (WSGGM) претставува најповолен компромис помеѓу значително поедноставениот модел на сив гас и целосно моделирање, кој ги зема предвид индивидуалните појаси на апсорпција [79]. Врз основа на овој модел, вкупната емисивност може да биде претставена со релацијата

$$\varepsilon = \sum_{i=0}^n w_{\varepsilon,i}(T) [1 - \exp(-k_i p s)] \quad (4.61)$$

во која коефициентот $w_{\varepsilon,i}$ е тежински фактор во вкупната емисивност за i -тата гасна компонента, кој зависи од составот на смесата и од T ; членот во средната заграда претставува емисивност на i -тата компонента; k_i е коефициент на апсорпција на i -тата компонента; p е сума од парцијални притисоци на апсорбирачките гасови и s е ефективна дебелина на гасниот слој што зрачи.

Коефициентот $w_{\varepsilon,i}$ е дефиниран со изразот:

$$w_{\varepsilon,i} = \frac{1}{\sigma T^4} \int_{k=k_n} E_{b,\lambda}(T) d\lambda \quad (4.62)$$

за чија примена се потребни дополнителни податоци. За практични пресметки, зависноста на $w_{\varepsilon,i}$ од T обично се прикажува со апроксимација во форма на полиномна функција:

$$w_{\varepsilon,i} = \sum_{j=1}^J b_{\varepsilon,i,j} T^{j-1} \quad (4.63)$$

кадешто $b_{\varepsilon,i,j}$ се коефициенти на полиномот, кои се определени врз основа на експериментално одредени вредности за $w_{\varepsilon,i}$ [108].

Коефициент на апсорпција

Заради поедноставување на проблемот, наједноставно е да се претпостави дека коефициентот на апсорпција на зрачењето од одредена површина е $\varepsilon = \alpha$, што е оправдано во повеќе реални случаи.

Во општ случај, вкупниот варијабилен коефициент на апсорпција на гасна смеса може да се одреди со примена на израз со аналогна форма како и за емисивноста:

$$a = \sum_{i=1}^n w_{\alpha,i} [1 - \exp(-\alpha_i p s)] \quad (4.64)$$

Во овој случај, дефинирањето на вредноста на тежинските фактори на компонентите $w_{\alpha,i}$ се прави врз основа на температурата на изворот на зрачењето T_s :

$$w_{\alpha,i} = \sum_{j=1}^J b_{\alpha,i,j} T_s^{j-1} \quad (4.65)$$

иако реално тој зависи и од температурата на гасот, односно $w_{a,i}=f(T, T_s)$.

Во упростена форма, коефициентот на апсорпција се одредува со помош на изразот:

$$a = -\ln(1-\varepsilon)/s \quad (4.66)$$

кадешто емисивноста на гасната смеса ε се пресметува според пристапот изложен за методот на средна сума на сиви гасови (WSGGM). Ефективната дебелина нагасниот слој што зрачи s во овој труд се одредува како средна должина на простирање на зраците во ложишниот простор, односно

$$s = 3,6A_{fw/zw}/V_{f/z},$$

кадешто $A_{fw/zw}$ и $V_{f/z}$ се вкупна плоштина на граничните површини на волуменот и самиот волумен што зрачи:

(1) Кога се прави пресметка што се однесува за ложишниот простор како целина, како и во рамките на CFD моделот, тогаш плоштината $A_{fw/zw}$ се одредува како сума од сите преградни површини на ложиштето $A_{fw/zw} = A_{fw}$, а $V_{f/z}$ е вкупниот волумен на ложиштето, т.е. $V_{f/z} = V_f$.

(2) Во случај на зонска термичка пресметка, тогаш плоштината $A_{fw/zw}$ се одредува како сума од сите преградни површини на конкретната зона $A_{fw/zw} = A_{zw}$, а $V_{f/z}$ е вкупниот волумен на зоната, т.е. $V_{f/z} = V_z$.

Ефект на присуство на саѓи и други честици врз коефициентот на апсорпција

Доколку присуството на саѓи и други честици во ложишниот простор е значително, како што е случајот кај котелските ложишта на јагленов прав, мора да се земе нивното влијание врз коефициентот на апсорпција. Ефективниот коефициент на апсорпција на дисперзната средина од гасови и честици се определува како сума од коефициентите на апсорпција за гасовите ($a = a_g$) и за саѓите (a_s):

$$a_{s+g} = a_g + a_s \quad (4.67)$$

кадешто $a_g = a$ е коефициент на апсорпција на гасовите без саѓи, кој се пресметува според моделот на средна сума на сиви гасови (WSGGM)

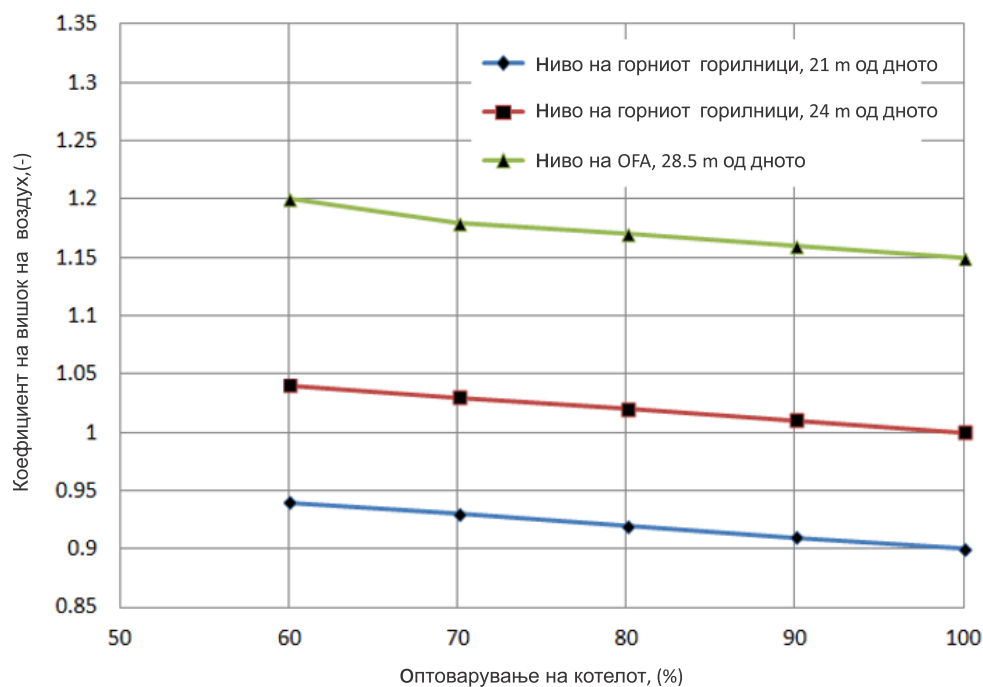
$$a_s = b_1 c_m [1 + b_T (T - 2000)] \quad (4.68)$$

Коефициентите b_1 и b_T ги имаат следниве вредности:

$$b_1 = 1232,4 \text{ m}^2/\text{kg} \text{ и } b_T \approx 4,8 \cdot 10^{-4} \text{ 1/K}, \quad (4.69)$$

а c_m претставува концентрација на саѓи (во kg/m^3).

Протокот на воздух, односно вишокот воздух во оптималниот случај на симулациите со подготвениот модел, со оглед на имплементираниот OFA систем, е усогласен во согласност со вредностите презентирани со дијаграмот на слика 4.16. Другите случаи вклучуваат режими на работа со поголем вишок воздух, кои се поблиску до реалните практики на работа на котелот.



Слика 4. 16. Промена на вишокот воздух во однос на оптоварувањето на котелот, како што е земена во пресметките во оптимален случај на распределба

4.4.5. Реализација на нумерички симулации и добивање почетни резултати

Симулацијата на согорувањето на јаглен во прашкеста состојба вклучува моделирање на интеракцијата помеѓу континуираната гасна фаза и дискретна фаза на честички од јаглен со микрометарски димензии. Во рамките на докторскиот труд, хемиските компоненти што учествуваат во процесот на согорување и хемиските реакции се моделираат со употреба на пристапот на фракцијата на смесата / функција на густината на веројатноста (mixture fraction/probability density function - MF / PDF), поставен за два протоци: (1) воздух и тврда фаза и (2) испарливи материи [68], [53], [52]. Применета е комплетна рамнотежна хемија, како во [54], [53], [52], под претпоставка дека смесата со две PDF струи се состои од 20 хемиски компоненти. Едната смеса се однесува на коксниот остаток, а другата на испарливите материи од горивото. Интеракцијата турбуленција-хемија е моделирана со употреба на двојна-делта PDF. За пресметување на молските фракции на хемиските видови се користи алгоритам заснован на минимизирање на слободната енергија на Гибс [68].

4.5. МЕТОД ЗА ПРЕСМЕТКА НА ЕМИСИЈАТА НА NO_x

Главните азотни загадувачи генерирани од постројките за согорување се азот оксид (NO) и азот диоксид (NO₂), заедно познати како NO_x. Кај генераторите на пара на фосилни горива NO_x првенствено се формираат како термички и горивни NO_x, а помал дел како брзи (промптни) NO_x. Формирањето на термички NO_x е директно зависно од локалната температура на пламенот и времето на престој на продуктите на согорување во зоната на согорување, додека температурното ниво (максималните температури) и количеството азот во горивото и кислородот достапни во главната зона на согорување го одредуваат нивото на

горивни NO_x. Постапката за пресметување на концентрацијата на NO_x во продуктите од согорувањето што е применета во овој труд е прилагодена и надградена врз основа на методот предложен во трудот [66] и така модифицирана се применува на секоја зона од котелското ложиште.

Највисоката температура во главната зона на согорување се пресметува како средна вредност помеѓу адијабатската температура на согорување и температурата на гасот на излезот од зоната:

$$T_M = 0.5(T_{ad} + T_{z,ex}) \quad (4.70)$$

Температурниот интервал во кој доаѓа до реакции на интензивно формирање на NO_x е дефиниран со релацијата [66]:

$$\Delta T_r = \frac{(T_M)^2 \cdot 10^{-5}}{0.614 + T_M \cdot 10^{-5}} = \frac{(1679.5)^2 \cdot 10^{-5}}{0.614 + 1679.5 \cdot 10^{-5}} = 44.72 \text{ K} \quad (4.71)$$

Средната температура на продуктите на согорувањето во главната зона на согорувањето е дефинирана како:

$$T_{g,m} = 0.84[(T_M)^4 + (T_{z,ex})^4]^{0.25} \quad (4.72)$$

Времето на престој на продуктите од согорувањето во главната зона на согорување се определува според изразот:

$$\tau_{rt} = \frac{273\xi}{q_V T_{g,m} \nu_g \lambda_b (1 + x_r)} \quad (4.73)$$

кадешто ξ е степен на исполнетост на анализираната зона со продукти на согорување; q_V е волуметриско топлинско оптоварување на главната зона на согорување, $q_V = \beta_c B_f (NCV) / V_z$; β_c претставува ефикасност на согорувањето, односно дел од горивото што согорело во разгледуваната зона во однос на вкупно внесеното гориво; λ_b е коефициент на вишок на воздух во зоната за согорување $\lambda_b = \lambda_f - 0.5 \Delta \lambda_f$, λ_f е коефициент на вишок на воздух на излезот од разгледуваната зона, а $\Delta \lambda_f$ е прираст на коефициентот на вишок на воздух и $\nu_g = 0.278 + 0.001 W$ (во m³/MJ) е релативен специфичен волумен на гасовите.

Пресметковното време неопходно за одвивање на реакциите на формирање на NO_x е [66]:

$$\tau_r = \frac{\Delta T_r}{T_{ad} - T_{A^*}} \left(\frac{q_A L}{300} \right)^{0.5} \quad (4.74)$$

кадешто: $q_A = \text{ВН}u/a_1 b_i$: специфично топлинско оптоварување на напрекниот пресек на ложиштето

L: периметар на ложиштето

T_{A^*} : Апсолутната температура на гасовите на излезот од ложиштето

Теоретското време неопходно за да се постигне рамнотежна концентрација на NO при температура T_M е [17]:

$$\tau_o = 0.024 \exp\left(\frac{54290}{T_M} - 23\right) \quad (4.75)$$

Средната концентрација на O_2 (во kg/m^3) во главната зона на согорување се одредува со примена на изразот:

$$C_{O_2} = \frac{0.21V_{a,min}[(\lambda_b - 1) + x_r(\lambda_{g,r} - \lambda_b)]\rho_{O_2}}{[V_{g,t} + 1.0161(\lambda_b - 1)V_{a,min}](1 + x_r)} \quad (4.76)$$

Вредностите на претходно наведените варијабли во другите зони се пресметуваат врз основа на соодветните средни и влезни/излезни параметри за тие зони.

Концентрацијата на термички NO_x (во g/m^3 , пресметани како NO_2) во продуктите од согорувањето на излезот од главната зона на согорување е дефинирана со изразот [17]:

$$C_{NO_{2,t}} = 7.03 \cdot 10^3 \cdot C_{O_2}^{0.5} \exp\left(-\frac{10860}{T_M}\right) \frac{\tau_r}{\tau_o} \quad (4.77)$$

Вкупната комбинирана концентрација на горивни и брзи (промптни) NO_x (во g/m^3 , пресметани како NO_2), имајќи предвид дека просечната содржина на азот во горивото (на работна основа) е N^{ar} (%) се пресметува со изразот:

$$C_{NO_{2,f}} + C_{NO_{2,p}} = 1.25 \cdot (0.40 - 0.1N^{ar})N^{ar} \left(\frac{\lambda_b + x_r}{1 + x_r}\right)^2 \left(\frac{T_M - 800}{1000}\right)^{0.33} \quad (4.78)$$

Вкупната концентрација на NO_x (во g/m_n^3) во продуктите на согорувањето се добива како сума:

$$C_{NO_2} = C_{NO_{2,t}} + C_{NO_{2,f}} + C_{NO_{2,p}} \quad (4.79)$$

При работа на котелот со намален капацитет, $D < D_M$, вкупната концентрација на азотни оксиди (NO_x) се проценува според изразот:

$$(C_{NO_2})_D = C_{NO_{2,t}}(D/D_M) + (C_{NO_{2,f}} + C_{NO_{2,p}})(D/D_M)^{0.5} \quad (4.80)$$

4.6. КРИТЕРИУМИ ЗА ОПТИМИЗАЦИЈА

Моделирањето на термичките процеси и формирањето на азотни оксиди кај енергетските парогенератори на цврсто гориво претставува исклучително комплексно прашање. Комплексноста произлегува од неопходноста за опфаќање на голем број меѓусебно зависни процеси, појави и феномени. Комбинираниот метод што е применет во овој труд овозможува не само да се истражуваат фундаменталните карактеристики на процесите и појавите кај енергетските парогенератори, туку и да се добијат насоки за

подобрување на енергетската и ексергетската ефикасност и намалување на влијанието врз околината, коишто би воделе и кон оптимизација на одвивањето на процесот во постројката.

Со утврдување на контурите на моделот, првото нешто што треба да се направи е да се процени логиката и реализмот на резултатите добиени од инницијално формулираниот математички модел. Тоа се прави со споредба на резултатите од моделот со резултати од мерења на генератори на пареа во реални работни услови. откако ќе се спроведе прилагодување и дотерување на моделот, како и негово стабилизирање, релативно е лесна неговата понатамошна примена за различни режими на работа на котелот. Со промена на почетните работни параметри и на одредени гранични услови, можно е да се извлечат голем број различни опции, работни режими, технички решенија итн., за задоволително краток временски период. Врз основа на анализата на резултатите од симулациите, според одредени енергетски и еколошки критериуми, се избираат оптимални услови за работа или технички решенија.

Методолошкиот пристап за анализа на термички процеси презентираан во овој труд дава можности за оптимизација на работните карактеристики на енергетски котелски постројки на јагленова прашина врз основа на неколку главни критериуми:

- 1) Геометриски карактеристики на ложишниот простор, распоредот на горилниците и на отворите за секундарен и дополнителен (терцијарен) воздух.
- 2) Оптимизација на положбата на пламенот, како и на насоката на влезните струи - аеросмеса и воздух. Тоа овозможува постигнување оптимална распределба на температурното поле (температурниот профил), како и на топлинскиот флукс кон топлиноизменувачките површини за одреден работен режим.
- 3) Оптимална организација на процесот на согорување, во насока на различни опции на довод на гориво и воздух, односно распределбата на гориво и воздух по височината на ложишниот простор, што ја определува зоната на најинтензивно согорување. Со тоа се влијае врз карактерот на степенестото согорување и се овозможува намалување на загубата поради нецелосно согорување, како и врз минимизација на концентрацијата на NO_x .
- 4) Избор на оптимални брзини на внесување на аеросмесата, секундарниот и дополнителниот воздух (преку OFA отворите). Преку задавање на различни вредности на брзината на воздухот и на аеросмесата на влезните отвори, како и со промена на насоката (аголот) на струење, се доаѓа до оптимален распоред на брзини и насоки, со цел да се постигне очекуваната тангенцијална слика на струење во централниот дел од ложишниот простор.
- 5) Оптимизација на гранулометриските карактеристики на горивото, односно оптимирање на трошоците и квалитетот на мелењето во однос на ефикасноста на процесот на согорување. Оптимизација на подготовката (мелењето и сушењето) на горивото, со цел да се постигнат соодветни гранулометриски карактеристики и влажност на горивото. Можноста за дефинирање и промена на гранулометриската карактеристика и содржината на влага во горивото, како влезни податоци во моделот, овозможува дефинирање на оптимален квалитет на мелење на јагленот

врз основа на ефикасноста на согорувањето и економичноста на системот за подготовка, особено на мелниците.

- б) Оптимизација врз основа на критериуми за влијание врз околината. Во овој случај, со анализа на варијантни решенија на степенест довод на воздух и аеросмеса, вклучувајќи ја и опцијата со инсталиран OFA систем за дополнителен (терцијарен) воздух, се добива оптимална распределба на внесување на материите (воздух и аеросмеса) по височината на горилниците, од аспект на минимизација на нецелосно согорување (минимална појава на CO и други продукти на нецелосно согорување во продуктите од согорувањето) и од аспект на намалено формирање на NOx.

5. РЕЗУЛТАТИ, СПОРЕДБЕНА АНАЛИЗА И ДИСКУСИЈА

Со докторскиот труд се цели да се даде придонес за продлабочена анализа на енергетски парогенератори на лигнит, врз основа на методологија која ги интегрира методот на зонска термичка пресметка, ексергетскиот метод, термичката анализа потпомогната со CFD техниката и модифицирана и надградена пресметка на штетни компоненти во гасните продукти од согорувањето. Воспоставен е сеопфатен математички модел заснован врз зонскиот метод за термичка пресметка, ексергетскиот метод, прилагоден инженерски метод за пресметка на концентрацијата на NO_x во продуктите од согорувањето и CFD техниката, кој што го отсликува работењето на енергетски котел на цврсто гориво (лигнит). Понатаму, се анализираат можностите и потенцијалните мерки за подобрување на ефикасноста, истовремено проучувајќи го влијанието на редистрибуцијата на воздухот како последица од имплементацијата на модернизирани горилници и OFA отвори за внесување дополнителен воздух над главната зона за согорување (Over-fire air - OFA ports) врз ефикасноста на согорувањето и емисијата на NO_x . Во рамките на трудот е воспоставен CFD модел, во комбинација со методот на зонска термичка пресметка и ексергетска анализа, кој е применет на енергетски парогенератор со тангенционален систем за согорување на лигнит.

Една од целите на трудот е да се даде придонес во идентификувањето на изворите и големината на загубите кај енергетските генератори на пареа во кои се користи јаглен како гориво, со тоа што ќе се подготви и демонстрира методологија за анализа на можностите и мерките за подобрување на нивната ефикасност. Со примена на методологијата е анализирано и влијанието на некои мерки врз енергетската и ексергетската ефикасност и емисијата на NO_x .

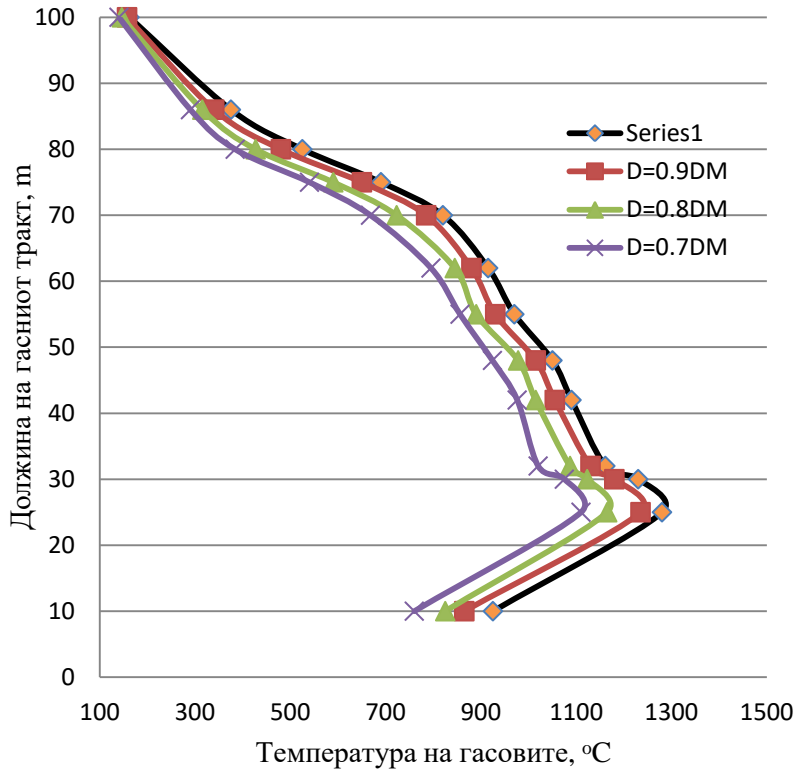
Во трудот е спроведена паралелна анализа на енергетски и ексергиски биланси на парогенератор на јаглен што припаѓа на термоенергетски блок од 315 MW. Генераторот на пареа е дизајниран за работа на нискоквалитетен јаглен - лигнит со топлинска моќ од 6280 до 9211 kJ/kg, во Ранкинов циклус при 545 °C / 177,4 bar, со температура на водата за напојување од 251 °C, воздух со согорување загреан до 272 °C и температура на излезните гасови од 160 °C. Како појдовна основа за ексергетска анализа е користен подобрениот метод на зонска топлинска пресметка. Воедно, зонскиот метод е применет и како основа за прилагодениот метод за пресметка на формирањето и концентрацијата на NO_x . Ексергискиот метод е вклучен во анализата со цел да се направи соодветна разлика помеѓу квалитетот и количината на енергија, бидејќи вистинската загуба на корисна енергија не може да биде целосно согледана со првиот закон за термодинамика. Со методолошкиот пристап е воспоставен модел за оптимизација на работата на енергетски парогенератори на цврсто гориво, со цел да се утврдат дистрибуцијата на енергијата, температурните профили по должината на гасниот тракт на парогенераторот, дисипацијата на ексергијата и редица други параметри. Во продолжение се презентирани резултати од спроведените анализи и пресметки.

