



УДК 681.5:621.311.23(043.3/.5)

**AUTOMATED CONTROL OF A COGENERATION UNIT USING
UNCERTIFIED GASEOUS FUELS****АВТОМАТИЗОВАНЕ УПРАВЛІННЯ КОГЕНЕРАЦІЙНОЮ УСТАНОВКОЮ З
ВИКОРИСТАННЯМ НЕСЕРТИФІКОВАНИХ ВИДІВ ГАЗОПОДІБНОГО ПАЛИВА****Tarakhtiy O.S. / Таракhtій О.С.***c.t.s. / к.т.н.*

ORCID: 0000-0002-4266-3481

Zhukovskiy V. R. / Жуковський В. Р.*PhD candidate / здобувач PhD*

ORCID: 0009-0002-5479-5278

Ivaneiev A. M. / Іванєєв А. М.*PhD candidate / здобувач PhD*

ORCID: 0009-0001-7618-3769

Yavorskiy O. V. / Яворський О. В.*PhD candidate / здобувач PhD*

ORCID: 0000-0002-1101-1085

Shuvalov D. R. / Шувалов Д. Р.*PhD candidate / здобувач PhD*

ORCID: 0009-0009-4647-5830

*Odesa Polytechnic National University Odesa, Shevchenko, 1, 65044**Національний університет «Одеська політехніка», Одеса, Шевченка, 1, 65044*

Анотація. В даній статті було проведено аналіз існуючих САУ когенераційними енергетичними установками, досліджені властивості когенераційної установки при наявності внутрішніх і зовнішніх збурень з точки зору впливу їх на показники електричної і теплової потужності установки, а також на частоту обертання електрогенератора і на основі отриманих результатів розроблена САУ когенераційною енергетичною установкою. Після чого необхідно провести порівняльний аналіз розробленої САУ при використанні сигналу по похідній від температури газів перед турбіною і без нього і оцінити показники роботи когенераційної енергетичної установки при зміні якості палива, а також дослідити енергетичні характеристики когенераційної установки при перерозподілі потоків первинного і вторинного повітря в ГТУ.

На основі раніше отриманої математичної моделі динаміки було побудовано систему автоматичного керування КЕУ, яку було доповнено сигналом за похідною від температури газів на виході з камери згоряння. Така корекція системи керування дала змогу поліпшити якість усіх перехідних процесів. Найсуттєвіше поліпшення спостерігається при зміні нижчої теплоти згоряння палива і температури навколишнього середовища. Перший динамічний закид, відповідно, зменшився на 20,4 % і 21,1 %, а ступінь загасання коливач зріс відповідно на 15,7 % і 15,8 %. Ця обставина дасть змогу знизити термічну напругу на елементи проточної частини газової турбіни та продовжити термін їхньої служби.

Визначено, що теоретично можлива експлуатація КЕУ при використанні палив з теплотворною здатністю в діапазоні від 11941 до 78322 кДж/кг. Однак для палив, теплотворна здатність яких нижча за 30981 кДж/кг, експлуатація КЕУ буде здійснюватися на максимальних значеннях витрати палива. Вперше запропоновано в якості регулюючого впливу, для регулювання температури газів на вході газової турбіни, використовувати перерозподіл потоків первинного і вторинного повітря в камері згоряння.

Ключові слова: когенераційна енергетична установка, газотурбінна установка, математична модель, що враховує зміну якості палива, динамічні характеристики, система автоматичного управління, несертифіковані види палива.



Вступ.

Ще більш підвищити ефективність роботи когенераційних енергетичних установок дозволяє використання в них у якості палива несертифікованих видів палива: горючих газів штучного походження і газів, що є побічним продуктом технологічних виробництв. Це дозволяє значно знизити витрати на паливо, оскільки такі гази значно дешевше природного або є умовно безкоштовними, а також знизити енергоємність продукції. Однак використання таких газів в якості основного палива ускладнюється тим, що нижча теплота згоряння цих газів може значно змінюватися і, таким чином, вносити збурення в режим роботи енергетичних установок.