5.1. ТЕМПЕРАТУРНИ ПРОФИЛИ

Промената на температурата на продуктите од согорувањето, определена со примена на модифицираниот зонски метод (според [14, 15]) за базниот случај (капацитет D_M), како и за други три случаи со намален капацитет е прикажана во таб. 5.1. Врз основа на добиените резултати е формиран дијаграмот на којшто се прикажани температурни профили по должината на гасниот тракт на парогенераторот при работа во различни работни режими, даден на сл. 5.1. Тие во голема мера се совпаѓаат со мерењата на температурата на гасовите спроведени на котелот во 2017 и 2018 година.

Табела 5. 1. Промена на температурата на продуктите од согорувањето по должината на гасниот тракт на котелот при различни оптоварувања

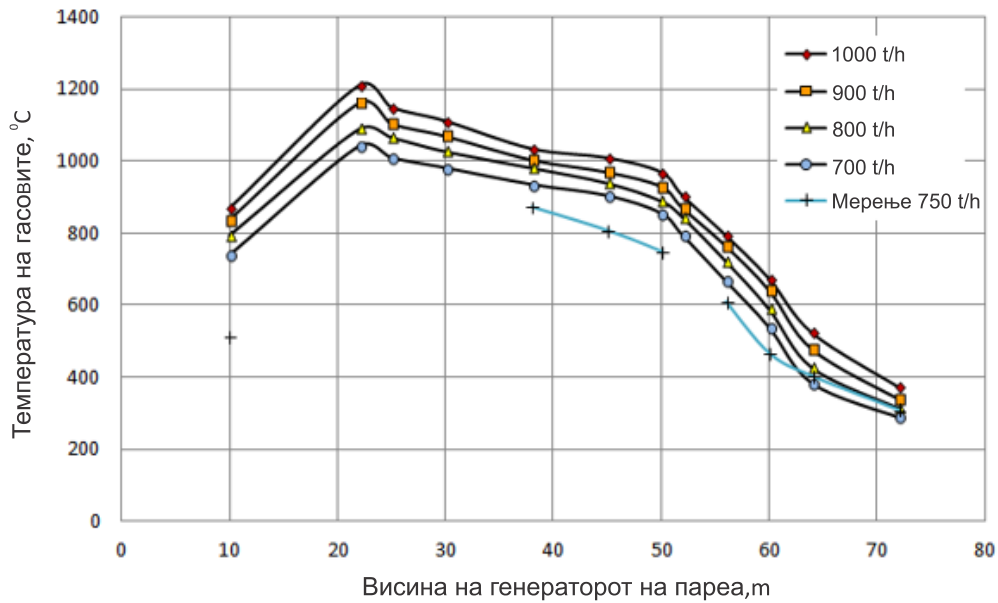
Локација	Temp., °C (D_M)	Temp., °C ($D=0.9D_M$)	Temp., °C ($D=0.8D_M$)	Temp., °C ($D=0.7D_M$)
A (ad), A"	1280	1235	1165	760
A ₁	1230	1180	1123	1110
B	1161	1130	1087	1075
B ₁	1090	1055	1015	1020
C	1050	1015	978	976
D	970	930	890	924
E	915	880	845	856
F	820	785	723	795
G	690	650	590	668
H	525	480	427	540
I, J	375	340	315	384
K	160	155	145	290



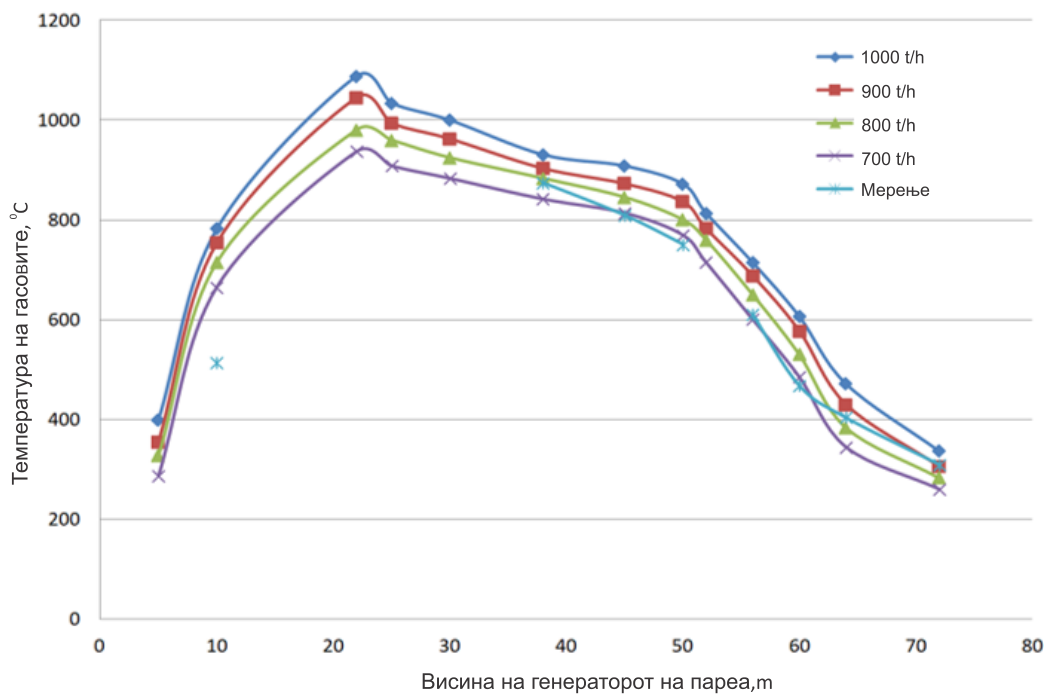
Слика 5. 1. Температурни профили по должината на гасниот тракт на котелот за различни работни режими

Промените на температурата на гасните продукти од согорувањето по должината, поточно, по висината на гасниот тракт на генераторот на пареа, добиена со примена на зонското метод на термичка пресметка, се претставени со дијаграмите на сликите 5.2 до 5.4. Пресметаните криви на сл. 5.2 и 5.3 се однесуваат на работа на парогенераторот без инсталирани отвори за внесување дополнителен воздух над зоната на интензивно согорување (OFA отвори). Тоа одговара на моменталната техничка состојба на термоцентралата. Вишокот воздух на различни нивоа во пресметките за дијаграмот на сл. 5.2 е земен според дијаграмот на сликата 4.15. Сепак, измерените вредности на температурите се генерално пониски, со оглед на начинот на кој се одвива тековниот процес, што се карактеризира со значително поголем вишок воздух во зоната на согорување отколку оптималната, како и со дополнителен неорганизиран прилив на свеж воздух во горните делови на котелот во различни работни услови. Исто така, со користениот метод на мерење, измерените температури се повеќе поврзани со обложувањето на пламенот и топлиите гасови, отколку со нивното јадро. Овој случај пресметковно е обработен со земање значително повисоки вредности на коефициентот на вишок на воздух во ложишниот простор ($\lambda_g=1,45\div 1,5$), прикажан на слика 5.3, што се должи на неорганизиран инфлукс на воздух во котелот.

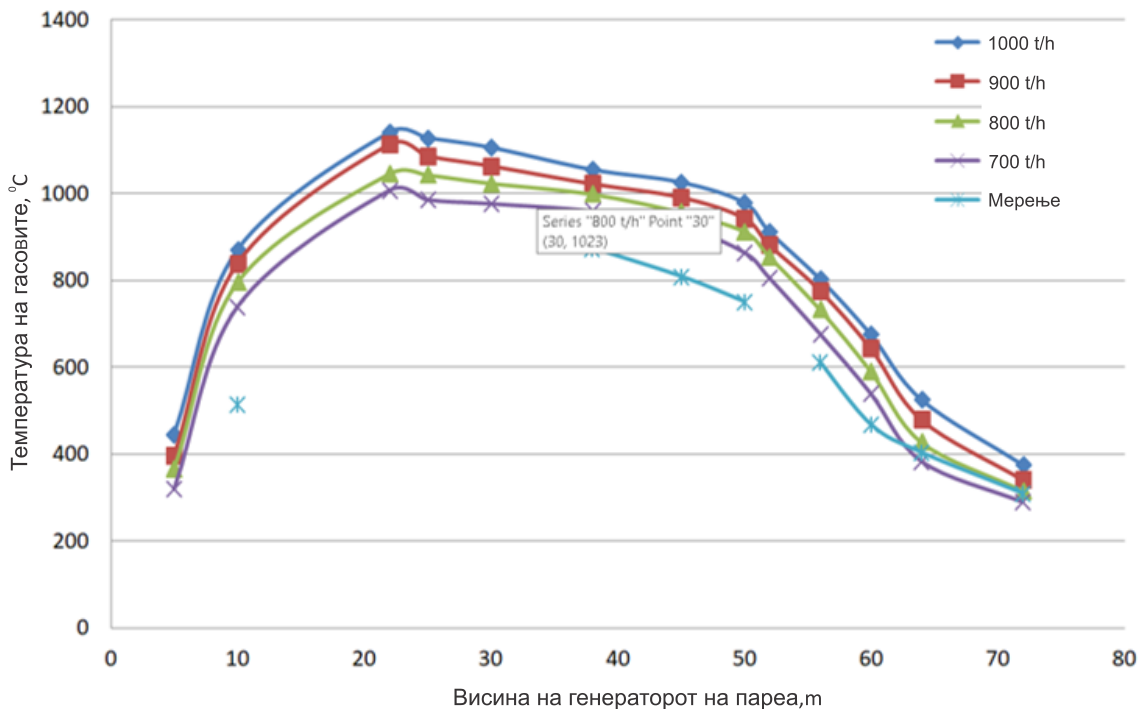
Со дијаграмот на сл. 5.4 се презентирани температурни профили по височината парогенераторт од гасна страна добиени со зонската термичка пресметка при коефициент на вишок на воздух $\lambda_g = 1,25$, со имплементирани OFA отвори (10 % од вкупниот проток на воздух) и споредба со мерења.



Слика 5. 2. Температурни профили по должината на гасниот канал на котелот добиени при различни оптоварувања на котелот



Слика 5. 3. Температурни профили по височината парогенераторот од гасна страна добиени со зонската термичка пресметка при покачен коефициент на вишок на воздух ($\lambda_g = 1,45$) и споредба со мерења



Слика 5. 4. Температурни профили по височината парогенераторот од гасна страна добиени со зонската термичка пресметка при коефициент на вишок на воздух $\lambda_g = 1,25$, со имплементирани ОФА отвори (10 %) и споредба со мерења

5.2. РЕЗУЛТАТИ ОД ЕКСЕРГЕТСКАТА АНАЛИЗА

Главната цел на ексергетската анализата е да се идентификуваат локациите или компонентите на системот каде што се јавуваат големи загуби. Со таа цел, врз основа на пристапот опишан во [13, 19], протокот на ексергија во различни струи на генераторот на пареа на централата Косово В беше пресметан во различни точки пред и по компонентите на системот. Неколку режими на работа на парогенераторот беа предмет на анализа, во однос на реалните проектни параметри на централата и измерените вредности од системот за мониторинг. Околу 80-85% од вкупната дисипација на ексергија се јавува во котелот [13, 19], што е причина за посветување поголемо внимание на процесите што се случуваат во котелската поастројка, со цел да се подобри нејзината ефикасност. Најголемата дисипација на ексергија се јавува поради неповратност на процесот на согорување, проследено со загуба како резултат на внатрешниот механизам за пренос на топлина од продуктите на согорување до работниот медиум (вода, пареа и воздух). Исто така, неколку други компоненти придонесуваат за дисипација на ексергијата на генераторот на пареа, што е претставено подетално во [11, 16].

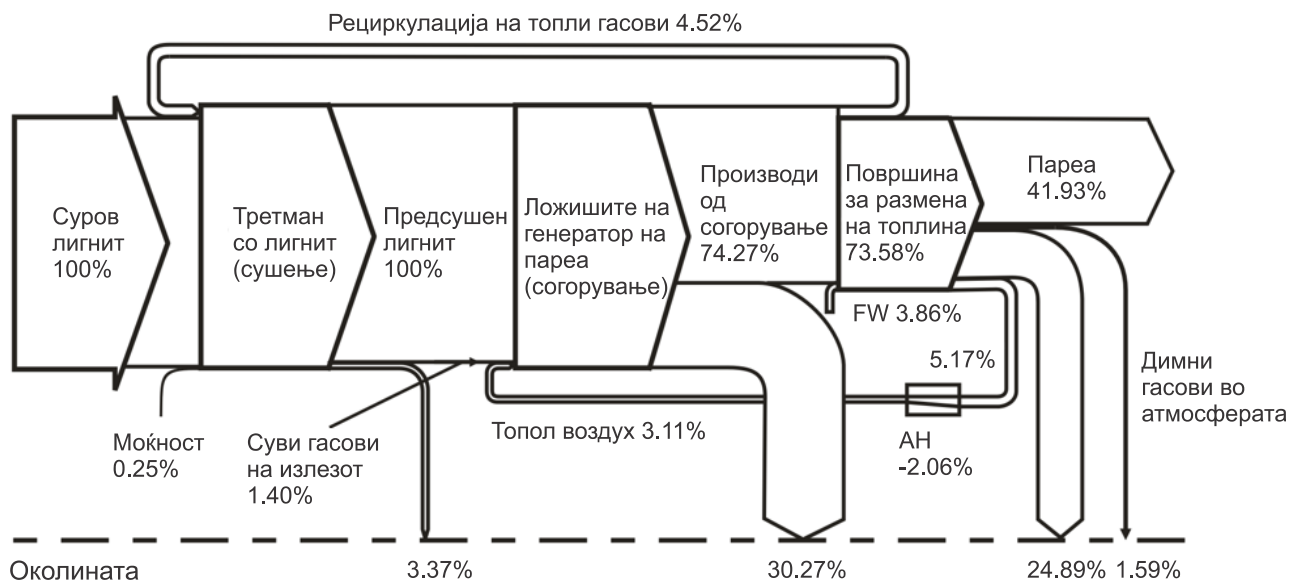
Пресметаните вредности на промената на ексергијата на страната на продуктите од согорувањето и на страната на работниот флуид (вода-пареа), како и дисипацијата на ексергија до која доаѓа како последица на иреверзибилностите во процесите на согорување и пренос на топлина и загубата на ексергија со излезните гасови се прикажани во табелите 5.2

и 5.3. Промената на ексергетските текови во парогенераторот е претставена со дијаграмите на сл. 5.5 и 5.6.

Табела 5. 2. Промена на ексергијата, дисипација на ексергија поради согорување, пренос на топлина и поради ексергетски загуби кон околината ($NR - B_f = 130 \text{ kg/s}$, $D = D_M = m_s = 277.78 \text{ kg/s}$)

Локација, опис	Промена на ексергија - гасна страна, kW	Промена на ексергија - водно-парна / воздушна страна, kW	Дисипација на ексергија (ексергетска загуба), kW	Дисипација на ексергија, %
А-В, ложиште	1 095 640 до 764000	-	331640 (согорување)	30.27
А-В, испарувач	261097	148421	112676	10.28
В-В', SH2	44122	20768	23354	2.13
В'-С (испар.)	21344	-	21344	1.95
С-Д, SH4	46842	28317	18525	1.69
Д-Е, RH2	33425	19979	13446	1.23
Е-Ф, SH3	56137	38013	18124	1.65
Ф-Г, RH1	67853	48271	19582	1.78
Г-Н, SH1	83053	59072	23981	2.19
Н-И, ECO	65960	45348	20281	1.85
И-Ј	1171	0	1171	0.11
Ј-К, АН	65550	34060	36441	2.06
Кон околина	17446	0	17445.8	1.59

Најголемата дисипација на ексергија во генераторот на пара се јавува поради (1) неповратноста на процесот на согорување и (2) внатрешниот механизам за пренос на топлина на котелот од продуктите на согорувањето кон работниот медиум (вода, водна пара и воздух), кои ја дефинираат внатрешната ефикасност на котелот. Тоа може да се согледа од приказите на промената на ексергијата во парогенераторот преку Грасманов дијаграм на сликите 5.5 и 5.6. Исто така, постојат неколку други компоненти кои придонесуваат за големата дисипација на ексергија кај парогенераторот, како што се рецикулацијата на врели гасови, загубата со излезните гасови и загубата на работен флуид поради отсолување и одведување на талог.

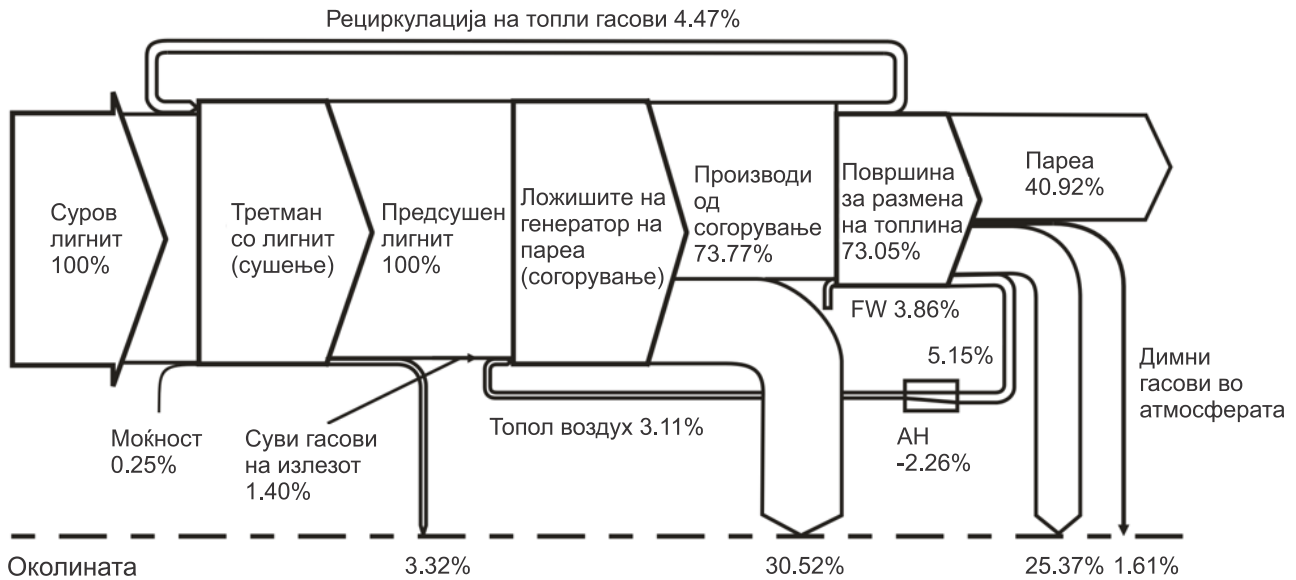


Слика 5. 5. Grassman-ов дијаграм на ексергетски текови во парогенераторот (работен режим NR, $B_f=130 \text{ kg/s}$, $m_s=277.78 \text{ kg/s}$, 315 MW)

Табела 5. 3. Промена на ексергијата, дисипација на ексергијата поради согорување, пренос на топлина и поради ексергетски загуби кон околината ($B_f=120 \text{ kg/s}$, $D=D_M=m_s=252.6 \text{ kg/s}$)

Локација, опис	Промена на ексергијата на гасна страна, kW	Промена на ексергијата на водно-парната / воздушната страна, kW	Дисипација на ексергија (ексергетска загуба), kW	Дисипација на ексергија, %
А-В, ложиште	1 011 360 до 702720	-	308640 (согорување)	30.52
А-В, испарувач	242413	138032	104381	10.32
В-В', SH2	40871	19314.24	21557	2.13
В'-С (испар.)	22458	-	22458	2.22
С-Д, SH4	44033	26334.81	17698	1.75
Д-Е, RH2	31135	18580.47	12555	1.24
Е-Ф, SH3	52404	35352.09	17052	1.69
Ф-Г, RH1	63236	44892.03	18344	1.81
Г-Н, SH1	76756	54936.96	21819	2.16
Н-И, ECO	61930	42173.64	19756	1.95
И-Ј	1038	0	1038	0.10
Ј-К, АН	52096	29239.2	22857	2.26
Кон околина	16300	0	16300	1.61

Ексергискиот проток во генераторот на пара при потрошувачка на гориво $B_f = 120$ kg/s и производство на пара $m_s = 252,6$ kg/s (што одговара на околу 90% капацитет, 287 MW производство на електрична енергија) е претставен на Грасмановиот дијаграм на сликата 5.6.



Слика 5. 6. Grassman-ов дијаграм на ексергетски текови во парогенераторот (работни услови: $B_f=120$ kg/s, $m_s=252.6$ kg/s, 287 MW)

5.3. ЕНЕРГЕТСКА ЕФИКАСНОСТ И ЕНЕРГЕТСКИ ЗАГУБИ

Во продолжение се презентирани резултати од пресметката на енергетските загуби и енергетската ефикасност на парогенераторот во вообичаени работни услови. Како основа за пресметка е користен следниов состав, односно елементарна анализа на работната маса на горивото: C=23,0%, H=2,3%, O=13,0%, S=0,6%, A=16,0% и W=44,5%. Во табелата 5.4 се сместени резултати од пресметката на статиката на согорувањето, како влез во пресметките на енергетските загуби и ефикасноста на парогенераторот.

Табела 5. 4. Резултати од пресметка на материјалниот биланс на согорувањето

Озна-ка	Опис	Вредност, единица				
		$\lambda = 1.0$	$\lambda = 1.2$	$\lambda = 1.25$	$\lambda = 1.45$	$\lambda = 1.5$
O_{min}	Стехиометриско количество O_2 за согорување	0.673 kg O_2 /kg fuel	-	-	-	-
$M_{a,min}$	Стехиометриско количество воздух за согорување	2.888 kg air/kg fuel	-	-	-	-
M_a	Количество воздух при коеф. на вишок на воздух λ	2.888 kg air/kg fuel	3.466 kg air/kg fuel	3.611 kg air/kg fuel	4.188 kg air/kg fuel	4.333 kg air/kg fuel
M_{CO_2}	Количество CO_2 во	0.843 kg	0.843 kg	0.843 kg	0.843 kg	0.843 kg

	гасовите	CO ₂ /kg fuel	CO ₂ /kg fuel	CO ₂ / kg fuel	CO ₂ / kg fuel	CO ₂ / kg fuel
M_{N_2}	Количество N ₂ во гасовите	2.221 kg N ₂ /kg fuel	2.671 kg N ₂ /kg fuel	2.769 kg N ₂ /kg fuel	3.212 kg N ₂ /kg fuel	3.323 kg N ₂ /kg fuel
M_{SO_2}	Количество SO ₂ во гасовите	0.012 kg SO ₂ /kg fuel	0.012 kg SO ₂ /kg fuel	0.012 kg SO ₂ /kg fuel	0.012 kg SO ₂ /kg fuel	0.012 kg SO ₂ /kg fuel
M_{H_2O}	Количество H ₂ O во гасовите при коефициент λ	0.681 kg H ₂ O /kg fuel	0.687 kg H ₂ O /kg fuel	0.688 kg H ₂ O /kg fuel	0.694 kg H ₂ O /kg fuel	0.695 kg H ₂ O /kg fuel
M_{O_2}	Количество O ₂ во гасовите	0 kg O ₂ / kg fuel	0.135 kg O ₂ / kg fuel	0.168 kg O ₂ / kg fuel	0.303 kg O ₂ / kg fuel	0.337 kg O ₂ / kg fuel
M_g	Вкупно количество гасови од kg гориво	3.757 kg/kg	4.335 kg/kg	4.480 kg/kg	5.058 kg/kg	5.202 kg/kg

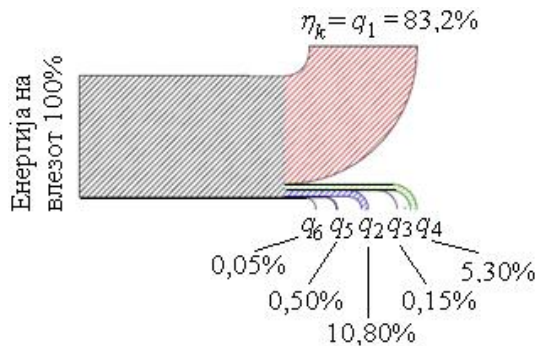
Пресметките се реализирани според изразите и описот презентирани во точката 4.2.3, поконкретно во табелата 4.5. Притоа се применети следниве ознаки: η_k е бруто степен на корисност (енергетска ефикасност) на котелот, q_1 е ефективна топлина искористена во котелот (во %), q_2 е вкупна енергетска загуба со излезните гасови, q_3 е енергетска загуба поради појава на гасни продукти на нецелосно согорување, q_4 е енергетска загуба поради појава на цврсти продукти на нецелосно согорување, q_5 е енергетска загуба поради оддавање топлина со конвекција и зрачење од котелот кон околниот простор и q_6 е загуба поради физичка топлина на цврстите остатоци од согорувањето (пепел и троска).

На сликата 5.7 се дадени резултати од пресметките на енергетските загуби и приказ на ефикасноста на котелот преку Сенкиеви дијаграми (Sankey).

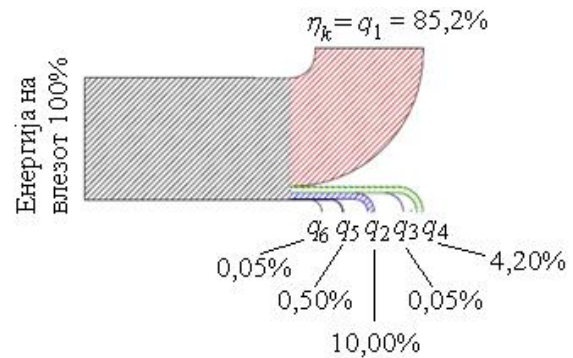
Во случајот под (а) е прикажан степенот на корисност (ефикасност) на котелот и енергетски загуби во актуелната состојба, при што пресметката е спроведена за режим кога котелот работи со вкупен коефициент на вишок на воздух над горилниците $\lambda_p = 1,45$ со прираст до 1,5. Притоа, односот на распределбата на примарниот и секундарниот воздух што се внесува за согорување е 60%/40%. Тоа значи дека воздухот содржан во двофазниот проток на аеросмеса (примарен воздух, гасови и јагленова прашина) претставува 60% од вкупниот проток, а секундарниот воздух изнесува 40% од вкупниот проток, при што и во едната и во другата струја е вклучен и вишок воздух што произлегува од неорганизиран инфлукс. Таквиот неорганизиран прилив на воздух предизвикува прираст на коефициентот на вишок на воздух од $\Delta\lambda=0,25-0,30$. Како последица, доаѓа до значително снижување на температурното поле во ложишниот простор, зголемување на загубите поради нецелосно согорување и загубата со излезни гасови, но и до одредено намалување на концентрацијата на NO_x.

На сл. 5.7 под (б) се претставени резултати од пресметките на ефикасноста на котелот и енергетски загуби по имплементацијата на организирано внесување воздух по висината на горилниците ($\lambda_p = 1,25$ и степенесто внесување на воздухот и горивото). Истовремено, тоа значи и значително намалување на неорганизиран инфлукс на воздух во ложишниот простор и подобрена подготовка на горивото со оптимизација на мелењето. И во овој случај односот на распределбата на примарниот и секундарниот воздух што се внесува за согорување е 60%/40%, но и едниот и другиот проток се значително помали поради минимизацијата на неорганизиран инфлукс на воздух преку системот за подготовка на гориво и директно во

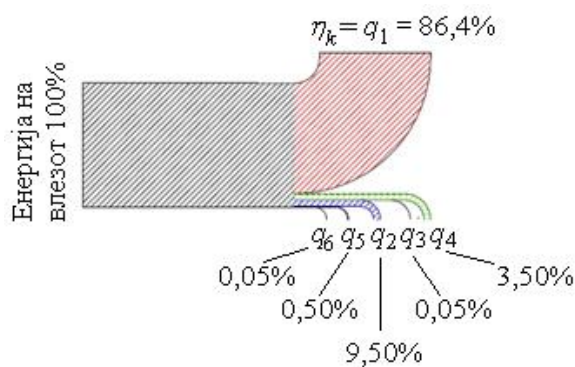
ложишниот простор. Како резултат од тоа, максималните температури се повисоки во споредба со претходниот случај, што резултира и со нешто повисока концентрацијата на NO_x , но како придобивки се намалуваат значително загубите поради нецелосно согорување и особено енергетската загуба со излезни гасови.



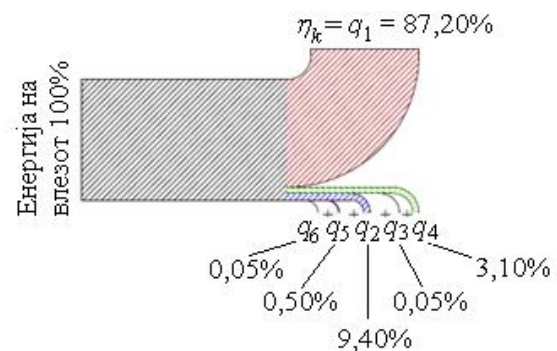
(а) Ефикасност на котелот и енергетски загуби во актуелната состојба (пресметка со $\lambda_p = 1,45-1,5$)



(б) Ефикасност на котелот и енергетски загуби по воведувањето на организирано внесување воздух и подобрена подготовка на горивото ($\lambda_p = 1,25$, оптимизација на мелење и степенесто внесување на горивото)



(в) Ефикасност на котелот и енергетски загуби по воведувањето на организирано внесување воздух ($\lambda_p = 1,25$) и подобрена подготовка на горивото (оптимизација на мелење и сушење на горивото со излезни гасови)



(г) Ефикасност на котелот и енергетски загуби по воведувањето на организирано внесување воздух ($\lambda_p = 1,20-1,22$), подобрена подготовка на горивото (оптимизација на мелењето и сушење на горивото со излезни гасови) и имплементација на OFA систем

Слика 5. 7. Приказ на ефикасноста на котелот во Сенкиеви дијаграми (Sankey): η_k е ефикасност на котелот (брото), q_1 е ефективна топлина искористена во котелот (во %), q_2 е вкупна енергетска загуба со излезните гасови, q_3 е енергетска загуба поради појава на гасни продукти на нецелосно согорување, q_4 е енергетска загуба поради појава на цврсти продукти на нецелосно согорување, q_5 е енергетска загуба поради оддавање топлина со конвекција и зрачење кон околниот простор и q_6 е загуба поради физичка топлина на цврстите остатоци од согорувањето (пепел и треска)

Преку Сенкиевиот дијаграм на сл. 5.7 (в) се илустрирани ефикасноста на котелот и енергетските загуби по воведувањето на организирано внесување воздух ($\lambda_p = 1,25$) и подобрена подготовка на горивото оптимизација на мелење и сушење на горивото со користење на дел од топлината содржана во излезните гасови. Тоа доведува до дополнително зголемување на вкупната ефикасност на парогенераторот како резултат на намалувањето на енергетските загуби поради нецелосно согорување од механички и хемиски причини и загубата со излезни гасови (поради оптимизацијата на внесувањето воздух за согорување).

Конечно, на сл. 5.7 под (г) се дадени резултати од пресметката на ефикасноста на котелот и енергетските загуби по воведувањето на организирано внесување воздух ($\lambda_p = 1,20-1,22$), подобрена подготовка на горивото (оптимизација на мелењето и сушење на горивото со излезни гасови) и имплементација на систем со отвори за внесување дополнително количество воздух над зоната на активно согорување (OFA систем).

Врз основа на добиените резултати во овој дел од истражувањето може да се извлечат повеќе заклучоци, меѓу другото:

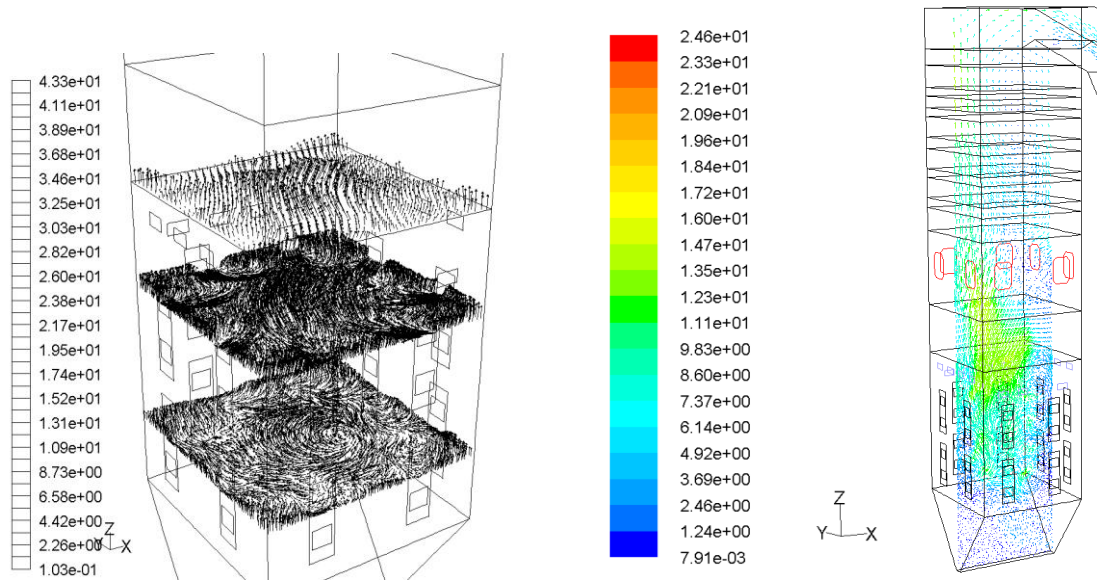
- (1) Зголеменото неорганизирано навлегување на воздух преку системот за подготовка на горивото, горилниците и во самиот ложишен простор доведува до работа на котелот со големи вредности на коефициентот на вишок на воздух. Како последица на тоа температурите во ложишниот простор се мошне ниски, што од една страна е повољно за постигнување пониска концентрација на NOx, но се одразува многу неповолно во поглед на енергетските загуби поради нецелосно согорување и со излезните гасови.
- (2) Ограничувањето на неорганизирано навлегување на воздух доведува до значително намалување на енергетските загуби со излезни гасови и поради нецелосно согорување од хемиски и механички причини. Тоа воедно значи и намалена потрошувачка на електрична енергија за сопствени потреби, односно за работа на вентилаторите за излезни гасови, кои во таков случај функционираат со помал проток.
- (3) Инсталирање на систем со OFA отвори за внесување дополнителен проток на воздух над регионот на активно согорување доведува до дополнително подобрување во распределбата на воздух, односно можност за реализација на степенесто согорување и постигнување на порамномерни температурни профили. Сето тоа резултира со намалени енергетски загуби и поголема вкупна ефикасност на парогенераторот.

5.4. НЕКОИ РЕЗУЛТАТИ ОД АНАЛИЗАТА СО ПРИМЕНА НА CFD ТЕХНИКАТА

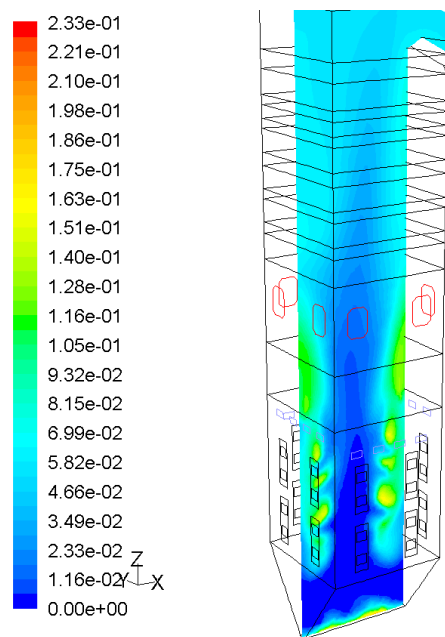
Користејќи ја техниката CFD, се анализираат различни комбинации на дистрибуција на воздух-гориво, вклучително и систем на согорување со имплементирани горни отвори за дополнителен воздух (OFA отвори). Некои резултати од спроведеното истражување се претставени со следниве слики. На сликата 5.8 се претставени вектори на брзина (во m/s) во различни хоризонтални пресеци на котелското ложиште.

Контурите на масената фракција на O₂ во вертикален пресек се дадени на сликата 5.9. Тие ги презентираат очекуваните профили на концентрација на O₂ соодветно на степенот на

согореност на горивото, земајќи ја предвид претходно споменатата дистрибуција на воздухот.

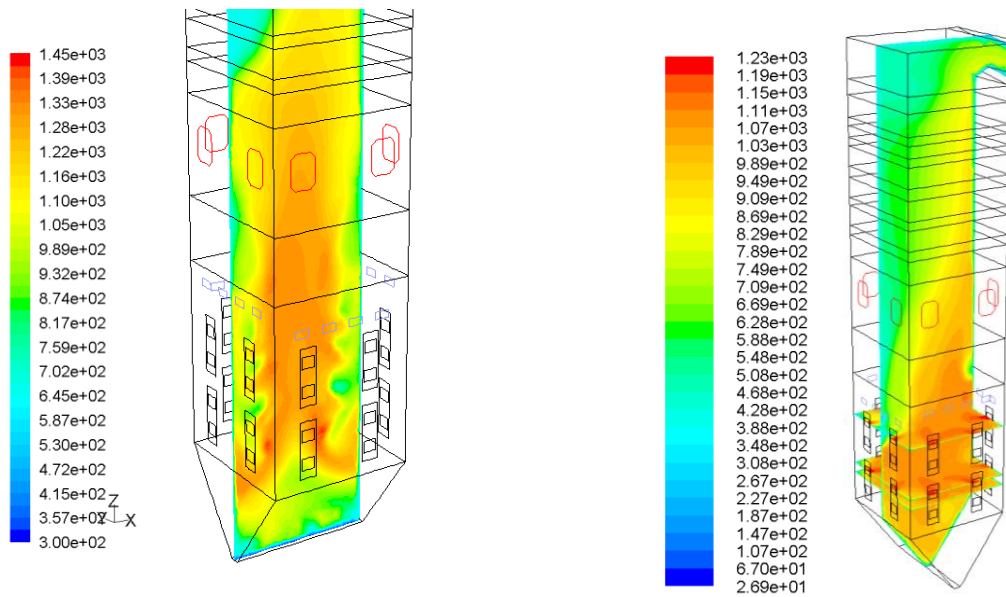


Слика 5. 8. Брзина вектори (во m / s) во различни пресеци

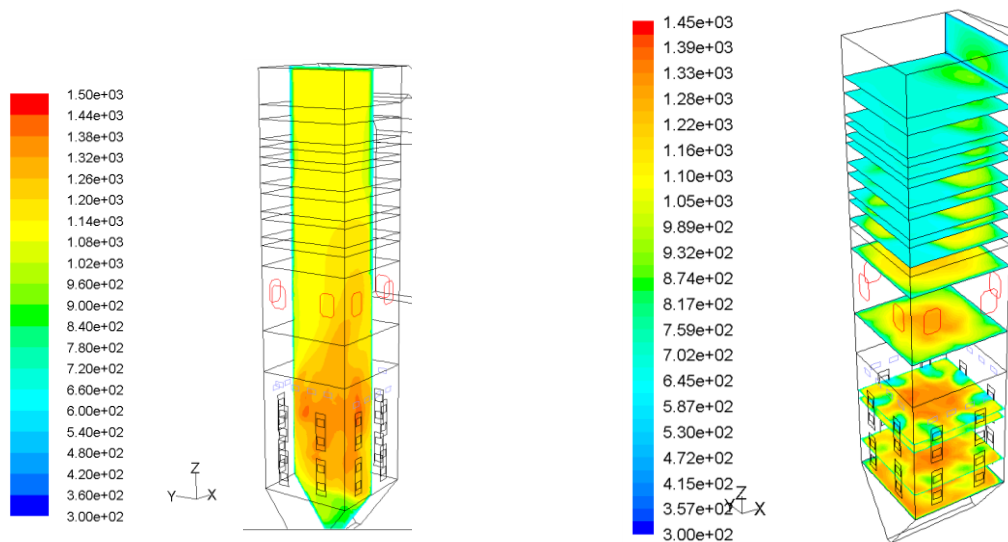


Слика 5. 9. Контури на масен дел од O2 во вертикални пресеци (со OFA)

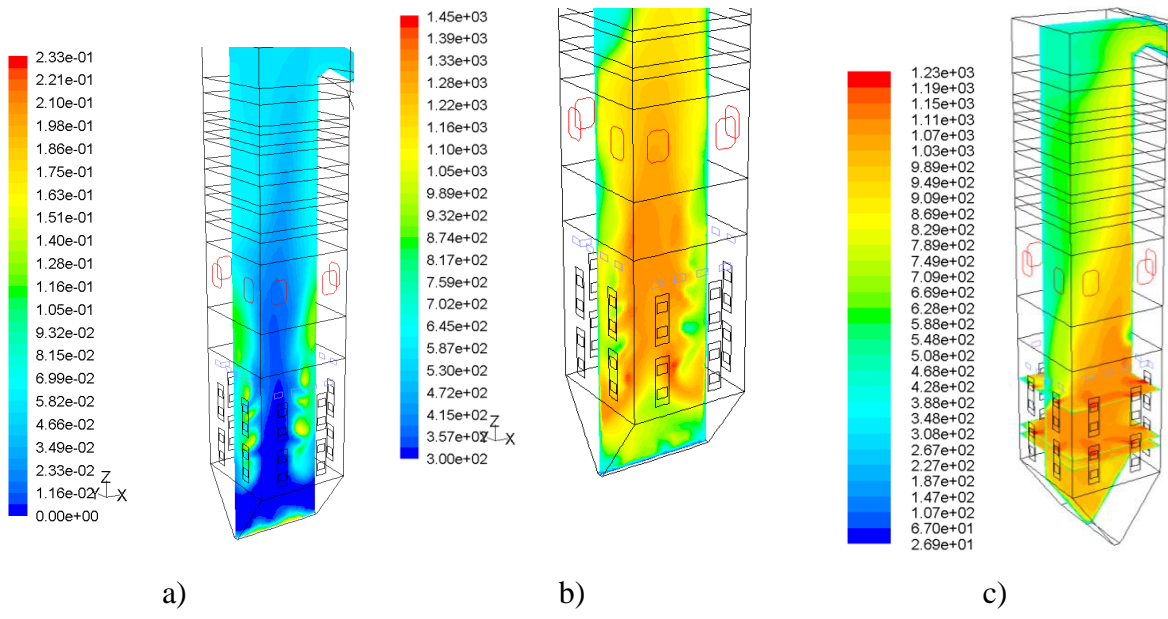
Температурните контури во два вертикални пресеци се претставени на слика 5.10. На сликата 5.11 се прикажани температурни контури (во °C) во различни хоризонтални пресеци на парогенераторот.



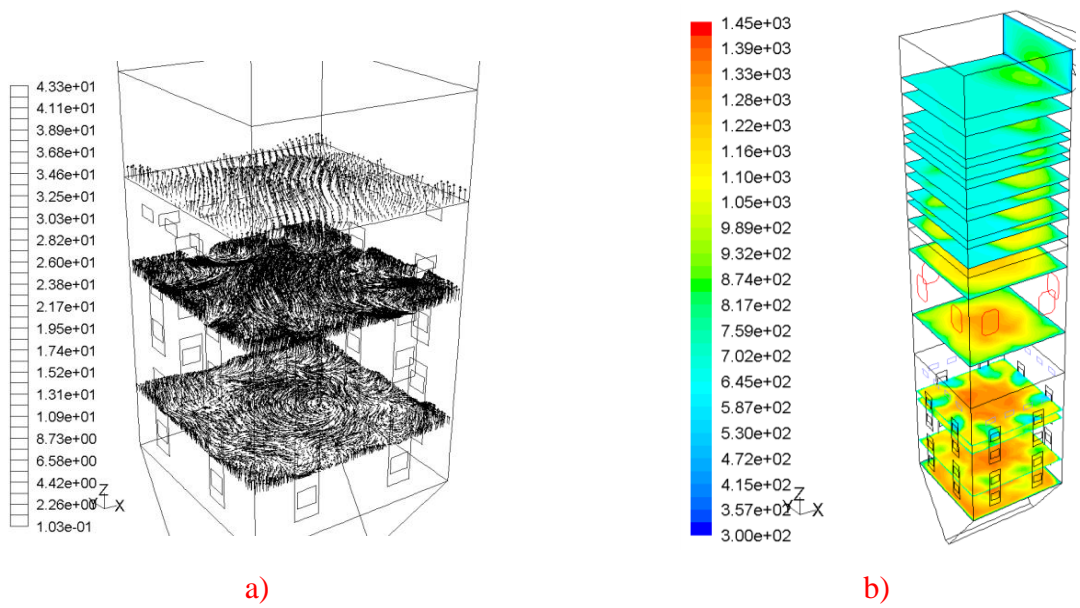
Слика 5. 10. Контури на температурната во °C во вертикални пресеци (со OFA отвори)



Слика 5. 11. Температурни контури (oC) во вертикален и во различни хоризонтални пресеци



Слика 5. 12. Контури на масовна фракција на O_2 (a) и температура во $^{\circ}C$ (b, c) во вертикални пресеци (со OFA)



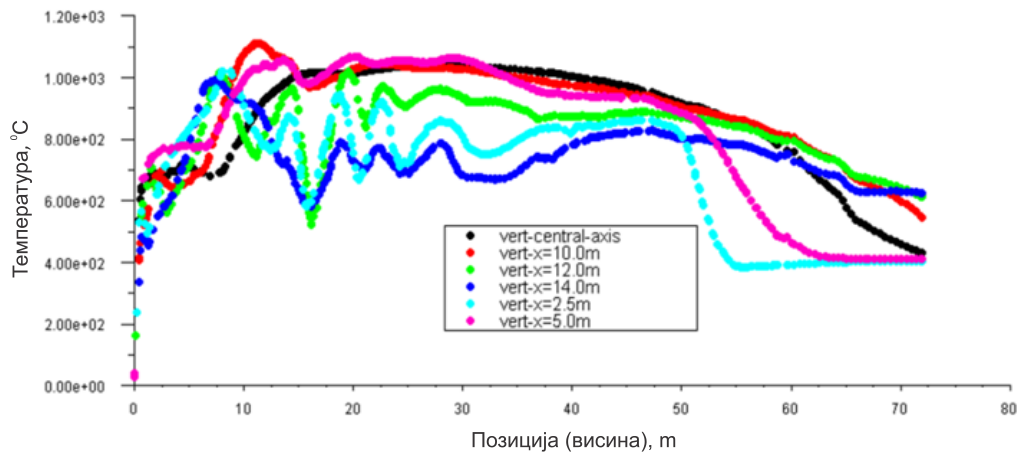
Слика 5. 13. Вектори на брзина (m / s) и температурни контури ($^{\circ}C$) во различни хоризонтални пресеци

Во однос на изворите и причинителите на најголемите неефикасности кај генераторот на пара, оптимизација на процесот на согорување и преносот на топлина од продуктите на согорувањето кон работните флуиди може да се постигне преку комбинација од различни мерки. Со нив се влијае врз различни работни параметри, а тие се манифестираат преку

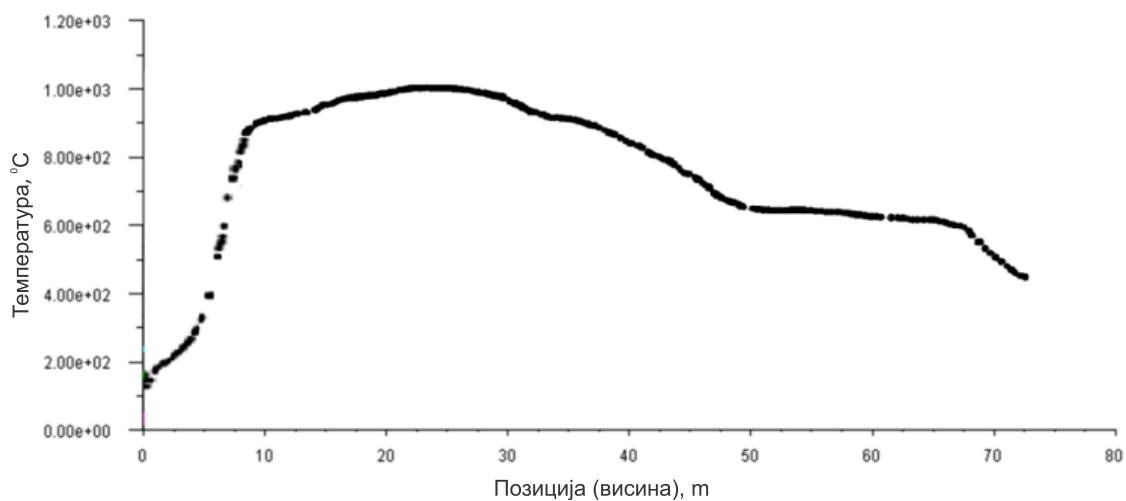
промена на аеродинамичката и температурната слика, како и врз составот на гасната смеса и особено појавата на продукти на нецелосно согорување во ложишниот простор.