Враховуючи ці обставини, існує необхідність в проведенні досліджень і вирішенні науково-практичної задачі розробки системи автоматичного управління (САУ) когенераційною енергетичною установкою, яка б дозволила використовувати в подібних установках несертифіковані види газоподібного палива, як способу підвищення ефективності їх роботи.

Мета та задачі дослідження.

Метою статті є розробка системи автоматичного управління когенераційною енергетичною установкою, впровадження якої дозволить використання несертифікованих видів палив і таким чином підвищити економічність роботи установки.

Об'єктом дослідження є когенераційна енергетична установка на базі газової турбіни в якості теплового двигуна при номінальному режимі експлуатації.

Предметом дослідження є система автоматичного управління когенераційною енергетичною установкою, що враховує зміну якості палива.

Основне дослідження.

Для досягнення поставленої мети в роботі було проведено синтез системи автоматичного управління когенераційною енергетичною установкою, яка враховує зміну якості палива (рисунок 1).

Синтез САУ базується на математичній моделі КЕУ і даних аналізу динамічних характеристик, які наведені в [1,2].

Синтезована система управління включає чотири контури регулювання: контур регулювання частоти обертання ротора турбіни, контур регулювання температури води на виході із котла-утилізатора, контур регулювання температури води на виході з підігрівача опалення і контур регулювання температури води на виході з підігрівача гарячого водопостачання.

Каналами, що найсильніше впливають на динамічні характеристики когенераційної установки, є: $N_g \rightarrow \omega$, $G_{\text{топ}} \rightarrow \omega$, $Q_{\text{н}}^p \rightarrow t_3$, $Q_{\text{н}}^p \rightarrow \omega$ и $G_{\text{топ}} \rightarrow t_3$. В якості регулюючих впливів обрані: витрата палива $G_{\text{топ}}$ і витрати грючого теплоносія на вході в котел-утилізатор G_4 і підігрівачі опалення G_8 та гарячого водопостачання G_9 .

У всіх чотирьох контурах регулювання використано ПІ-закон регулювання, як такий, що не має сталої похибки і дає перехідні процеси достатньо близькі до оптимальних.