Така, одреден потенцијал за редуцирање на загубите постои преку соодветно загревање на воздухот за согорување, затворање на локациите на неорганизирано навлегување на воздух, односно оптимизација на вишокот воздух (работа со оптимален коефициент на вишок на воздух), предсушење на лигнитот со користење на излезни гасови, создавање услови за добро мешање на горивото и воздухот, оптимизација на температурната разлика помеѓу продуктите од согорувањето и работниот флуид во секоја фаза од процесот на пренос на топлина, користење на дел од физичката топлина содржана во излезните гасови и други мерки.

На дијаграмите во продолжение (Сл. 5.14) се прикажани температурни профили по должината на котелот, односно по неколку вертикални линии: 2,5 m, 5,0 m, 10,0 m, 12,0 m и 14,0 m од предниот ѕид, вклучувајќи ја и централната оска. Тие се добиени со примена на CFD моделот, за случај без инсталирани отвори за дополнително внесување воздух преку OFA отвори.



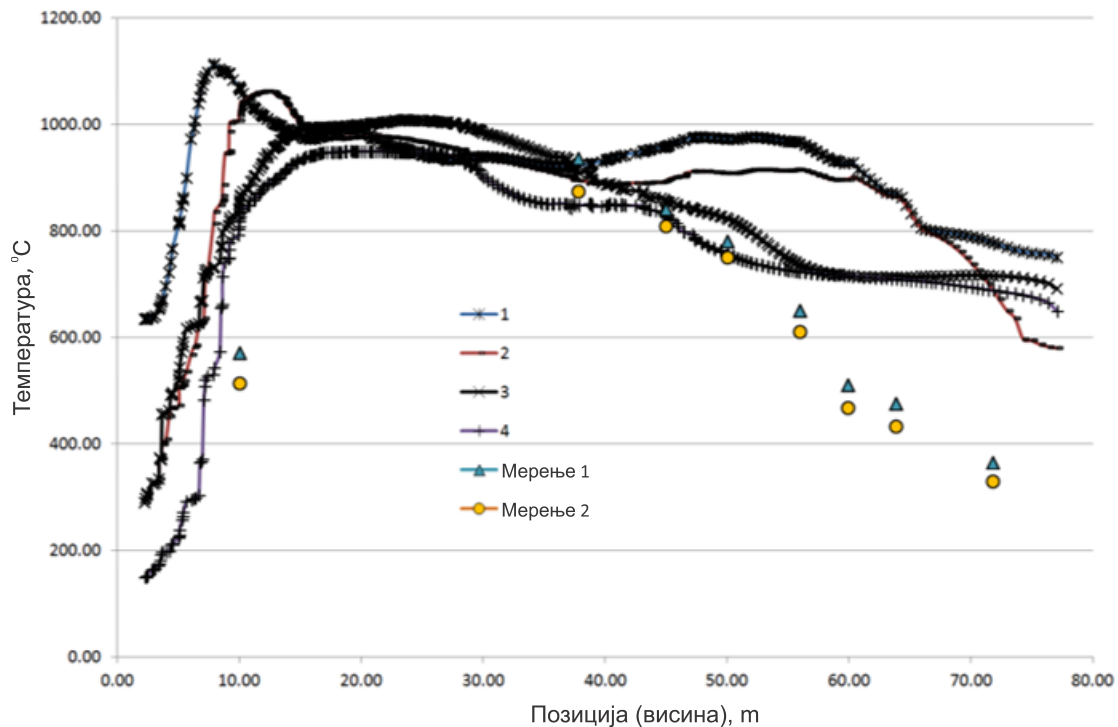
а)



б) Слика 5. 14. Температура по висината на гасниот тракт на котелот (CFD)

Преку дијаграмот на сл. 5.15 се прикажани температурни профили по висината на котелот. Притоа, континуираните линии означени како (1÷4) се добиени со примена на CFD техниката, додека вредностите означени со 5 и 6 се резултати добиени со мерења. Во овој случај, во рамките на CFD моделот се вклучени промени што произлегуваат од имплементацијата на отвори за воведување на дополнителниот, терцијарниот воздух над главната зона на согорување (OFA отвори). Притоа, квалитетот на мелењето на јагленот е изразен со различен гранулометриски состав, преку дистрибуција на димензиите според Росин-Рамлер (Rosin-Rammler), со неколку (10 до 12) вредности на средниот дијаметар на горивните честички.

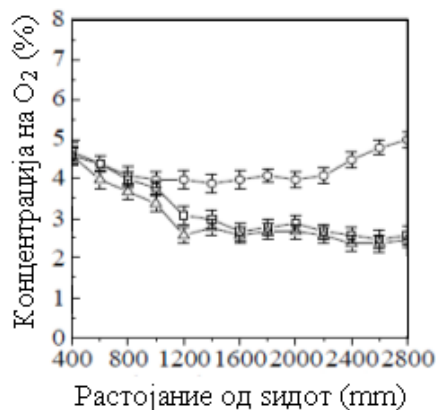
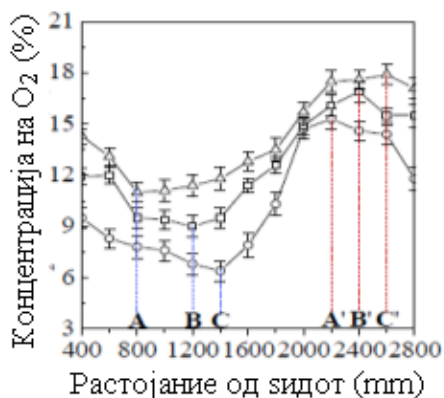
Вишокот воздух во вообичаени работни околности на парогенераторот често е значително поголем отколку што е предвидено во номинални услови. Тоа предизвикува снижување на температурата во ложишниот простор, што е особено изразено во погорните делови и понатаму во конвективниот дел на парогенераторот. Значителното снижување на температурата, што се потврдува и со мерења, се објаснува, пред се, со релативно големо неорганизирано навлегување на воздух во гасниот тракт на котелот.



Слика 5. 15. Температура по висината на гасниот тракт на котелот (1÷4 - CFD, со OFA отвори; 5, 6 - мерења). 1 - 25% вишок воздух, просечен дијаметар на честички 0.20 mm; 2 - 25% вишок воздух, просечен дијаметар на честички 0.16 mm; 3 - 25% вишок воздух, просечен дијаметар на честички 0.12 mm; 4 - 30% вишок воздух, просечен дијаметар на честички 0.12 mm

Јасно е дека прераспределбата на воведувањето на воздухот и горивото, користејќи го системот OFA, доведува до намалување на максималната температура во ложишниот простор. Ова, исто така, доведува до последователно намалување на формирањето на азотни оксиди. Сепак, според добиените резултати, малку е веројатно дека доволно ниска емисија на NO_x може да се постигне само со примена на примарните методи за нивно намалување.

На сликите 5.16-5.18 се дадени дијаграми на кои се прикажани концентрации на одделни гасни компоненти, кои се значајни показатели на ефикасноста на функционирањето на парогенераторот. Преку дијаграмите на сликата 5.16 се прикажани локални средни концентрации на кислород (O_2) во близината на ложишните сидови на две нивоа: а) над локацијата на OFA отворите и (б) под полуозрачениот прегревач, при различни вредности на кефициентот на вишок на воздух.

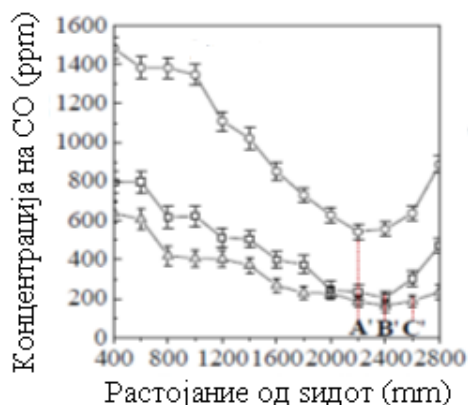
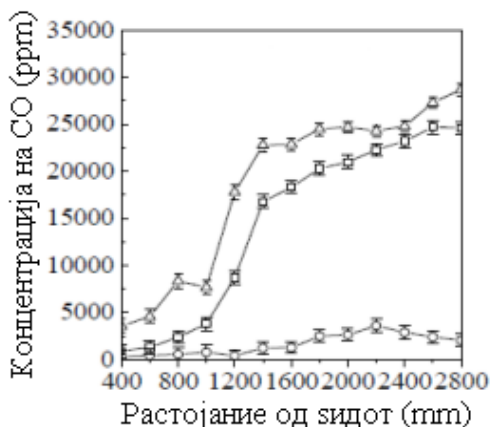


а) ниво над локацијата на OFA отворите

б) ниво под полуозрачениот прегревач

Слика 5. 16. Локални средни концентрации на кислород (O_2) во близината на ложишните сидови

Локални средни концентрации на јаглерод моноксид (CO) во близината на ложишните сидови се прикажани на сл. 5.17.

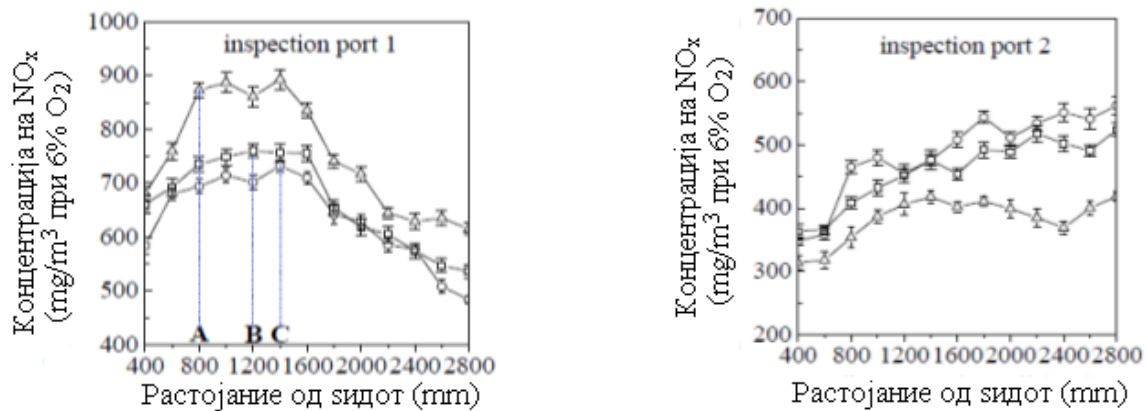


а) ниво над локацијата на OFA отворите

б) ниво под полуозрачениот прегревач

Слика 5. 17. Локални средни концентрации на јаглерод моноксид (CO) во близината на ложишните сидови

На сликата 5.18 се прикажани локални средни концентрации на азотни оксиди (NO_x , сведени на референтна вредност од 6% O_2) во близината на ложишните сидови.



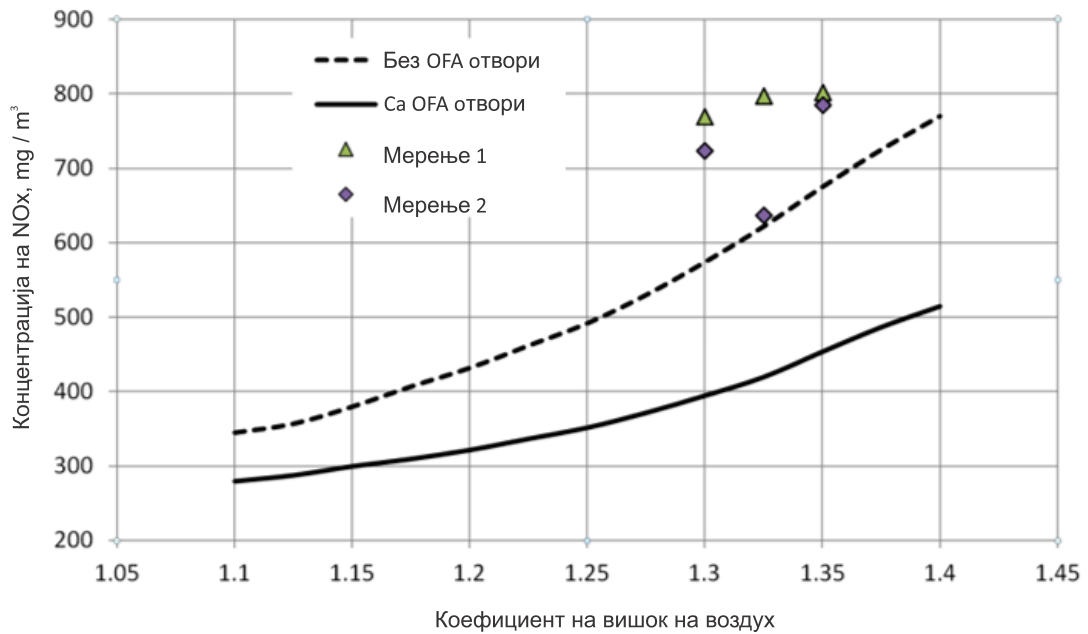
а) ниво над локацијата на OFA отворите

б) ниво под полуозрачениот прегревач

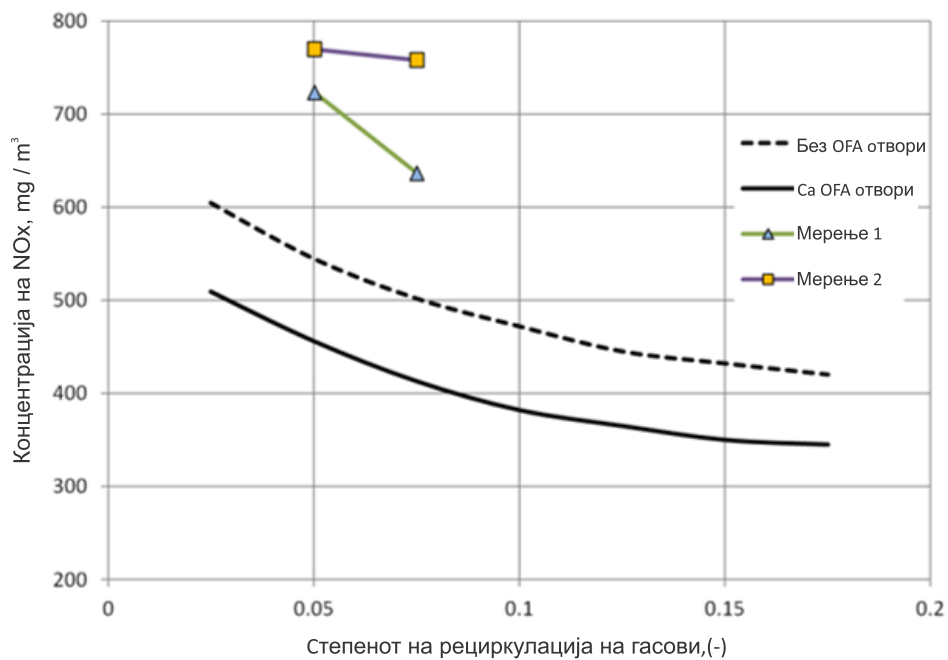
Слика 5. 18. Локални средни концентрации на азотни оксиди (NO_x , сведени на 6% O_2) во близината на ложишните сидови

5.5. КОНЦЕНТРАЦИЈА НА NO_x ВО ПРОДУКТИТЕ ОД СОГОРУВАЊЕТО

Земајќи го предвид влијанието на степеното внесување на воздух и гориво, контролата на вишокот воздух и рецикулацијата на врели гасови, некои резултати од резултатите што се однесуваат на концентрацијата, односно емисијата на NO_x , добиени со примена на изменетиот и надграден метод за пресметка на NO_x , во разгледуваниот генератор на пара се прикажани на сликите 5.19 и 5.20. Треба да се напомене дека вишокот воздух (односно коефициентот на вишок на воздух) во котелското ложиште за време на мерењата не е точно утврден, така што се претпоставува врз основа на други работни параметри - реален состав и потрошувачка на јаглен, проток на гасни продукт на согорување итн. Слично на тоа, степенот на рецикулација на гасните продукти од согорување во ложиштето обично се наоѓа во рамките помеѓу 5 и 10%. Поради тешкотиите за прецизно утврдување, за споредба со резултатите од пресметката, се претпоставуваше дека степенот на рецикулација на гасовите е помеѓу 5 и 8%.



Слика 5. 19. Концентрација на NOx наспроти коефициент на вишок воздух во главната зона на согорување



Слика 5. 20. Влијание на степенот на рецикулација на гасови врз концентрацијата на NOx во главната зона на согорување.

Испрекинати и полни линии - пресметковен метод; M1, M2 - мерења

Во однос на намалувањето на ексергетските загуби поради реалните услови за пренос на топлина, што произлегуваат од значителните температурни разлики помеѓу предавателот и приемникот на топлина кај грејните површини, реално е тешко да се реализираат промени

во внатрешноста на генераторот на пара со цел оптимизација на преносот на топлина. Сепак, од друга страна, реализливи се мерки за реконструкција во врска со подобрувањето на третманот на горивото и оптимизацијата на процесот на согорување, што би влијаело како врз ефикасноста на парогенераторот (и енергетска и ексергетска), така и врз намалувањето на концентрацијата на NO_x во продуктите од согорувањето. Во таа смисла, контрола и одржувањето на вишокот воздух на оптимално ниво, имплементацијата на систем за внесување дополнителен воздух над главната зона за согорување (OFA отвори), сушење на гориво со употреба на рециркулациони гасови од горниот дел на ложиштето и од крајот на котелот (оладени гасови) и претходно загревање на свеж воздух со излезни гасови претставуваат најатрактивни опции подобрување на ефикасноста на парогенераторот, како од енергетски, така и од ексергетски аспект.

Применливост на истражувачките резултати

Применливоста на истражувачките резултати од докторскиот труд произлегува од практичниот аспект на истражувањето. Како еден од резултатите на истражувањето, врз основа на енергетските и ексергетските анализи за различни работни режими произлегува методологија со воспоставен модел за оптимизација на работата на парогенератор од термоенергетска постројка на цврсто гориво (јагленов прав).

Со оглед на практичниот карактер, резултатите од докторскиот труд, вклучувајќи го и моделот за оптимизација, претставуваат конкретен научно-истражувачки и практичен придонес во термоенергетиката, а особено во котелската техника. Моделот се заснова врз зонскиот метод за термичка пресметка, ексергетскиот метод, инженерски метод за пресметка на концентрацијата на NO_x и нумерички модел креиран со примена на CFD техниката. Моделот е подложен на проверка на сензитивноста кон промената на клучните влезни влијателни параметри. Со верификацијата тој постанува корисна алатка за анализа на влијанието на работни (оперативни) и конструктивни промени во ложишниот простор, кај системите за довод на воздух и гориво (степенесто доведување на воздух и гориво), кај системот за согорување (прераспределба на масените протоци, промени на аглите на внесување на аеросмесата и воздухот во тангенцијалниот систем и други промени), кај топлиноизменувачките површини итн., врз показателите на ефикасност на парогенераторот и неговото влијание врз околината. Добиените резултати укажуваат на тоа кои се оптималните технички карактеристики на одделни системи кај парогенераторите на лигнит.

Моделот може да биде корисна алатка за унапредување на енергетските, ексергетските, економските и еколошките карактеристики и перформанси на енергетските парогенератори, како и на термоенергетските постројки на цврсти горива во целина. Со адекватна примена на моделот се добиваат насоки за евентуални ревитализациски и модернизациски зафати на котелот, особено на системите за подготовка и доведување на гориво и воздух и на формата и распоредот на системот за согорување.

Освен тоа, резултатите од теоретските анализи и од примената на математичкиот модел, како и од обработените работни податоци од системот за мониторинг на термоцентралата, се од помош за да се искристализираат препораки за оптимално водење на

работниот процес на парогенераторот и на термоенергетскиот блок како целина. Со тоа, ќе се овозможат соодветни енергетски заштеди при редовното работење на блокот, кои директно водат и до економски заштеди и соодветни еколошки придобивки. Освен тоа, се добиваат насоки за подобрување на компонентите од термоенергетскиот блок. Тоа доведува и до соодветни економски финансиски заштеди, кои се манифестираат во фазата на експлоатација на термотехничките системи. Со оглед на тоа, добиените резултати се важни како од научен аспект, така и за практична инженерска употреба.

Врз основа на претходната анализа, загубите на ексергијата може да се намалат на следните генерички начини:

- Наоѓање оптимални проектни технички решенија на котелското ложиште и системот на горилниците.
- Изнаоѓање оптимално решение за процесот на согорување на горивото.
- Оптимално загревање на воздухот, што овозможува постигнување на оптимална температура на согорување, така што ефикасноста на процесот на согорување се зголемува, а со тоа загубите на енергија и ексергија се намалуваат.
- Употреба на рециркулациони гасови за претходно сушење на горивото,
- Примена на оптимално функционирање на регенеративните загревачи за вода, така што загубите на ексергија во тој сегмент се намалуваат колку што е можно.
- Користење на најквалитетна изолација на котелот во целина, така што топлинските загуби со конвекција и зрачење кон околината се намалуваат колку што е можно повеќе.
- Користење на поквалитетни (облагородени) горива, со повисока топлинска моќ.
- Подобрена подготовка и претходно третирање на горивото, како што е претходно сушење, по можност со употреба на отпадна енергија (отпадна топлина) од излезните гасови.

6. ЗАКЛУЧОЦИ И ПРЕПОРАКИ ЗА ПОНАТАМОШНА РАБОТА

6.1. ЗАКЛУЧОЦИ

Заклучоци за подобрување на ефикасноста на котелската постројка

Во докторскиот труд е анализирана ефикасноста на термичките процеси кои се одвиваат во парогенератори на цврсто гориво од енергетска и ексергетска гледна точка.

Воспоставен е модел на оптимизација на енергетски генератор на параа којшто функционира во рамките на термоцентрала со лигнит како горивна материја. Моделот е заснован врз примената на комбинација од истражувачки методи: енергетски и ексергетски, со цел да се утврдат профилите на дистрибуција на енергија во парогенераторот, дисипацијата на ексергија и промената на температура по должината на гасниот тракт на генераторот, ефикасноста и влијателните фактори, промената на концентрацијата односно емисијата на NO_x во зависност од работните услови и редица други параметри. Како пример за истражувањето е разработен и користени се технички податоци за парогенераторот на термоцентралата на лигнит Косово В. Во рамките на докторскиот трудот се анализираат неколку оперативни режими на термоцентралата, со користење на проектните работни параметри на блокот и за измерените вредности од системот за следење (мониторинг) на постројката.

Моделот за оптимизација е добиен врз основа на комбинација од методолошки пристапи, односно со примена на модифициран и унапреден метод на зонска термичка пресметка, ексергетскиот метод, со цел да се одредат загубите на ексергија на котелската постројка, како и со примена на техниката на нумеричка динамика на флуиди (CFD техника). Кон тоа е придодаден и адаптиран и унапреден инженерски метод за пресметковно одредување на емисијата на азотни оксиди (NO_x).

Ефикасноста на термичките процеси за термоцентралата на лигнит Косово В е анализирана од гледна точка на начинот на искористување на енергијата и ексергијата. Како основа за оптимизацискиот модел се воспоставени биланси според енергетскиот и ексергетскиот метод, со цел да се одреди енергетската и ексергетската ефикасност на парогенераторската постројка. Презентираната анализа јасно покажува дека енергетската анализа е многу важна, но не е доволна за утврдување на загубите и на можностите за подобрување. За да се обезбеди логична целина, оваа анализа треба да биде придружена со ексергетска анализа, бидејќи така јасно се покажува каде се лоцирани енергетските загуби и кои се насоките за овие загуби да бидат што е можно помали.

Значењето на ексергетската анализа особено доаѓа до израз поради фактот дека термоцентралата е динамичен систем, што значи дека ефикасноста на работата на термоенергетскиот блок е тесно поврзана со нејзината стохастичка природа. Сето ова го зголемува кредибилитетот во смисла на примена на ексергетската анализа и соодветните модели, како основа на овој докторски труд.

Најголемата деструкција на ексергијата во термоцентралата се јавува во парогенераторот поради високите внатрешни ексергетски загуби што произлегуваат од

неповратноста на процесите на согорување и пренос на топлина помеѓу продуктите на согорувањето и работниот флуид што струи низ одделни топлиноизменувачки површини - вода, водна пара и воздух.

(1) Температурни профили добиени со примена на зонскиот метод на термичка пресметка

Резултатите што ги претставуваат промените на температурата на гасните продукти од согорувањето по висината на гасниот тракт на парогенераторот, добиени со примена на подобраниот зонски метод на термичка пресметка, претставени со дијаграмите на сликите 5.2 и 5.3 се однесуваат на работа на парогенераторот без инсталирани отвори за внесување дополнителен воздух над зоната на интензивно согорување (OFA отвори). Тоа одговара на моменталната техничка состојба на термоцентралата, додека доведениот проток на воздух на различни нивоа во пресметките е земен според дијаграмот на сликата 4.15 и одговара на условите блиски до проектните. Добиените криви го следат очекуваниот тренд на промена по должината на гасниот тракт. Сепак, измерените вредности на температурите се генерално пониски, со оглед на начинот на кој се одвива тековниот процес во парогенераторот. Тој се карактеризира со значително поголем вишок воздух во зоната на согорување ($\lambda_g=1,45\div 1,5$) отколку што е оптималната вредност ($\lambda_g = 1.20\div 1.25$), како и со дополнителен неорганизиран прилив на свеж воздух во горните делови на котелот во различни работни услови. Освен тоа, со користениот метод на мерење, измерените температури фактички се температурите на обвивката на пламенот и топлиите гасови, а не се однесуваат на јадрото. Овој случај дополнително е пресметковно обработен со земање значително повисоки вредности на коефициентот на вишок на воздух во ложишниот простор ($\lambda_g=1,45\div 1,5$), како последица на неорганизиран инфлукс на воздух во котелот и добиените пресметковни резултати се многу блиски до измерените вредности.

Температурните профили по височината парогенераторот од гасна страна добиени со примена на модифицираната и подобрена зонска термичка пресметка за коефициент на вишок на воздух $\lambda_g = 1,25$, со вклучени OFA отвори, преку коишто се внесува 10 % од вкупниот проток на воздух (дијаграм на сл. 5.4), укажуваат на позитивното влијание на таквото техничко решение во поглед на добивање порамномерна температурна и топлинска распределба.

(2) Ексергетска анализа

Врз основа на спроведените анализи, најголемата дисипација на ексергија во генераторот на пара се јавува поради (1) неповратноста на процесот на согорување и (2) внатрешниот механизам за пренос на топлина на котелот од продуктите на согорувањето кон работниот медиум (вода, водна пара и воздух), кои ја дефинираат внатрешната ефикасност на котелот. Тоа може да се согледа од приказите на промената на ексергијата во парогенераторот преку Грасманов дијаграм (слики 5.5 и 5.6). Ведно, постојат неколку други компоненти кои придонесуваат за големата дисипација на ексергија кај парогенераторот, како што се рецикулацијата на врели гасови, загубата со излезните гасови и загубата на работен флуид поради отсолување и одведување на талог.

Далеку најголемата деструкција на ексергија се јавува поради неповратноста на процесите на согорување и преносот на топлина помеѓу продуктите од согорувањето и работните флуиди вода, водна параа и воздух. Кај генераторот на параа во вообичаени работни услови околу 30% од вкупната загуба (деструкција и дисипација) на ексергија се должат на процесот на согорување.

Според ексергетската анализа, во генераторот на параа вообичаено доаѓа до околу 80 до 85% (83 %) од вкупната загуба на ексергија во термоцентралата. И покрај фактот дека генераторот на параа веќе е во употреба прилично долг период, практично подолго од проектното техничко време, неговата енергетска ефикасност сеуште е релативно висока и во различни режими се наоѓа во границите 79-84%. Тоа произлегува од фактот дека внатрешните иреверзибилности не влијаат врз енергетскиот биланс. Сепак, ексергетската ефикасност на генераторот на параа е значително помала, со вредности малку над 40% во различни работни режими.

Сеопфатно истражување треба да даде поцелосен увид во перформансите на парогенераторот, како суштинска компонента од термоенергетскиот блок, вклучувајќи анализи на енергетската и ексергетската ефикасност. Во однос на генераторот на параа, врз основа на претходната анализа, оптимизацијата на процесите на согорување и пренос на топлина може да се постигне преку редица мерки. Во таа насока, загревање на воздухот за согорување на соодветно ниво, контрола на вишокот на воздух на оптимално ниво, претходно сушење на лигнитот со употреба на топлината на рециркулациони гасови, создавање услови за соодветно мешање на горивото и воздухот, намалување на температурната разлика помеѓу продуктите на согорување и работниот флуид (вода-параа) кај сите топлиноизменувачки површини, односно во секоја фаза од процесот на пренос на топлина, искористување на енергијата содржана во излезните гасови и други мерки може да бидат ефикасни во контролирањето на загубите на ексергијата.

Во актуелната состојба многу тешко може да се преземат промени во внатрешноста на генераторот на параа, односно кај големината и распоредот на грејните површини, со цел да се подобри термодинамичката шема на парогенераторот и да се оптимизира преносот на топлина. Со оглед на тоа, најдостапни се мерките поврзани со подобрувањето на третманот на горивото и оптимизацијата на процесот на согорување. Во таа смисла, претходно сушење на гориво со употреба на комбинација на топла и ладна рециркулација на гасовите и загревање на свеж воздух со излезните гасови од сушачот, со потенцијал за заштеда над 3 до 4%, како и контрола на вишокот на воздух на оптимално ниво се покажуваат како најатрактивни опции за подобрување на ефикасноста на котелот. Затоа, овие прашања ќе бидат во фокусот на понатамошната продлабочена анализа.

(3) Енергетски загуби и степен на корисност (ефикасност)

Како што веќе беше наведено, иако парогенераторот е во употреба прилично долг период, кој речиси го надминува проектниот технички работен век, неговиот степен на корисност (енергетска ефикасност) сеуште е во задоволителни рамки и во различни работни режими изнесува 79-84%. Тоа произлегува од фактот дека внатрешните иреверзибилности кај парогенераторот не влијаат врз енергетскиот биланс.

Степенот на корисност (ефикасноста) на котелот за режим кога котелот работи со вкупен коефициент на вишок на воздух над горилниците $\lambda_p = 1,45$ со прираст до 1,5 се наоѓа во границите 0,80 до 0,83. Во пресметката е тргнато од претпоставката дека воздухот содржан во двофазниот проток на аеросмеса (примарен воздух, гасови и јагленова прашина) претставува 60% од вкупниот проток, а секундарниот воздух изнесува 40% од вкупниот проток. Притоа и во едната и во другата струја е вклучен и вишок воздух што произлегува од неорганизиран прилив на воздух што предизвикува прираст на коефициентот на вишок на воздух од $\Delta\lambda=0,25-0,30$. Поради тоа доаѓа до значително снижување на температурното поле во ложишниот простор, зголемување на загубите поради нецелосно согорување (кои нараснуваат до 5,0-7,0%) и на загубата со излезни гасови, но и до одредено намалување на концентрацијата на NO_x .

Резултатите од пресметките на ефикасноста на котелот и енергетските загуби по имплементацијата на организирано внесување воздух по висината на горилниците, $\lambda_p = 1,25$ и степенесто внесување на воздухот и горивото, покажуваат вредност на степенот на корисност на котелот од околу 0,85. Тоа, меѓу другото, е резултат од значителното намалување на неорганизирано навлегување на воздух во ложишниот простор и подобрена подготовка на горивото со оптимизација на мелењето. И во овој случај односот на распределбата на примарниот и секундарниот воздух што се внесува за согорување е 60%/40%, но и едниот и другиот проток се значително помали поради минимизацијата на неорганизиран инфлукс на воздух преку системот за подготовка на гориво и директно во ложишниот простор. Како резултат од тоа, максималните температури се повисоки во споредба со претходниот случај, што резултира и со нешто повисока концентрацијата на NO_x , но како придобивки се намалуваат значително загубите поради нецелосно согорување и особено енергетската загуба со излезни гасови.

Воведувањето на организирано внесување воздух (што значи работа при коефициент на вишок на воздух $\lambda_p = 1,25$) и подобрена подготовка на горивото со оптимизација на мелењето и сушењето на горивото со користење на дел од топлината содржана во излезните гасови, доведува до дополнително зголемување на вкупната ефикасност на парогенераторот. Вредноста на степенот на корисност се покачува над 86% како резултат на намалувањето на енергетските загуби поради нецелосно согорување од механички и хемиски причини и загубата со излезни гасови (поради оптимизацијата на внесувањето воздух за согорување).

Комплекс од мерки што значат воведување на организирано внесување воздух ($\lambda_p = 1,20 \div 1,22$), подобрена подготовка на горивото (оптимизација на мелењето и сушење на горивото со излезни гасови) и имплементација на систем со отвори за внесување дополнително количество воздух над зоната на активно согорување (OFA систем) резултира со дополнително редуцирање на загубите и пораст на ефикасноста на парогенераторот. Во овој случај степенот на корисност се покачува до вредност 87,20%, а загубите поради нецелосно согорување се намалуваат на околу 3,15%, додека загубата со излезните гасови просечно изнесува околу 9,40%.

Врз основа на добиените резултати во овој дел од истражувањето може да се извлечат неколку основни заклучоци:

- Зголеменото неорганизирано навлегување на воздух преку системот за подготовка на горивото, горилниците и во самиот ложишен простор доведува до работа со големи

вредности на коефициентот на вишок на воздух. Како последица на тоа температурите во ложишниот простор се мошне ниски, што од една страна е повољно за постигнување пониска концентрација на NO_x , но се одразува многу неповолно во поглед на енергетската загуба поради нецелосно согорување и загубата со излезните гасови.

- Ограничувањето на неорганизирано навлегување на воздух доведува до значително намалување на енергетските загуби со излезни гасови и поради нецелосно согорување од хемиски и механички причини. Тоа воедно значи и намалена потрошувачка на електрична енергија за сопствени потреби, односно за работа на вентилаторите за излезни гасови, кои во таков случај функционираат со помал проток.
- Инсталирање на систем со OFA отвори за внесување дополнителен проток на воздух над регионот на активно согорување доведува до дополнително подобрување во распределбата на воздух, односно можност за реализација на степенесто согорување и постигнување на порамномерни температурни профили. Сето тоа резултира со намалени енергетски загуби и поголема вкупна ефикасност на парогенераторот.

(4) CFD анализа

Користејќи ја техниката на нумеричка динамика на флуиди (CFD), во трудот се анализираат различни комбинации на дистрибуција на воздух-гориво, вклучително и систем на согорување со имплементирани горни отвори за дополнителен воздух (OFA отвори). Дел од резултатите од спроведеното истражување со примена на CFD техниката се однесуваат на струјното поле претставено преку вектори на брзина (во m/s) во различни хоризонтални и вертикални пресеци на котелското ложиште, контурите на масените фракции на O_2 , CO_2 и CO во различни пресеци, како показатели на степенот на енергетска конверзија во различни делови на ложишниот простор, температурни профили и други параметри. Тие ги презентираат очекуваните профили на концентрација на O_2 , CO_2 и CO соодветно на степенот на согореност на горивото, земајќи ја предвид претходно споменатата дистрибуција на воздухот.

Температурните контури во различни вертикални и хоризонтални пресеци ги одразуваат очекуваните температурни полиња, кои се постигнуваат со типичен тангенцијален систем за согорување кај енергетски парогенератор на јагленова прашина.

Во однос на изворите и причинителите на најголемите неефикасности кај генераторот на пара, оптимизација на процесот на согорување и преносот на топлина од продуктите на согорувањето кон работните флуиди може да се постигне преку комбинација од различни мерки. Со нив се влијае врз различни работни параметри, а тие се манифестираат преку промена на аеродинамичката и температурната слика, како и врз составот на гасната смеса и особено појавата на продукти на нецелосно согорување во ложишниот простор.

Така, одреден потенцијал за редуцирање на енергетските загуби постои преку соодветно загревање на воздухот за согорување, затворање на локациите на неорганизирано навлегување на воздух, односно оптимизација на вишокот воздух (работа со оптимален коефициент на вишок на воздух), предсушење на лигнитот со користење на излезни гасови,

создавање услови за добро мешање на горивото и воздухот, оптимизација на температурната разлика помеѓу продуктите од согорувањето и работниот флуид во секоја фаза од процесот на пренос на топлина, користење на дел од физичката топлина содржана во излезните гасови и други мерки.

Температурните профили по должината на котелот, односно по неколку вертикални линии: 2,5 m, 5,0 m, 10,0 m, 12,0 m и 14,0 m од предниот ѕид, вклучувајќи ја и централната оска, добиени со примена на CFD моделот, за случај без инсталирани отвори за дополнително внесување воздух преку OFA отвори укажуваат на карактерот на температурното поле и дистрибуцијата на топлина по висината на парогенераторот. Притоа, со зголемен проток на воздух е направен обид да се симулира негативниот ефект на неорганизирано навлегување на воздух и со тоа работа со зголемен вишок воздух во зоната на согорување и понатаму.

Притоа, континуираните линии на температурни профили по висината на котелот означени како (1÷4), добиени со примена на CFD техниката, покажуваат задоволително совпаѓање споредени со вредностите означени со 5 и 6, односно со резултати добиени со мерења (дијаграм на сл. 5.13). Тоа, пак, укажува на добра поставеност на нумеричкиот модел. Во овој случај, во рамките на CFD моделот се вклучени промени што произлегуваат од имплементацијата на отвори за воведување на дел од секундарниот воздух над главната зона на согорување (OFA отвори). Притоа, квалитетот на мелењето на јагленот е изразен со различен гранулометриски состав, преку дистрибуција според Росин-Рамлер (Rosin-Rammler), со неколку вредности на средниот дијаметар на горивните честичи.

Вишокот воздух во вообичаени работни околности на парогенераторот често е значително поголем отколку што е проектирано и предвидено во номинални услови. Тоа предизвикува снижување на температурата во ложишниот простор, што е особено изразено во погорните делови и понатаму во конвективниот дел на парогенераторот. Значителното снижување на температурата, што се потврдува и со мерења, се објаснува, пред се, со релативно големо неорганизирано навлегување на воздух во гасниот тракт на котелот.

Јасно е дека прераспределбата на воведувањето на воздухот и горивото, користејќи го системот OFA, доведува до намалување на максималната температура во ложишниот простор. Ова, исто така, доведува до последователно намалување на формирањето на азотни оксиди. Сепак, според добиените резултати, малку е веројатно дека доволно ниска емисија на NO_x може да се постигне само со примена на примарните методи за нивно намалување.

(5) Концентрација на NO_x во продуктите од согорувањето

Резултатите што се однесуваат на концентрацијата, односно емисијата на NO_x , добиени со примена на модифицираниот и надграден метод за пресметка на NO_x , во разгледуваниот генератор на параа, го рефлектираат соодветно влијанието на степенесто внесување на воздух и гориво, контролата на вишокот воздух и рецикулацијата на врели гасови. Тука треба да се нагласи дека вишокот воздух (изразен преку коефициентот на вишок на воздух) во котелското ложиште за време на мерењата не е точно утврден, туку се претпоставува врз основа на други работни параметри, како што се реалниот состав и

потрошувачката на лигнит, протокот на гасни продукт на согорување, нивниот состав итн. Покрај тоа, степенот на рецикулација на гасните продукти од согорување во ложиштето обично се наоѓа во рамките помеѓу 5 и 10%. Поради тешкотиите за прецизно утврдување, за споредба со резултатите од пресметката, се претпоставуваше дека степенот на рецикулација на гасовите е помеѓу 5 и 8%.

Спроведената анализа покажува одредено стабилно зголемување на концентрацијата на NO_x во главната зона на согорување со пораст на нивото на вишок воздух. Дополнително, зголемувањето на степенот на рецикулација на гасни продукти од согорувањето влијае врз температурата во зоната на согорување снижувајќи ја истата, поради што доаѓа до намалување на концентрацијата на NO_x . Имплементацијата на горни отвори за внесување терцијарен воздух, односно OFA (over-fire air) отвори на две нивоа над горилниците доведува до понатамошно снижување на нивото на максималните температури и до порамномерна распределба на температурното поле во ложишниот простор како резултат на прераспределбата на горивото и воздухот. Како консеквенца од снижувањето на највисоките температури последователно доаѓа и до намалување на концентрацијата на NO_x во продуктите од согорувањето.

(6) Други заклучоци

Во однос на изворите и причинителите на најголемите неефикасности кај генераторот на параа, оптимизација на процесот на согорување и преносот на топлина од продуктите на согорувањето кон работните флуиди може да се постигне преку комбинација од различни техники и мерки. Со нив се влијае врз различни работни параметри, а тие се манифестираат преку промена на аеродинамичката и температурната слика, како и врз составот на гасната смеса и особено појавата на продукти на нецелосно согорување во ложишниот простор.

Така, одреден потенцијал за редуцирање на загубите постои преку соодветно загревање на воздухот за согорување, затворање на локациите на неорганизирано навлегување на воздух, односно оптимизација на вишокот воздух (работа со оптимален коефициент на вишок на воздух), предсушење на лигнитот со користење на излезни гасови, создавање услови за добро мешање на горивото и воздухот, оптимизација на температурната разлика помеѓу продуктите од согорувањето и работниот флуид во секоја фаза од процесот на пренос на топлина, користење на дел од физичката топлина содржана во излезните гасови и други мерки.

Во однос на емисијата на штетни материи, што се однесува до цврстите честичи, таа зависи пред се од ефикасноста на функционирањето на уредите за отпрашување, односно издвојување на честичите од гасната струја, т.е. електростатските филтри, што е надвор од делокругот на оваа анализа. Емисијата, пак, на сулфурни оксиди, пред се на SO_2 , во услови кога не е инсталиран систем за десулфуризација, зависи од содржината на сулфур во составот на горивото. Поради претходното, во трудот се третирали азотните оксиди (NO_x) и продуктите на нецелосно согорување.

6.2. ПРЕПОРАКИ ЗА ПОНАТАМОШНА РАБОТА

Врз основа на реализираните истражувања произлегуваат одредени препораки за понатамошна работа, кои можат да се разгледуваат од два аспекти: (1) во однос на подобрување на ефикасноста на поединечните компоненти, со што исто така се зголемува ефикасноста на парогенераторот, а со тоа и на целиот термоенергетски блок и (2) термо-економска оптимизација на парогенератори и термоцентрали на фосилни горива.

Особено внимание треба да се посвети на намалувањето на ексергетските загуби на локациите кои се најголемите извори на деградација на ексергија. Тоа значи, поставување одделни енергетски и ексергетски биланси и спроведување сеопфатна длабинска анализа минимизирање на загубите кај турбинската постројка, изменувачите на топлина (пареа-вода) за регенеративно загревање на напојната вода, кондензаторот, пумпниот систем, цевниот систем и слично. Целта на таквата анализа е да се најде оптимално техничко решение за секоја од компонентите и да се спроведе оптимизација на работните режими заради поефикасно работење на термоелектричната централа за оптимални работни режими.

Врз основа на спроведените истражувања, има повеќе можности за подобрување на енергетската и ексергетската ефикасност на одделни компоненти од постројката. Како реално технички и финансиски изводливи треба да продлабочено да се анализираат следниве:

- Подобро сушење на горивото со примена на топлината на рециркулациони гасови (врела и топла рециркулација);
- Предзагревање на воздухот за согорување со искористување на гасовите од процесот на сушење;
- Комбинација на сушење на горивото и предзагревање на воздухот со искористување на отпадна топлина;
- Одредување оптимални технички решенија на котелското ложиште и системот на горилниците.
- Оптимално загревање и степенесто доведување на воздухот, во комбинација со степенесто доведување на горивото, што овозможува постигнување на оптимална температура на согорување, така што ефикасноста на процесот на согорување се зголемува, а со тоа загубите на ексергија се намалуваат;
- Оптимизација на начинот на внесување на воздухот и горивото во ложишниот простор од аспект на минимизирање на формирањето и емисијата на азотни оксиди (NO_x);
- Примена на оптимално функционирање на регенеративните загревачи за вода, така што загубите на ексергија во тој сегмент се минимизираат;
- Поставување и одржување на квалитетна изолација на котелот во целина, така што топлинските загуби кон околината се сведуваат на минимум;
- Други мерки за унапредување на ефикасноста.