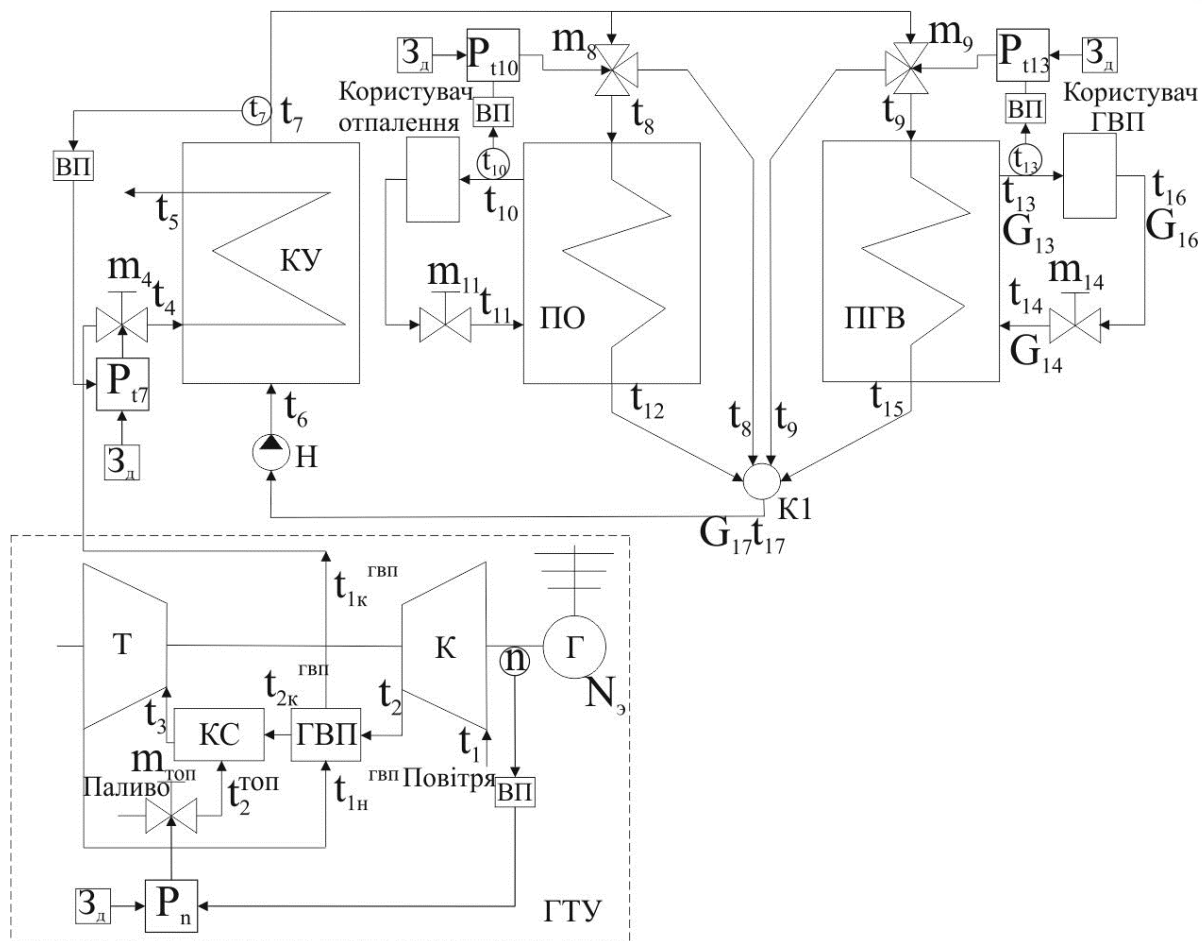


Рисунок 1 – Структурна схема САУ когенераційної енергетичної установки

Систему автоматичного управління когенераційною установкою доповнено моделлю колектора, і моделлю що формує завдання для регулятора температури води на виході з підігрівача опалення згідно з графіком температури зворотної води.

З метою покращення якості перехідних процесів [3] система управління ГТУ була доповнена сигналом за похідною від температури газів на вході до турбіни (рисунок 2).

Отримані перехідні процеси при використанні ПІ-закону і додаткового сигналу по похідній від температури газів на виході камери згоряння наведено нижче (рисунок 3).

Аналіз динаміки системи автоматичного управління когенераційною установкою показав, що зміна електричного навантаження генератора ΔN_9 , викликає істотне відхилення температури газів на виході з камери згоряння. Збільшення електричного навантаження на 10 % призводить до збільшення температури газів на виході КС на 16,3 % (195 °С), що небажано, тому що збільшується термічна напруга елементів проточної частини газової турбіни [4].

Перехідні процеси зміни температури газів на виході з камери згоряння наведені на (рисунок 4).

Аналіз динаміки показує якісне покращення перехідних процесів за всіма каналами: зростання ступеню загасання, зменшення динамічних забросів і часу



регулювання. Незначне збільшення першого динамічного забросу по каналу $N_s \rightarrow \omega$ (рисунок 3, а) пояснюється тим, що зміна електричного навантаження практично миттєво впливає на частоту обертання ротору, однак на другому забросі зниження амплітуди вже складає 46,8%. Також представляє інтерес дослідження енергетичних характеристик КЕУ в умовах зміни якості палива.