Понатамошното истражување за оптимизација ќе вклучува дополнителна анализа на повеќестепеното воведување на гориво во ложишниот простор по височина, како и прераспределбата на степенестото воведување на воздухот и горивото во зависност од актуелниот квалитет на јагленот и од работниот режим, оптимизација на работата со 7 горилници (од вкупно осум), испорака на претходно исушено гориво со различна содржина на влага и други мерки, вклучувајќи ги и нивните влијанија врз концентрацијата на NO_x во продуктите од согорувањето.

Другиот аспект на препораките се однесува на термо-економска оптимизација на парогенераторот и на термоцентралата како целина, со цел да се изберат најсоодветните модели за оптимална изведба и функционирање не само од термотехнички, туку и во економски аспект. Во овој сегмент, примената на програмирањето, како линеарно така и нелинеарно, е од особена важност за успешна примена на предвидените модели. Во тезата, според презентираниите модели, соодветно е да се спомене можноста за примена на линеарно програмирање во однос на можноста за назначување на функцијата на целта на соодветните дефиниции. Затоа, дополнителна препорака во рамките на овој труд е понапредна употреба на програмирање, линеарно и нелинеарно, во делот на термо-економска анализа и оптимизација.

7. РЕФЕРЕНЦИ

- [1] Balmer R.T., Modern Engineering Thermodynamics, Elsevier Incl., 2011
- [2] Brewser Hilary D., Heat and Thermodynamics, Oxford Book Company, 2009, ISBN: 978-93-80179-08-7
- [3] Winterbone D.E., Turan A., Advanced Thermodynamics for Engineers, Second edition, Elsevier, 2015
- [4] Çengel, Y., Boles, M., Thermodynamics, an engineering approach, 8th edition, McGraw-Hill, 2015
- [5] Bosnjaković, F.: Nauka o toplini, I dio, 5 izdanje, Tehnička knjiga, Zagreb, 1978; drugi dio, 4 izdanje, Tehnička knjiga, Zagreb, 1976.
- [6] Galović, A., Termodinamika I, Naučna knjiga, Zagreb, 2007
- [7] Galović, A., Termodinamika II, Naučna knjiga, Zagreb, 2007.
- [8] Potter, M.C., Somerton, C.W., Thermodynamics for Engineers, Second edition, Mc Graw Hill, New York, 2006
- [9] Balmer, R.T., Modern Engineering Thermodynamics, Academic Press, Elsevier, Incl., 2011
- [10] Çengel, Y., Heat Mass Transfer, A practical approach, Third edition, New York, 2006
- [11] Siegel, R., Howell, J.R., Thermal Radiation Heat Transfer, 3rd ed., Hemisphere Publishing Corporation, New York, 1992
- [12] Raja, A.K., Srivastava, A.P., Ewivedi, M., Power Plant Engineering, New Age International Ltd. Publishers, 2006, ISBN (10), 81-224-2333-7
- [13] Lindsley, D., Power-plant control and instrumentation, The control of boilers and HRSG systems, The Institution of electrical Engineers, 2005, ISBN, 085296 765 0
- [14] Kuznetsov, N.V., Mitor, V.V., Dubovsky, I.E., Karasina, E.S., Rubin, M.M., Blokh, A.G., Marshak, Y.L., Petrosyan, R.A., Mochan, S.I., Kendys, P.N., (1973, 1998), Thermal Calculation of Boiler Units, The Normative Method, Energya Press, Moscow, p.295 (in Russian)
- [15] Blokh, A.G., Heat Transfer in Steam Boiler Furnaces, Energoatomizdat, Leningrad (in Russian), 1984
- [16] Петровски, И., Парни котли, Универзит „Св. Кирил и Методиј“, Скопје, 2009
- [17] Gulić, M., Brkić, Lj., Perunović, P., Parni kotlovi, Masinski fakultet, Beograd, 1991
- [18] Brkić, Lj., et al., Termoelektrane, Beograd, 2010
- [19] Brkić, Lj., et al., Termički proračun parnih kotlova, Masinski fakultet, Beograd, 1997
- [20] Kreuh, L., Generatori pare (Parni kotlovi), Školska knjiga, Zagreb, 1978
- [21] Bogner, M., (ed) et al., Termotehničar, Poslovna politika, Beograd, 1994
- [22] Brodjanskii, V.M., Eksergetičeskii metod termodinamičeskogo analiza, Energija, Moskva, 1973
- [23] Brodjanskii, V.M., Fratser, V., Mihalek, K., Eksergetičeskie metod i ego prilozhenija, Energoatomizdat, Moskva, 1988
- [24] Szargut, J., Morris, D.R., Steward, F.R., Exergy Analysis of Thermal, Chemical and Metallurgical Processes, Hemisphere Publishing Corp., New York, 1988
- [25] Kotas, T.J., The Exergy Method in Thermal Plant Analysis, second ed., Krieger, Malabar, 1995

- [26] Barclay, F.J., Combined Power and Process- an Exergy Approach, Mechanical Engineering Publications Limited, London, 1995
- [27] Dincer, I., Rosen, M., Exergy, Ottawa, Kanada, 2007
- [28] Çengel, Y., Boles, M., Thermodynamics, an engineering approach, 8th edition, McGraw-Hill, 2015
- [29] Kaushik, S.C., Siva Reddy V., Tyagi, S.K., Energy and exergy analysis of thermal power plants: A review, Renewable and Sustainable energy reviews 15 (2011) 1857-1872
- [30] Koroneos, C.J., et al., Exergy analysis of a 300 MW lignite thermoelectric power plant, Energy, 75 (2014) 304-311
- [31] Kanoglu, M., Suleyman, K., Aysegu, A., Performance characteristics of a diesel engine power plant, Energy Conversion management, 2005; 46; 1692-702
- [32] Regulagadda, P., Dincer, I., Naterer, G.F., Exergy analysis of a thermal power plant with measured boiler and turbine losses, Applied Thermal Engineering 30 (2010) 970-976
- [33] Koroneos, C.J., et al., Exergy analysis of a 300 MW lignite thermoelectric power plant, Energy 75, (2014), 304-311
- [34] Wark, K., Warner, C.F/, Davis, W.T., Air Pollutuion, Its Origin ang Control, Third Edition, Addison Wesley Longman Incl., Mentlo Part, California, 1998
- [35] Seinfeld, J.H., Pandis, S.N., Atmospheric Chemistry and Physics: From Air Pollution to Climate Change, A Wiley-Interscience publication, John Wiley & Sons, 1998
- [36] Fujita, M., JICA Training Coyrse, Introduction to Environmenral Issues, Texbook in CD-ROOM, JICA, KIC, Japan, 2004
- [37] Frenek, W., DeRose, L., Principles and Practices of Air Pollution Control, US EPA, Environmental Research Center, 2003
- [38] Energy Resources International, Incl., Handbook of Climate Change Mitigation Options for Developing Country Utilities and Regulatory Agencies, USEA/USAID, 1999
- [39] Teske, S., Pregger, T., Simon, S., Naegler, T., Graus, W., Lins C., Energy [R] evolution 2010-a sustainable world energy outlook, Energy Efficiency (2011) 4, 409-433
- [40] Esteban, M., Portugal-Pereira J., McLellan, B., Bricker, J., Farzaneh, H., Djalilova, N., Ishihara, K., Takagi, H., Roeber, V., 100% Renewable Energy System in Japan: Smoothing and Ancillary Services, Article in Applied Energy, August 2018, DOI: 10.1016/j.apenergy. 2018.04.067
- [41] Safian, F., Doci, G., Keleman, A., Mao, X., Myths ans facts about deploying renewable in the power systems of Southeast Europe, Based on SEERMAP project, Agora Energiewende, Budapest, 2018
- [42] Dmitrii Bogdanov, Javier Farfan, Kristina Sadovskaia, Arman Aghahosseini, Michael Child, Ashish Gulagi, Ayobami Solomon Oyewo, Larissa de Souza Noel Simas Barbosa & Christian Breyer, Radical transformation pathway towards sustainable electricity via evolutionary steps, nature communications, 2019, 10: 1077, hrrps//doi.org/10.1038/s41467-019-08855-1
- [43] Cosić, B., Krajacić, G., Duić, N., A 100 % renewable energy system in the year 2050: The case of Macedonia, Energy 48 (2012) 80-87
- [44] Heard, B.P., Brook, B.W., Wigley, T.M.L., Bradshaw, C.J.A., Burden of proof: A comprehensive review of the feasibility of 100% renewable-electricity systems, Renewable and Sustainable Energy reviews 76 (2017) 1122-1133

- [45] Gregor Wolbring, *Energy Discourse*, University of Calgary, Canada, 2012
- [46] Ranade, V.V., Gupta, D.F., *Computational Modeling of Pulverized Coal Fired Boilers*, CRC Press, 2015
- [47] Kitto, J.B., Stultz, S.C., Eds, 2005, *Steam its generation and use*, 41st ed., Babcock and Wilcox Company, Barberton, Ohio, USA
- [48] Khalit, E.E., 1982, *Modelling of Furnaces and Combustrors*, Abacus Press, Tunbridge Wells, Kent, UK
- [49] Ustimenko, B.P., Dzhakupov, K.B., Kroly, V.O., 1986, *Numerical modeling of aerodynamics and combustion in furnaces and technology plants (in Russian)* ,Nauka Publ., Alma Ata, Kazakhstan
- [50] Fiveland, A.W., Wessel, A.R., 1988, *Numerical Model for Predicting Performance of 3-D Pulverized-Fuel Fired Furnaces*, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 110 (11), 117-126
- [51] Trivic, D.N., *Metode proracuna, lozista, Termotehnika*, God. XVII, Br.1-2, Beograd, 1991
- [52] Filkoski, R.V., Belosević, S.V., Petrovski, I.J., Oka, S.N., Sijercić, M.A., 2006, *Computational fluid dynamic technique as a tool for description of the phenomena occurring in pulverized coal combustion systems*, *Proc. 1MechE Vol.221, Part A: Power and Energy*, pp. 399-409
- [53] Filkoski, R.V., 2010, *Pulverised-Coal Combustion with Steged Air Introduction: CFD Analysis with Different Thermal Radiation Models*, *The Open Thermodynamics Journal*, 4, 2-12
- [54] Filkoski, R.V., Joleska Bureska L., Petrovski, I.J., *Assesment of the Impact of Under-Fire Air Introduction on the Pulverised Coal Combustion Efficiency*, *Chemical Engineering Transactions*, Vol. 34 (2013)
- [55] Xiogu Han et al., *Simulation study on lignite-fired power system integrated with flow gas drying and waste heat recovery- Performances under variable power loads coupled with off-desing parameters*, *Energie*, 76 (2014) , 406-418
- [56] Filkoski, R.V., Chekerovska, M., Bunjaku, F.,*Research and education in thermal and power engineering with support of CFD technology*, *Int. Conf. REMOO 2016, Science and Engineering for Reliable Energy*, Budva, 18-20 May, 2016
- [57] Zeldovich, Y. B., Sadovnikov, P. Y., Frank-Kamenckii, D. A., *Okislenie azota pri gorenii*, *Izd. Akademija nauk SSSR, Moskva-Leningrad*, 1947
- [58] S.C.Hill, I.D. Smoot, *Modelling of nitrogen oxides formation and destruction in combustion systems*, *Prog. Energy Comb. Sei.*, 26 (2000), pp. 417-458
- [59] Stupar, G., Tucakovic, D., Zivanovic, T., Belosevic, S., *Assessing the impact of primary measures for NOx reduction on the thermal power plant steam boiler*, *Applied Thermal Engineering* , 78 (2015), pp.397-409
- [60] T.Le Bris, F.Cadavid, S. Caillat, S. Pietrzyk, J. Blondin, B. Baudin, *Coal combustion modeling of large power plant, for NOx abatement*, *Fuel* 86 (2007), pp. 2213-2220
- [61] L.I.Diez, C. Corters, J. Pallares, *Numerical investigation of NOx, emissions from a tangentially-fired utility boiler under conventional and overfire air operation*, *Fuel* 87 (2008), pp. 1259-1269
- [62] Krasniqi Alidema, D., Filkoski, R.V., Krasniqi, M., *Exergy efficiency analysis of steam generator on low rank coal*, *Thermal Science*, Vol. 22, No.5, 2018, pp. 2087-2101
- [63] *Working Instructions for Boiler and Turbine in TPP Kosovo B*, Stein Industrie, 1996

- [64] Krasniqi, F., Kosova Thermal Power Plants, ASAK, Prishtine, 2014
- [65] Krasniqi, M., Filkoski, R.V., Krasniqi-Alidema, D., Tashevski, D., Hiseni, D., Options for efficiency enhancement and NO_x emission reduction of utility coal-fired steam generator, 3rd International Conference GREDIT 2018, Skopje, 22-25 March, 2018
- [66] Bezgreshnov, A.N., Lipov, J.M., Sleifer, B.M., Raschet parovih kotlov v primerah i zadachah, Energoatomizdat, Moskva, 1991
- [67] Fluent Inc., 2005, Fluent 6.2 User's Guide, Lebanon NH 03766, USA
- [68] Kuo, K., 1986, Principles of Combustion, John Wiley & Sons, New York, USA
- [69] M.F. Modest, The Weighted-Sum-of-Gray-Gases Model for Arbitrary Solution Methods in Radiative Transfer, Journal of Heat Transfer, Vol. 113, No.3, pp. 650-656, August 1991
- [70] J. Pham et al., Successful Implementation of Multi-Stage Gas Emissions Reduction at 1050 MWeColeson Cove Generating Station Using Reburn, WFGD and WESP Technologies, Power_Gen. International, New Orleans, Louisiana, USA, December, 11-13, 2007
- [71] McKenty, F., Brais, N., Mifuji, M., Gravel, L., Sirois, Y., Optimization of a Dual-Fuel Low-NO_x Combustion System for a Tangentially-Fired Utility Operating Boiler Operating at a High Elevation, STAR Global Energy Forum, Houston, Tx, USA, 23-24 June, 2009
- [72] Prokhorov, V.B., Kirichkov, V.S., Chernov, S.L., Physical and mathematical modeling of solid fuel combustion in the application of direct-flow burners, IOP Publishing, IOP Conf. Series: Journal of Physics: Conf. Series 1261 (2019) 012028
- [73] Stupar, G., Tucakovic, D., Zivanovic, T., Belosevic, S., Assising the impact of primary measures for NO_x reduction on the thermal power plant steam boiler, Applied Thermal Engineering, 78, 2015, 397-409
- [74] Varonos, A., Bergeles, G., The Application of a CFD Code for the Prediction of Combustion, Heat Transfer and NO_x Emissions in Utility Boilers, EU Project "Performance Prediction in Advanced Coal Fired Boilers", Contract No JOF3-CT95-0005, Athens, 1998
- [75] Mallic, A.R., Practical Boiler Operation Engineering and Power Plant, 3rd Edition, PHI Learning, Delhi (The book covers the entire cross-functional aspects of a thermal power plant. Significant part is devoted to description of the scope of energy conversation and methods for emission reduction in thermal power plant), 2014
- [76] Themman, H., Principles and Models of Solid Fuel Combustion, Thesis for the Degree of Doctor of Philosophy, Chalmers University of Technology, Goteberg, 2001
- [77] Twerda, A., Advanced Computational Methods for Complex Flow Simrlation, Ph.D. Thesis, Technische Universiteit Delft, Enschede, 2000
- [78] <https://www.ammk-rks.net/repository/docs>. Annual Environmental Monitoring Report, TPP Kosova B
- [79] Filkoski R. V., Modelling of Thermal Processes and Optimisation of Energetic-Environmental Characteristics of Modern Boiler Plants, Ph.D. Thesis, Sts Cyril and Methodius University, Skopje, 2004
- [80] Roslyakov P. V., Egorova P. E.: Vliyanie osnovnih karakteristik zoni aktivnogo goreniiya na vyhod oksidov azota, Tyeploenergetika, No. 9, Moskva, 1996 / Roslyakov P. V., Egorova P. E., Influence of basic characteristics of the active combustion zone on nitrogen oxides output, Teploenergetika, No. 9, Moskva, 1996

[81] Annual Environmental Impact Monitoring Report for 2018, KEK, TPP Kosovo B, Prishtina, 2019

Дополнителна литература

- [82] Rana V.V., Gupta D.F., Computational Modeling of Pulverized Coal Fired Boilers, CRC Press, 2015
- [83] Kitto J.B., Stultz S.C., Eds., 2005. Steam its generation and use, 41st ed., Babcock and Wilcox Company, Barberton, Ohio, USA
- [84] Khalil, E. E.: Modelling of Furnaces and Combustors, Abacus Press, Tunbridge Wells, Kent, UK, 1982
- [85] Kotas, T. J., The Exergy Method of Thermal Plant Analysis, Exergon Publishing Company UK Ltd., London, 2012
- [86] TPP Kosova B, Boiler and turbine instructions. Obilic, 1996
- [87] Блажевски, А. Термодинамика, трето издание, Универзитет „Св. „Кирил и Методиј“, Машински Факултет, Скопје, 2006.
- [88] Pauken Michael., Thermodynamics for dummies, Wierly Publishing, Inc., 2011, Indianapolis, Indiana
- [89] Moran, M. Shapiro, H. Boetner, D. Bailey, M. Principles of Engineering Thermodynamics, Wirley & Sons, 2012
- [90] Krasniqi Alidema, D. Energy and exergy analysis of working cycles of coal-fired thermal power plant at different operating conditions. Ph.D. Thesis, Skopje 2018
- [91] Krasniqi Alidema, D. Energy and exergy analysis of working cycles with cogeneration of coal-fired thermal power plants, Monograph, Faculty of Mechanical Engineering, University in Prishtina, 2019
- [92] Meidani, R., Entropia (Rregulli e kaosi, Informacioni e Evolucioni), SHBLSH e Ren Tirane, 2016
- [93] Арменски С., Обновливи- одржливи изиори на енергија, „ Европа 92 “ Скопје, 2012.
- [94] Bognakke C., Sonntag, R., Fundamentals of Thermodynamics, SI Version, Wirley, Michigan, 2014
- [95] Granet, I., Bluestein, M., Thermodynamics and Heat Power, CRC Press, Taylor & Francis Group
- [96] Fenimore C. P., Formation of Nitric Oxide in Premixed Hydrocarbon Flames, In “13th Int. Symp. on Combustion, The Combustion Institute, 1971
- [97] Roslyakov P. V., Beitszin Ch., Priroda emisii bystrih oksidov azota pri szhiganii organicheskikh topliv, Tyeploenergetika, No 4, Moskva, 1994
- [98] T.C- Kosova B, DEPARTAMENTI INXHINJERINGUT, GRUPI I MBROJTJES SË MJEDISIT, RAPORTI VJETOR I MONITORIMIT TË MJEDISIT PËR VITIN, Monitorimi i Mbrojtjes së Mjedisit në T.C-Kosova-B Për vitet 2016, 2017, 2018, 2019
- [99] European Agency for Reconstruction, Contract nr 04KOS01/03/009, Lot 2, PRE-FEASIBILITY STUDY FOR POLLUTION MITIGATION MEASURES AT KOSOVO B POWER PLANT, Draft final, 2006
- [100] Modest M.F.: The Weighted-Sum-of-Gray-Gases Model for Arbitrary Solution Methods in Radiative Transfer, Journal of Heat Transfer, Vol. 113, No. 3, 1991, pp. 650-656
- [101] Annual Environmental Impact Monitoring Report for 2018, KEK, TPP Kosovo B, Prishtina, 2019
- [102] Najjar, Y.S.H.: Modern and appropriate technologies for the reduction of gaseous pollutants and their effects on the environment. Clean Technologies and Environmentatl Policy, 10, 3, 2008, pp. 269-278

- [103] Jayanti S., Kareemulla D.: Detailed plant layout studies of oxy-enriched CO₂ pulverized coal combustion based power plant with CO₂ enrichment, *Clean Techn. Environ. Policy*, 18.6.2016, 1985-1994
- [104] Hill S.C., Smoot L.D.: Modeling of nitrogen oxides formation and destruction in combustion systems, *Prog. Energy Comb. Sci.*, 26, 2000, pp. 417-458
- [105] Stupar G., Tucakovic D., Zivanovic T., Belosevic S.: Assessing the impact of primary measures for NO_x reduction on the thermal power plant steam boiler, *Applied Thermal Engineering*, 78, 2015, pp. 397-409
- [106] Bris T. Le, Cadavid F., Caillat S., Pietrzyk S., Blondin J., Baudoin B.: Coal combustion modelling of large power plant, for NO_x abatement, *Fuel* 86, 2007, pp. 2213-2220
- [107] Diez L.I., Cortes C., Pallares J.: Numerical investigation of NO_x emissions from a tangentially-fired utility boiler under conventional and overfire air operation, *Fuel* 87, 2008, pp. 1259-1269
- [108] Smith T. F., Shen Z. F., Friedman J. N.: Evaluation of Coefficients for the Weighted Sum of Gray Gases Model, *J. Heat Transfer*, 104, 1982
- [109] Хитрин, Л. Н. Физика горения. МГУ, Москва, 1957

ПРИЛОЗИ

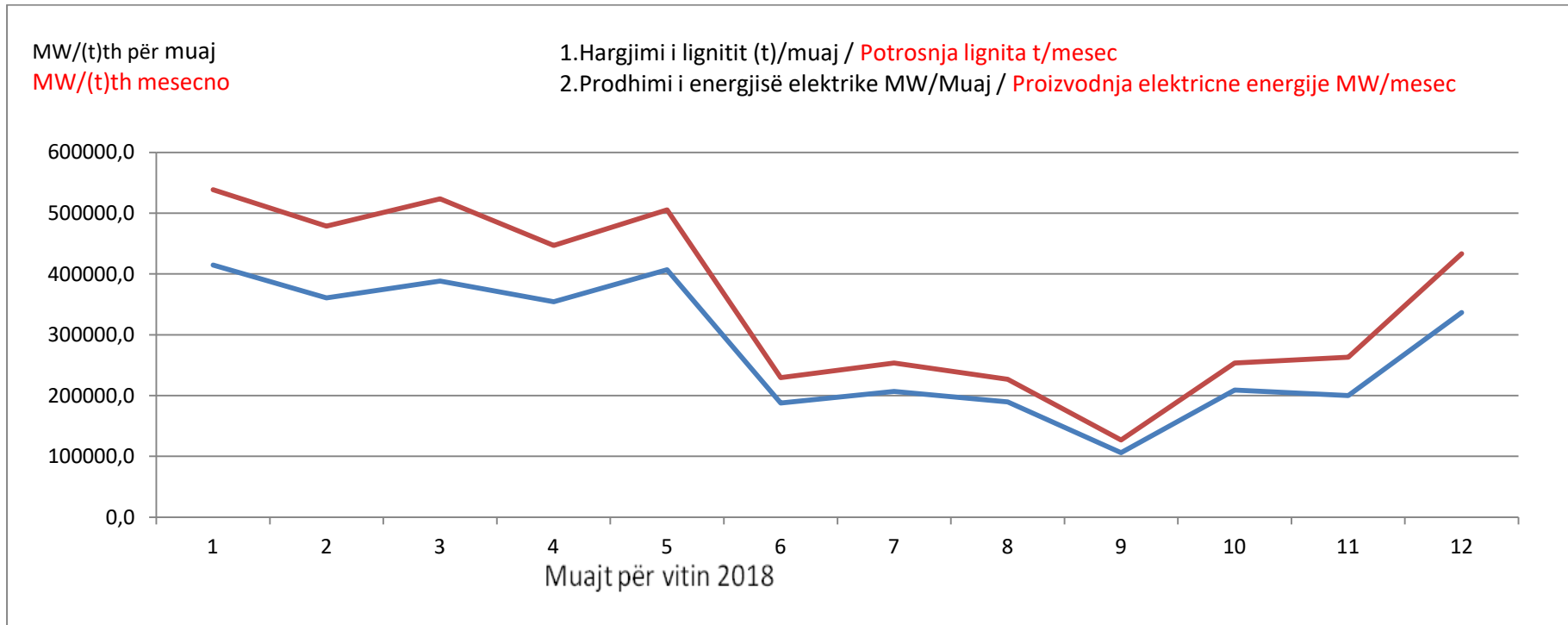
- 1. Приказ на извештај за производство на електрична енергија, потрошувачка на јаглен, емисија на гасови и прашина**
- 2. Пример на дијаграмски приказ на потрошувачка на јаглен и производство на електрична енергија во блокот по месеци**
- 3. Дијаграмски приказ на емисија на гасови и честици од блокот по месеци**
- 4. Приказ на резултати од мерења на штетни емисии од ТЕЦ Косово В1 и В2, на годишно ниво**
- 5. Пример на задавање влезни податоци и гранични услови во моделот на парогенераторот со примена на CFD техника**
- 6. Пример на дефинирање термофизички својства на одделни материи во рамките на моделот на парогенераторот со примена на CFD техника**
- 7. Пример на дефинирање параметри за пресметка со помош на CFD моделот**
- 8. Пример на извештај за резултатите од процесот на енергетска конверзија (испарување на влага, издвојување на испарливи согорливи материи и согорување) на група горивни честици во нумеричкиот домен**
- 9. Интерполациски функции - коефициенти во полиномите со коишто се дефинирани термофизичките карактеристики на работните флуиди**