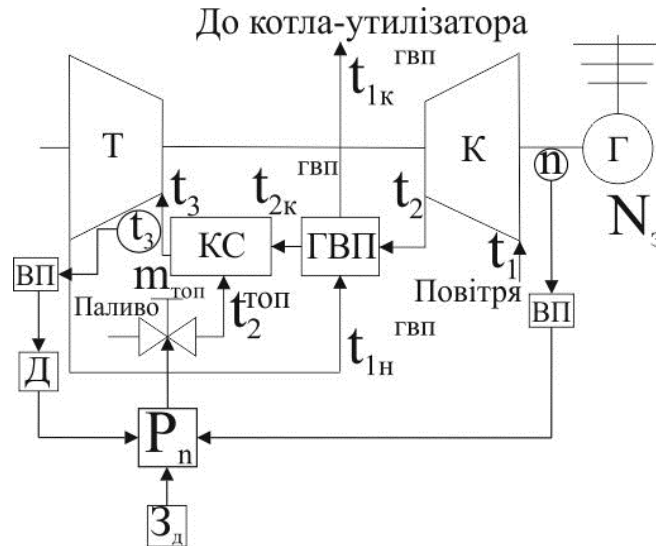


Рисунок 2 – Структурна схема управління ГТУ з введенням додаткового сигналу по похідній від температури газів t_3

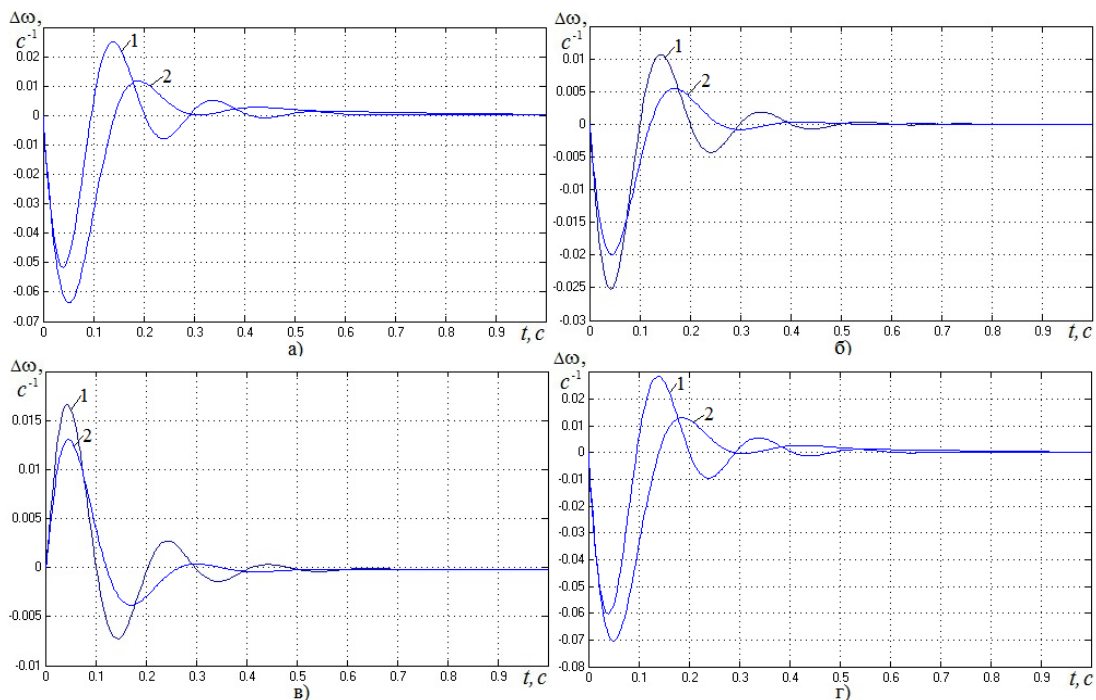


Рисунок 3 – Перехідні процеси регулювання частоти обертання ротора ГТУ при використанні ПІ-закону і додаткового сигналу по похідній:

- а) – $\Delta N_s = 10\%$; б) – $\Delta Q_n^p = -10\%$; в) – $\Delta t_1 = -10\%$;
- г) – ПІ при одночасній дії збурень: 1 – ПІ; 2 – ПІ+Д.