1. Приказ на извештај за производство на електрична енергија, потрошувачка на јаглен, емисија на гасови и прашина

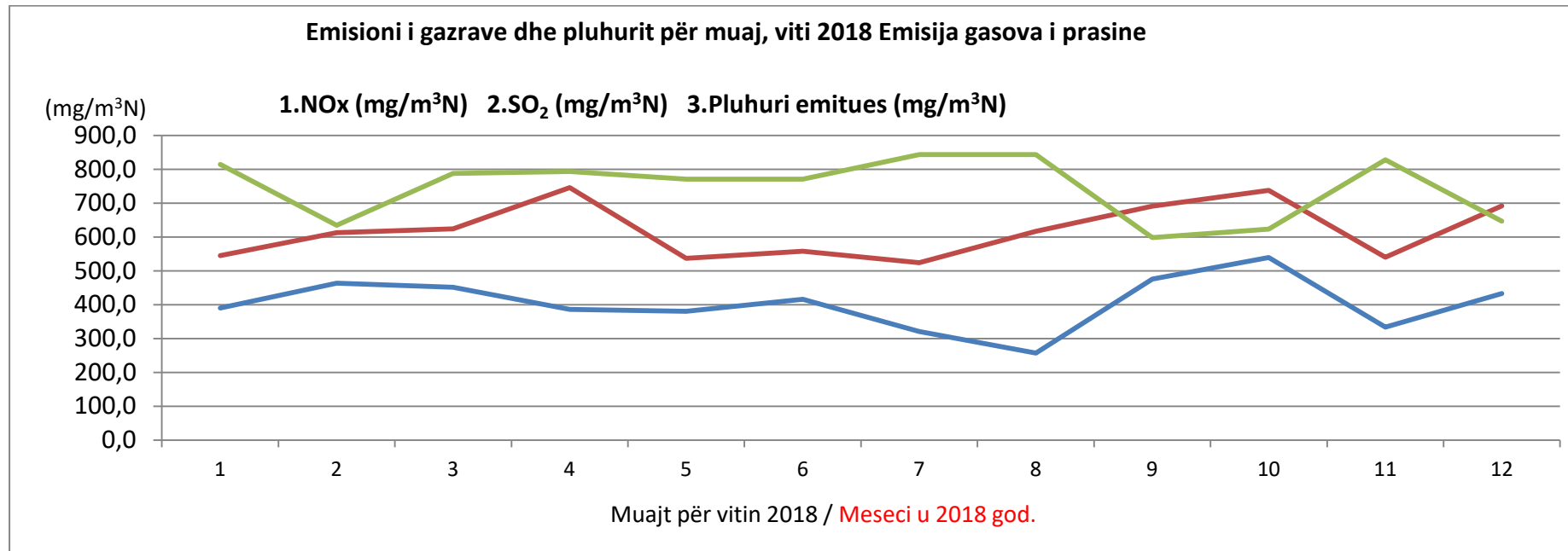
TC-KB	Tab.1. Parametrat / Parametar	Prodhimi i energjisë elektrike, hargjimi i thengjillit, sasia e hirit, emisioni i gazrave dhe pluhurit për Vitin 2018 Proizvodnja elektricne energije, potrosnja uglja, kolicina pepela, emisija gasova i prasine u 2018 godini													
		Janar Januar	Shkurt Februar	Mars Mart	Prill April	Maj Maj	Qershor Juni	Korrik Juli	Gusht Avgust	Shtator Septembar	Tetor Oktobar	Nëntor Novembar	Dhjetor Decembar	Mesatarja	Totali Ukupno
B1	Prodhimi (MWh) gjenerator Proizvodnja elektricne energije u elektrogeneratoru, MWh	208587	176334	191948	168195	201112	31					128780	153569.6	1228557	
	Harxh. i lignitit Potrosnja lignite, t/mesec	278478	243316	265892	221224	261393	246					169970	205788.4	1646307	
	Harxh. specifik, Specificna potrosnja lignite t/(MWmesec)	1.34	1.38	1.39	1.32	1.30	7.94					1.32	2.281501	18.25201	
	Prodhimi i Hiri (t/muaj) Kolicina pepela, t/mesec	48781	34162	39964	34843	39131	40					24680	31657.29	253258.3	
	Prodh. spec. i hirit (t/MW) Specificna proizvodnja pepela, t/MW	0.233864	0.19373	0.2082	0.207158	0.19457	1.290323					0.191645	0.359929	2.879428	
	Emisioni i pluhuri (t/muaj) Emisija prasine, t/mesec	241.99	317.7	274.15	202.44	257.48	0.26					258.59	221.8007	1774.406	
	Pluhuri emitues (mg/m ³ N) Emisija prasine, mg/m ³ n	322.90	387.15	390.89	341.56	352.68	382.36					457.7	376.4631	3011.705	
	Prodhimi i SO ₂ (t/muaj) Proizvodnja SO ₂ , t/mesec	2116	1460	1914	1858	2091	2					1156	1513.919	12111.35	
	SO ₂ (mg/m ³ N) SO ₂ , mg/m ³ n	573.37	538.24	619.38	723.92	570.13	598.63					618.92	606.0847	4848.677	
	NO _x (t/muaj) NO _x , t/mesec	752	657	691	597	706	1					459	551.8415	4414.732	
	NO _x (mg/m ³ N), NO _x ,	798.82	637.39	784.79	802.38	769.67	769.67					646.71	744.2038	5953.63	
	CO ₂ (t/muaj), t/mesec	229384	211291	231247	194937	239406	208					122126	175514.1	1404113	
	CO ₂ (g/m ³ N)	242	205	270	262	261	241					172	236.0794	1888.635	
	CO (t/muaj) t/mesec		75	64	54	66	0					38	49.5	346.5	
	CO (mg/m ³ N)		72.45	72.67	72.45	72.45	72.45					52.88	69.225	484.575	
B2	Prodhimi (MWh) gjenerator Proizvodnja el. energije (na elektrogeneratoru), MWh	206019.0	184132	196485	185932	206033	187608	206724	189474	105780	209005	200005	207718	190409.6	2284915.0
	Harxh. i lignitit, Potrosnja lignita t/mesec	260303	235487	257512	225673	243903	229014	253541	226691	126938	253497	262995	263497	236587.6	2839051.0
	Harxh. specifik Specificna potrosnja lignita t/(MWmesec)	1.3	1.3	1.3	1.2	1.2	1.2	1.2	1.2	1.2	1.2	1.3	1.3	1.2	14.9
	Prodhimi i Hiri (t/muaj) Proizvodnja pepela, t/mesec	34985	31602	37957	33039	36024	37169	40567	29084	16870	35464	40659	37733	34262.7	411152.7
	Prodh. spec. i hirit (t/MW) Specificna proizvodnja pepela	0.17	0.17	0.19	0.18	0.17	0.20	0.20	0.15	0.16	0.17	0.20	0.18	0.2	2.1
	Emisioni i pluhuri (t/muaj) Emisija prasine (t/mes.)	308.57	432.57	345.41	265.96	277.39	286.2	207.3	148.62	216.98	471.6	227.69	356.73	295.4	3545.0

B1+B2	Pluhuri emitues(mg/m ³ N) Emisija prasine	458.11	539.69	512.85	430.42	408.83	449.24	320.91	257.33	476.15	539.39	333.66	407.67	427.9	5134.3
	Prodhimi I SO ₂ (t/muaj) Proizvodnja SO ₂ , t/mesec	2082	1648	1803	1986	2000	1924	1978	1904	965	2079	2104	2003	1873.0	22476.4
	SO ₂ (mg/m ³ N)	516.92	687.72	628.61	767.67	504.58	516.89	524.06	616.88	691.06	738.23	540.04	765.28	624.8	7497.9
	NO _x (t/muaj), t/mesec	703	636	670	609	659	618	685	612	343	684	710	711	636.7	7639.8
	NO _x (mg/m ³ N)	830.77	631.58	791.48	785.11	772.75	772.75	843.75	843.75	598.8	623.27	828.47	647.33	747.5	8969.8
	CO ₂ (t/muaj), t/mesec	205574	215939	222166	202803	222493	193887	215581	192751	109264	209637	225229	202664	201499.0	2417988.3
	CO ₂ (g/m ³ N)	232	215	268	261	261	242	266	266	191	191	263	184	236.6	2839.6
	CO (t/muaj)		73	62	56	62	58	59	53	41	80	62	54	60.0	660.0
	CO (mg/m ³ N)		72.45	73.5	72.45	72.45	72.45	72.45	72.45	72.45	72.45	72.45	49.35	70.4	774.9
	Prodhimi (MWh)gjenerator Proizvodnja elektricne energije, MWh/mesec	414606.0	360466.0	388433.0	354127.0	407145.0	187639.0	206724.0	189474	105780	209005	200005	336498.0	279991.8	3513471.6
	Harxh.i lignitit Potrosnja lignita t/(MWhmesec)	538781.0	478803.0	523404.0	446897.0	505296.0	229260.0	253541.0	226691	126938	253497	262995	433467.0	356630.8	4485358.4
	Harxh.specifik Specifcna potrosnja lignita t/(MWhmesec)	1.3	1.3	1.3	1.3	1.2	1.2	1.2	1.2	1.2	1.2	1.3	1.3	1.3	33.1
	Prodhimi i Hiri (t/muaj) Proizvodnja pepela, t/mesec	83765.7	65764.0	77921.0	67882.0	75155.0	37209.0	40567.0	29084.0	16870.0	35464.0	40659.0	62413.0	52729.5	664411.0
	Prodh.spec.i hirit (t/MW) Specifcna proizvodnja pepela	0.20	0.18	0.20	0.19	0.18	0.20	0.20	0.15	0.16	0.17	0.20	0.19	0.2	5.0
	Emisioni I pluhuri (t/muaj) Emisija prasine	550.6	750.3	619.6	468.4	534.9	286.5	207.3	148.6	217.0	471.6	227.7	615.3	424.8	5319.4
	Pluhuri emitues(mg/m ³ N) Emisija prasine	390.5	463.4	451.9	386.0	380.8	415.8	320.91	257.33	476.15	539.39	333.66	432.7	404.0	8146.0
	Prodhimi I SO ₂ (t/muaj) Proizvodnja SO₂, t/mesec	4198.9	3108.0	3717.0	3844.0	4091.0	1926.0	1978.0	1904.0	965.0	2079.0	2104.0	3159.0	2756.2	34587.8
	SO ₂ (mg/m ³ N)	545.1	613.0	624.0	745.8	537.4	557.8	524.06	616.88	691.06	738.23	540.04	692.1	618.8	12346.6
	NO _x (t/muaj), t/mesec	1454.7	1293.0	1361.0	1206.0	1365.0	619.0	685.0	612.0	343.0	684.0	710.0	1170.0	958.6	12054.6
	NO _x (mg/m ³ N)	814.8	634.5	788.1	793.7	771.2	771.2	843.75	843.75	598.8	623.27	828.47	647.0	746.6	14923.4
CO ₂ (t/muaj),t/mesec	434958.3	427230.0	453413.0	397740.0	461899.0	194095.0	215581.0	215581	192751	109264	209637	225229	294781.5	3822101.4	
CO ₂ (g/m ³ N)	236.6	210.0	269.0	261.5	261.0	241.5	266	266	191	191	263	178.0	236.2	4728.2	
CO (t/muaj), t/mesec	0.0	148.0	126.0	110.0	128.0	58.0	59.0	53.0	41.0	80.0	62.0	92.0	79.8	1006.5	
CO (mg/m ³ N)	0.0	144.9	146.2	144.9	144.9	144.9	72.5	72.5	72.5	72.5	72.5	102.2	99.2	1259.5	

2. Пример на дијаграмски приказ na потрошувачka na јаглен и производство na електрична енергија во блокот по месеци



3. Дијаграмски приказ на емисија на гасови и честици од блокот по месеци



4. Приказ на резултати од мерења на штетни емисии од ТЕЦ Косово В1 и В2, на годишно ниво

Regarding the analyzes made in this paper, for TPP Kosova B were taken notes on the amount of released dust, SO₂, NO_x in mg / m³n as well as on the amount of CO₂ in g / m³n for the years of 2016, 2017, 2018 and 2019. These records are processed by determining their average value and comparing them with the allowed values of the mentioned emissions.

The following tables (Table P.4) will present the results of the measurements of harmful emissions from TPP Kosovo B (blocks B1 and B2) for the different years[78].

TABLE P4

Table P.4.1

2016					
TPP-Kosova B	Production MWh	Dust mg/m ³ n	SO ₂ mg/m ³ n	NO _x mg/m ³ n	CO ₂ g/m ³ n
B1	159995.8	397.5	496.6	683.3	209.09
B2	167834.5	359.5	494.6	679.0	215.8

Table P.4.2

2017					
TPP-Kosova B	Production MWh	Dust mg/m ³ n	SO ₂ mg/m ³ n	NO _x mg/m ³ n	CO ₂ g/m ³ n
B1	154807.5	361.3	581.6	670.9	230.33
B2	148689.3	385.9	624.8	666.5	215.5

Table P.4.3

2018					
TPP-Kosova B	Production MWh	Dust mg/m ³ n	SO ₂ mg/m ³ n	NO _x mg/m ³ n	CO ₂ g/m ³ n
B1	153569.6	376.48	606.08	744.2	236.08
B2	190409.6	427.90	624.80	747.5	236.6

Table P.4.4

2019					
TPP-Kosova B	Production MWh	Dust mg/m ³ n	SO ₂ mg/m ³ n	NO _x mg/m ³ n	CO ₂ g/m ³ n
B1	182726	338.56	628.49	646.48	204.25
B2	164154	469.2	639.60	647.50	206.8

Table P.4.5.Limit values of emissions of harmful substances for TPP Kosova B

Pollutant	2018	2020	2023	2026
SO ₂ (mg/m ³ n)	400	400	400	200
NO _x (mg/m ³ n) as NO ₂	500	500	200	200
Dust (mg/m ³ n)	50	50	50	20

2016	159995.8	167834.5
2017	154807.5	148689.3
2018	153569.6	190409.6
2019	182726	164154

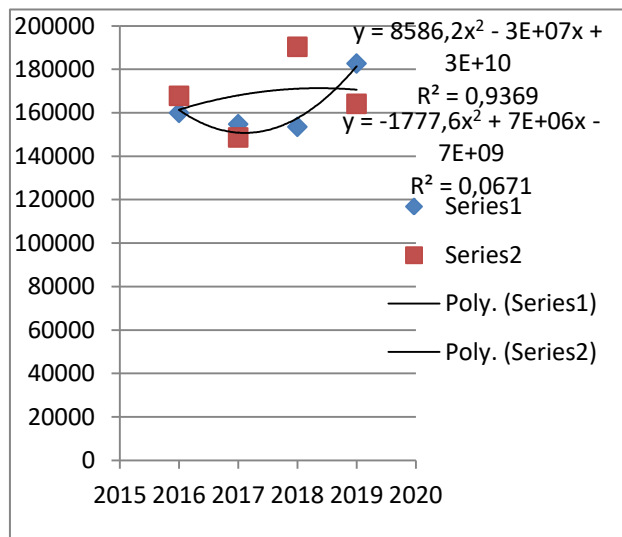


Fig.P.4.1. Production of useful energy MWh in thermal power plant Kosova B1 (Series 1) and thermal power plant Kosova B2 (Series 2).

According to the diagram in (fig.P.4.1), regarding the productivity of useful energy in TPP Kosova B1 and TPP Kosova B2, for the period time of 2016 - 2019, it is noticed that in TPP Kosova B1 productivity has marked a decrease and, then a trend of growth. Regarding the productivity of TPP Kosova B2, for the same period of time, we basically distinguish a small growth trend (according to the profit-making corrective curve).

2016	397.5	359.5
2017	361.3	385.9
2018	376.48	427.9
2019	338.56	469.2

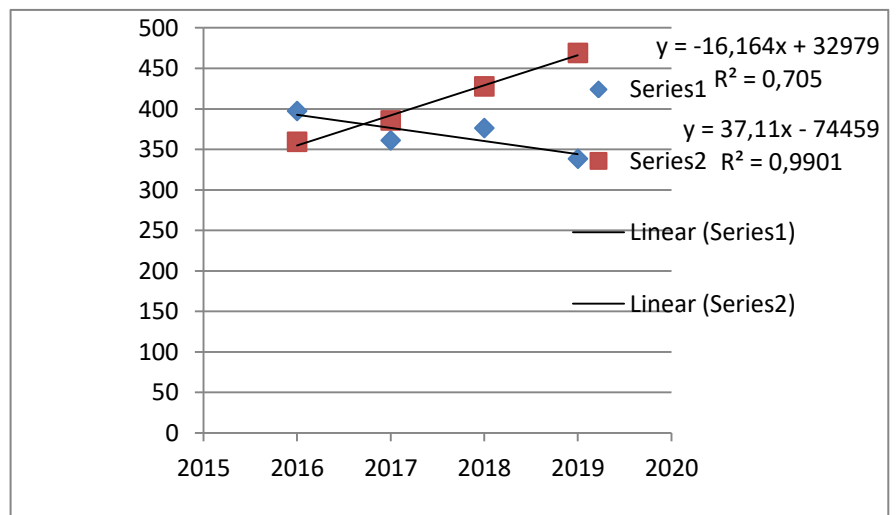


Fig.P.4.2: Dust Emission in $\text{mg}/\text{m}^3\text{n}$ in thermal power plant Kosova B1 (series 1) and in thermal power plant Kosova B2 (series 2).

According to the diagram in (fig.P.4.2), regarding the emission of harmful emissions of dust in TPP Kosova B1 and TPP Kosova B2, for the period time of 2016 - 2019, it is noticed that in TPP Kosova B1 the emission in question is distinguished by a continuous trend in decreasing, which is very favorable for the protection of the living environment. Regarding the emission in question of TEC Kosova B2, for the same period of time, the emission of dust is distinguished by a continuous

increasing trend and, this is very inconvenient for the environment. Therefore, the necessary and appropriate measures should be taken by TPP Kosova B2 for the emission of this premium to have a continuous decreasing trend.

2016	496.6	494.6
2017	581.6	624.8
2018	606.08	624.8
2019	628.49	639.6

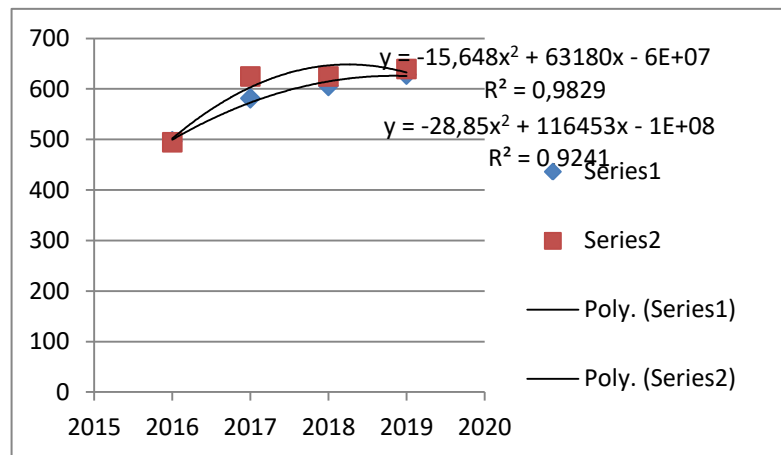


Fig.P.4.3: SO₂ emission in mg/m³n in thermal power plants Kosova B1 (series 1) and in thermal power plants Kosova B2 (series 2).

According to the diagram in (fig.P.4.3), in relation to the harmful premium emission SO₂ in TPP Kosova B1 and TPP Kosova B2, for the period time of 2016 - 2019, it is noticed that in TPP Kosova B1 the emission in question is distinguished by a continuous increasing trend, which is very harmful for the protection of the living environment. Regarding the premium show in question of TPP Kosova B2, for the same period of time, the premium show of SO₂ is distinguished by a continuous growing trend, even more pronounced than that of TPP Kosova B1 and, this is very inconvenient. to the preservation of the living environment. Therefore, the TPP Kosova B1 and TPP Kosova B2 should take the necessary and appropriate measures for the emission of this premium to have a continuous trend in decreasing.

2016	683.3	679
2017	670.9	666.5
2018	744.2	747.5
2019	646.48	647.5

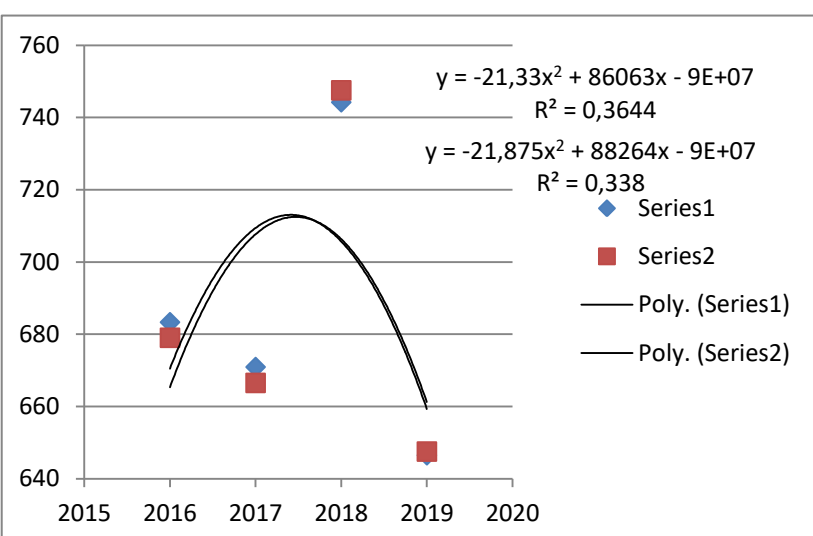


Fig.P.4.4.: NO_x emission in mg/m³n in thermal power plant Kosova B1 (series 1) and in thermal power plant Kosova B2 (series 2).

According to the diagram in (fig.P.4.4), regarding the emission of harmful premiums NOx in TPP Kosova B1 and TEC Kosova B2, for the period 2016 - 2019, it is noticed that in TPP Kosova B1 the emission in question is distinguished by a growing trend of a maximum value and, then with a continuous decreasing trend, which is very favorable for the protection of the living environment. Regarding the emission in question of TPP Kosova B2, for the same period of time, the trend of change of this premium is similar to TPP Kosova B1, so the parametric curve is somewhat shifted higher.

2016	209.09	215.8
2017	230.33	215.5
2018	236.08	236.6
2019	204.25	206.8

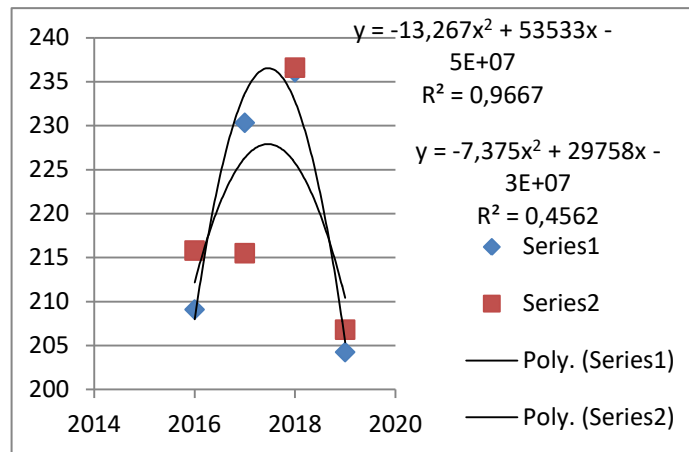


Fig.P.4.5: CO₂ emission in g/m³n in thermal power plant Kosova B1 (series 1) and in thermal power plant Kosova B2 (series 2).

According to the diagram in (fig.P.4.5), regarding the emission of harmful CO₂ emissions in TPP Kosova B1 and TPP Kosova B2, for the period time of 2016 - 2019, it is noticed that in TPP Kosova B1 the emission in question is distinguished by a growing trend of a maximum value and, then with a continuous decreasing trend, which is very favorable for the preservation of the living environment. Regarding the emission in question of TPP Kosova B2, for the same period of time, the trend of change of CO₂ emission is similar to TPP Kosova B1, so the parametric curve is something shifted below.

Regarding the CO₂ emission in [t /years], the calculation can be presented in the following way:

The projected amount of flue gases in the chimney is 1,813,300 m³n / h = 503.83 m³n/s.

During 2016, an average amount of CO₂ was released from a block of TPP Kosova B:

$$m(\text{CO}_2)/\text{day} = 86400 \text{s} \cdot 503.83 \text{m}^3/\text{s} \cdot 0.0002124 = 9245.96 \text{ t/day};$$

$$m(\text{CO}_2)/\text{years} = 365 \cdot 9245.96 = 3374775.4 \text{ t/years};$$

During 2017, an average amount of CO₂ was released from a block of TPP Kosova B:

$$m(\text{CO}_2)/\text{day} = 86400 \text{s} \cdot 503.83 \text{m}^3/\text{s} \cdot 0.0002229 = 9703.04 \text{ t/day}$$

$$m(\text{CO}_2)/\text{years} = 365 \cdot 9703.04 = 3541609.6 \text{ t/years}$$

During 2018, an average amount of CO₂ was released from a block of TPP Kosova B:

$$m(\text{CO}_2)/\text{day} = 86400 \text{s} \cdot 503.83 \text{m}^3/\text{s} \cdot 0.0002363 = 10286.35 \text{ t/day}$$

$$m(\text{CO}_2)/\text{years}=365 \cdot 10286.35=3754517.75 \text{ t/years.}$$

During 2019, an average amount of CO₂ was released from a block of TPP Kosova B:

$$m(\text{CO}_2)/\text{day}=86400\text{s} \cdot 503.83 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 0.0002055=8945.6 \text{ t/day}$$

$$m(\text{CO}_2)/\text{years}=365 \cdot 8945.6=3265144 \text{ t/years.}$$

2016	3374775
2017	3541610
2018	3754518
2019	3265144

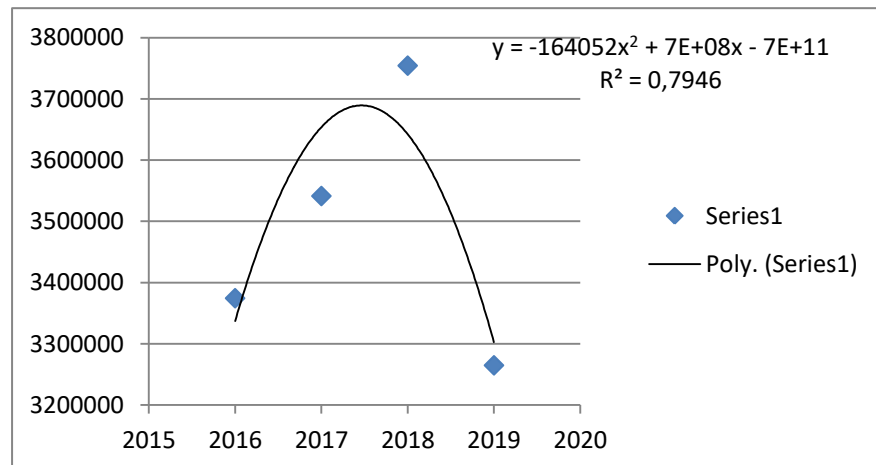


Fig.P.4.6: CO₂ emission int/years in thermal power plants Kosova B1.

According to the diagram in (fig.P.4.6), regarding the emission of harmful CO₂ emissions in TPP Kosova B1, in [t/years], for the period 2016 - 2019, it is noticed that in TEC Kosova B1 the emission in question is distinguished by an increasing trend of a maximum value and, then with a continuous decreasing trend, which is very favorable for the preservation of the living environment. So, even according to the calculation of this type, it is noticed that the emission of this premium (CO₂) has an increase, and then a continuous trend in decrease, which is very favorable in terms of preserving the living environment.

5. Пример на задавање влезни податоци и гранични услови во моделот на парогенераторот со примена на CFD техника

Влезните услови за примарен и секундарен воздух преку отворите на горилниците и преку отворите OFA (Over-fire air) содржат податоци за масениот проток, температурата, насоката, во овој случај изразена преку компонентите на векторот на брзината по одделни координатни оски, интензитетот на турбуленција и други податоци. Во продолжение е даден пример на група влезни податоци.

Air-i-1a

Condition	Value
Mass Flow Specification Method	0
Mass Flow-Rate	4.360
Mass Flux	1
Average Mass Flux	1
Upstream Torque Integral	1
Total Temperature	440
Supersonic/Initial Gauge Pressure	0
Direction Specification Method	0
Coordinate System	0
X-Component of Flow Direction	0.597
Y-Component of Flow Direction	0.783
Z-Component of Flow Direction	-0.174
X-Component of Axis Direction	1
Y-Component of Axis Direction	0
Z-Component of Axis Direction	0
X-Coordinate of Axis Origin	0
Y-Coordinate of Axis Origin	0
Z-Coordinate of Axis Origin	0
Turbulence Specification Method	0
Turb. Kinetic Energy	1
Turb. Dissipation Rate	1
Turbulence Intensity	0.1
Turbulence Length Scale	1
Hydraulic Diameter	0.2
Turbulent Viscosity Ratio	10
External Black Body Temperature Method	0
Black Body Temperature	300
Internal Emissivity	1
Mean Mixture Fraction	0
Mixture Fraction Variance	0
Discrete Phase BC Type	2
Is zone used in mixing-plane model?	no

Податоците што се однесуваат на граничните услови кај влезните отвори за гориво (аеросмеса) и воздух се задаваат на сличен начин. Мора да се нагласи дека тие претставуваат целина заедно со дефинираните влезни податоци што се однесуваат на внесувањето гориво, преку опцијата Define→Injections во Flunet CFD. Во склоп на оваа опција се дефинира и се задава масениот проток на гориво што се внесува преку секој горилнички отвор во ложишниот простор во истражуваниот работен режим, брзинскиот вектор преку компоненти на брзината по x, y и z оската, локацијата од која што се врши внесувањето (во овој случај дефинирана како влезна површина), насоката (преку векторски компоненти по одделни координатни оски), температурата, гранулометриската карактеристика (преку 10-12 дискретни вредности на дијаметри на горивни честички), дистрибуцијата на гориво по височината на горилникот итн.

Пример за дефинирање влезни параметри за гориво низ еден горилнички отвор е даден во продолжение.

Injection Name	Burner-1
Injection Type	surface
Release From Surfaces	jaglen-1a, jaglen-1b, jaglen-1c
Particle Type	Combusting
Material	lignite
Diameter Distribution	rosin-rammler
Oxidizing Species	O2
Point Properties	
X-Velocity (m/s)	7.0
Y-Velocity (m/s)	8.6
Z-Velocity (m/s)	-0.5
Total Flow Rate (kg/s)	4.15
Min. Diameter (m)	2.0exp(-05)
Max. Diameter (m)	0.0005
Spread Parameter	3.5
Number of Diameters	8
Turbulent Dispersion	
Stochastic Model	
Number of Tries	10
Time Scale Constant	0.1

Особено е важно да се разгледа поставувањето на граничните услови за површините што ги претставуваат ложишните сидови на парогенераторот . Во случај на екранските површини, како појдовни податоци се поставуваат температурата на работниот медиум од страната вода-пареа, материјалот од кој се произведуваат површините за пренос на топлина (челични цевки), како и другите параметри што ги дефинираат ги условите за пренос на топлина од продукти на согорувањето кон двофазниот работен флуид. Коефициентот на пренос на топлина од продуктите на согорување до цевните сидови се пресметува врз основа на термичките и аеродинамичките услови во ложишниот простор и особено локално, во близина на сидовите.

Fire-walls-1

Condition	Value

Wall Thickness	0
Heat Generation Rate	0
Material Name	steel
Thermal BC Type	5
Temperature	617
Heat Flux	0
Convective Heat Transfer Coefficient	5000
Free Stream Temperature	617
Enable shell conduction?	no
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	no
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation	0
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
Internal Emissivity	exponential function
External Emissivity	1
External Radiation Temperature	617
Wall Roughness Height	0
Wall Roughness Constant	0.5
Discrete Phase BC Type	2
Normal	0
Tangent	((polynomial angle 1))
Impact Angle Function	1
Diameter Function	1
Velocity Exponent Function	0
Rotation Speed	0
X-Position of Rotation-Axis Origin	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	0
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	1
X-component of shear stress	0
Y-component of shear stress	0
Z-component of shear stress	0
Surface tension gradient	0

6. Пример на дефинирање термофизички својства на одделни материи во рамките на моделот на парогенераторот со примена на CFD техника

Material: lignite (combusting-particle)

Property	Units	Method	Value(s)
Density	kg/m ³	constant	1250
Cp (Specific Heat)	J/kg-k	polynomial	(400 1680) (1000 1730)
Thermal Conductivity	W/m-k	constant	0.050000001
Latent Heat	J/kg	constant	2250000
Vaporization Temperature	K	constant	400
Volatile Component Fraction	%	constant	38.05
Binary Diffusivity	m ² /s	constant	0.00050000002
Particle Emissivity		polynomial	(300 0.60000002) (3000 0.75)
Particle Scattering Factor		constant	0.5
Swelling Coefficient		constant	1
Burnout Stoichiometric Ratio		constant	1.33
Combustible Fraction	%	constant	23.85
Devolatilization Model	1/s	two-competing-rates	(200000 75000000 0.30000001 13000000 1.45e+08 1)
Combustion Model		kinetics/diffusion-limited	(5e-12 0.0020000001 85000000)

7. Пример на дефинирање параметри за пресметка со помош на CFD моделот

Solver Controls

Водечки равенки (Equations)

Equation Solved

Flow yes

Turbulence yes

Energy yes

P1 yes

Pdf yes

Numerics

Numeric Enabled

Absolute Velocity Formulation yes

Подрелаксација на решението (Underrelaxation)

Променлива Фактор на релаксација

Pressure 0.3

Density 0.9

Body Forces 0.8

Momentum 0.7

Turbulence Kinetic Energy 0.8

Turbulence Dissipation Rate 0.8

Turbulent Viscosity 0.9

Energy 0.7

Temperature 0.8

P1 0.8

Mean Mixture Fraction 0.9

Mixture Fraction Variance 0.8

Discrete Phase Sources 0.4

Линеарен солвер (Linear Solver)

Variable	Solver Type	Termination Criterion	Residual Reduction Tolerance
Pressure	V-Cycle	0.1	
X-Momentum	Flexible	0.1	0.7
Y-Momentum	Flexible	0.1	0.7
Z-Momentum	Flexible	0.1	0.7
Turbulence Kinetic Energy	Flexible	0.1	0.7
Turbulence Dissipation Rate	Flexible	0.1	0.7
Energy	Flexible	0.1	0.7
P1	Flexible	0.1	0.7
Mean Mixture Fraction	Flexible	0.1	0.7
Mixture Fraction Variance	Flexible	0.1	0.7

Шема за дискретизација (Discretization Scheme)

Variable	Scheme
Pressure	Standard
Pressure-Velocity Coupling	SIMPLEC
Momentum	Second Order Upwind
Turbulence Kinetic Energy	First Order Upwind
Turbulence Dissipation Rate	First Order Upwind
Energy	Second Order Upwind
Mean Mixture Fraction	First Order Upwind
Mixture Fraction Variance	First Order Upwind

Граници на решението (Solution Limits)

Quantity	Limit
Minimum Absolute Pressure	1
Maximum Absolute Pressure	5000000
Minimum Temperature	300
Maximum Temperature	4000
Minimum Turb. Kinetic Energy	1e-10
Minimum Turb. Dissipation Rate	9.9999997e-21
Maximum Turb. Viscosity Ratio	200000

8. Пример на извештај за резултатите од процесот на енергетска конверзија (испарување на влага, издвојување на испарливи согорливи материи и согорување) на група горивни честичи во нумеричкиот домен

Прикажаниот пример се однесува на група горивни честичи внесени во ложишниот простор низ отворот означен со 1a од горилникот бр. 1 од парогенераторот на ТЕЦ Косово В.

DPM Iteration

number tracked = 70, escaped = 58, aborted = 0, trapped = 0, evaporated = 0, incomplete = 12

Fate	Number	Elapsed Time (s)				Injection, Index		
		Min	Max	Avg	Std Dev	Min	Max	
Incomplete	12	4.711e+00	1.824e+01	8.673e+00	3.660e+00	plamenik-3a	10	plamenik-3a 8
Escaped - Zone 10	2	4.670e+00	6.152e+00	5.411e+00	7.410e-01	plamenik-3a	7	plamenik-3a 7
Escaped - Zone 11	8	3.044e+00	7.415e+00	5.401e+00	1.191e+00	plamenik-3a	7	plamenik-3a 8
Escaped - Zone 13	43	1.556e+00	7.344e+00	4.163e+00	1.280e+00	plamenik-3a	7	plamenik-3a 11
Escaped - Zone 79	5	2.766e+00	7.020e+00	4.694e+00	1.707e+00	plamenik-3a	7	plamenik-3a 7

(*)- Mass Transfer Summary -(*)

Fate	Mass Flow (kg/s)		
	Initial	Final	Change
Incomplete	1.144e-02	4.162e-03	-7.283e-03
Escaped - Zone 10	8.833e-03	3.089e-03	-5.744e-03
Escaped - Zone 11	1.847e-02	6.459e-03	-1.201e-02
Escaped - Zone 13	6.759e-03	2.363e-03	-4.396e-03
Escaped - Zone 79	2.208e-02	7.721e-03	-1.436e-02

(*)- Energy Transfer Summary -(*)

Fate	Heat Content (W)		
	Initial	Final	Change
Incomplete	-2.753e+04	5.230e+03	3.276e+04
Escaped - Zone 10	-2.125e+04	4.335e+03	2.558e+04
Escaped - Zone 11	-4.444e+04	1.159e+04	5.603e+04
Escaped - Zone 13	-1.626e+04	2.485e+03	1.874e+04
Escaped - Zone 79	-5.312e+04	9.647e+03	6.276e+04

(*)- Combusting Particles -(*)

Fate	Volatile Content (kg/s)			Char Content (kg/s)		
	Initial	Final	%Conv	Initial	Final	%Conv
Incomplete	3.795e-03	0.000e+00	100.00	3.647e-03	1.604e-04	95.60
Escaped - Zone 10	2.929e-03	0.000e+00	100.00	2.815e-03	0.000e+00	100.00
Escaped - Zone 11	6.126e-03	0.000e+00	100.00	5.887e-03	5.446e-17	100.00
Escaped - Zone 13	2.241e-03	0.000e+00	100.00	2.154e-03	6.329e-16	100.00
Escaped - Zone 79	7.322e-03	0.000e+00	100.00	7.038e-03	0.000e+00	100.00

Done.

9. Интерполациски функции - коефициенти во полиномите со коишто се дефинирани термофизичките карактеристики на работните флуиди

Интерполациските функции се креирани како полиноми на одреден степен, во следнава форма:

$$Variable = A_1 + A_2T + A_3T^2 - A_4T^3 + A_5T^4$$

Специфични топлински капацитети (J/kgK)

Материја	Температурен интервал, К	A ₁	A ₂	A ₃	A ₄	A ₅
Воздух	300÷3000	1019	-0,0334	0,0002	-7,0·10 ⁻⁸	1,0·10 ⁻¹¹
	-	-	-	-	-	-
C(S)	300÷1000	-464.1782	4.971166	-0.003899212	1.482938·10 ⁻⁶	-2.885555·10 ⁻¹⁰
	1000÷5000	1031.521	1.150554	-0.000462901	8.935707·10 ⁻⁸	-6.372102·10 ⁻¹²
C	300÷1000	1729.566	0.05597124	-0.0001867396	2.10485·10 ⁻⁷	-7.660448·10 ⁻¹¹
	1000÷5000	1801.213	-0.123705	6.290217·10 ⁻⁵	-7.96005·10 ⁻⁹	2.291827·10 ⁻¹³
H	300÷1000	20621.5	0	0	0	0
	1000÷5000	20621.5	0	0	0	0
O	300÷1000	1531.158	-0.851299	0.001258127	-8.329426e-07	2.021861·10 ⁻¹⁰
	1000÷5000	1321.021	-0.01431711	-1.61242·10 ⁻⁶	2.365034·10 ⁻⁹	-2.269926·10 ⁻¹³
N	300÷1000	1485.816	-0.01294053	3.217612·10 ⁻⁵	-3.35238·10 ⁻⁸	1.246498·10 ⁻¹¹
	1000÷5000	1454.473	0.06328613	-4.431405·10 ⁻⁵	1.115756·10 ⁻⁸	-6.090214·10 ⁻¹³
O ₂	300÷1000	834,8264	0,292958	-0,00014956	3,413885·10 ⁻⁷	-2,27836·10 ⁻¹⁰
	1000÷5000	960,7523	0,1594126	-3,27089·10 ⁻⁵	4,61276·10 ⁻⁹	-2,95283·10 ⁻¹³
N ₂	300÷1000	979,04	0,417964	-0,00117628	1,6744·10 ⁻⁶	-7,2563·10 ⁻¹⁰
	1000÷5000	868,623	0,4416295	-0,00016872	2,996788·10 ⁻⁸	-2,00439·10 ⁻¹²
CO ₂	300÷1000	429,929	1,874473	-0,0019665	1,29725·10 ⁻⁶	-3,99996·10 ⁻¹⁰
	1000÷5000	841,377	0,5932391	-0,0002415	4,522727·10 ⁻⁸	-3,15313·10 ⁻¹²
H ₂ O (водна пара)	300÷1000	1563,077	1,603754	-0,0029328	3,216101·10 ⁻⁶	-1,15683·10 ⁻⁹
	1000÷5000	1233,234	1,410523	-0,0004029	5,542772·10 ⁻⁸	-2,94982·10 ⁻¹²
H ₂ O(L)	300÷1000	5867.132	-8.151632	-0.01041022	9.609146·10 ⁻⁵	-1.111263·10 ⁻⁷
	-	0	0	0	0	0
CH ₄	300÷1000	403,5847	9,057333	-0,0144251	1,580519·10 ⁻⁵	-6,34305·10 ⁻⁹
	1000÷5000	872,4667	5,305473	-0,00200830	3,516646·10 ⁻⁷	-2,33391·10 ⁻¹¹
CO	300÷1000	963,3896	0,448788	-0,00115222	1,65688·10 ⁻⁶	-7,34637·10 ⁻¹⁰
	1000÷5000	897,9305	0,4282316	-0,00016714	3,02344·10 ⁻⁸	-2,05137·10 ⁻¹²
H ₂	300÷1000	13602.45	3.402317	-0.003358423	-3.907953·10 ⁻⁷	1.705345·10 ⁻⁹
	1000÷5000	12337.52	2.887275	-0.000232356	-3.80738·10 ⁻⁸	6.527743·10 ⁻¹²
OH	300÷1000	1778,139	0,0904849	-0,00081942	1,167024·10 ⁻⁶	-4,12185·10 ⁻¹⁰
	1000÷5000	1409,271	0,4956985	-0,00011131	1,06313·10 ⁻⁸	-2.50608·10 ⁻¹³
NO	300÷1000	935,6001	0,3472092	-0,000915154	1.44579·10 ⁻⁶	-6.77831·10 ⁻¹⁰
	1000÷5000	899,2722	0,3516634	-0.000138985	2.540701·10 ⁻⁸	-1.73885·10 ⁻¹²
HCN	300÷1000	766,1765	2,649211	-0.003171918	2.301641·10 ⁻⁶	-6.85773e-10
	1000÷5000	1122,926	1,064756	-0.000392025	6.822489·10 ⁻⁸	-4.544452·10 ⁻¹²

Коефициент на топлинска спроводливост за гасови со среден состав (W/mK)

Коефициент	B_1	B_2	B_3
Вредност	0,022838	$8,44303 \cdot 10^{-5}$	$1,73431 \cdot 10^{-10}$

Коефициент на кинематска вискозност за гасови со среден состав (m^2/s)

Коефициент	C_1	C_2	C_3	C_4	C_5
Вредност	$0,1222359 \cdot 10^{-4}$	$0,7434564 \cdot 10^{-7}$	$0,11242939 \cdot 10^{-9}$	$0,4038465 \cdot 10^{-13}$	$0,8203893 \cdot 10^{-17}$

Коефициент на топлинска спроводливост за PDF смесата (W/mK)

Коефициент	D_1	D_2
Вредност	$7,6736 \cdot 10^{-3}$	$5,8837 \cdot 10^{-5}$

Коефициент на кинематска вискозност за PDF смесата (m^2/s)

Коефициент	E_1	E_2
Вредност	$7,6181 \cdot 10^{-6}$	$3,26223 \cdot 10^{-8}$