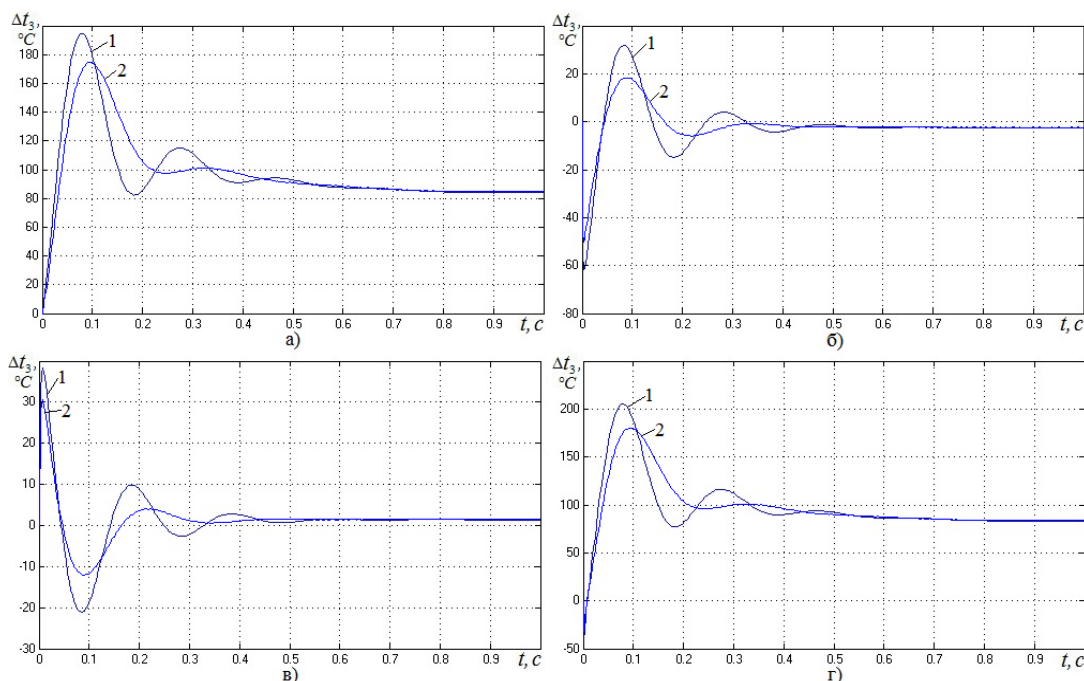


Рисунок 4 – Перехідні процеси регулювання температури газів t_3 при використанні П-закону і додаткового сигналу по похідній:

а) – $\Delta N_3 = 10\%$; б) – $\Delta Q_n^p = -10\%$; в) – $\Delta t_1 = -10\%$;
г) – ПП при одночасній дії збурень: 1 – ПІ; 2 – ПІ+Д.

Останній етап дослідження був присвячений вивченню можливості використання у когенераційній енергетичній установці несертифікованих видів палива природного та штучного походження [5].

Для проведення аналізу зміни статичних режимів роботи когенераційної енергетичної установки при використанні несертифікованих видів палив, було обрано наступні несертифіковані газоподібні види палива: генераторний газ (парокисневий), генераторний газ (водяний), коксовий газ з кам'яного вугілля, коксовий газ зі сланців, шахтний метан, природний газ, газ при перегонці нафти, висбрекінг і крекінг газ.

Враховуючи хімічний склад обраних несертифікованих палив було проведено теплові розрахунки двигуна когенераційної установки (ГТУ), які дозволили оцінити зміну енергетичних характеристик роботи двигуна. Результати розрахунків наведено в таблиця 1.

З результатів розрахунків, що наведені в таблиці 1, видно, що зі зміною нижчої теплоти згоряння палива змінюється і теоретично необхідна кількість повітря G_b^0 для спалювання газу (рисунок 5), а це тягне за собою зміну витрати повітря через компресор G_b і витрати палива $G_{\text{топ}}$.

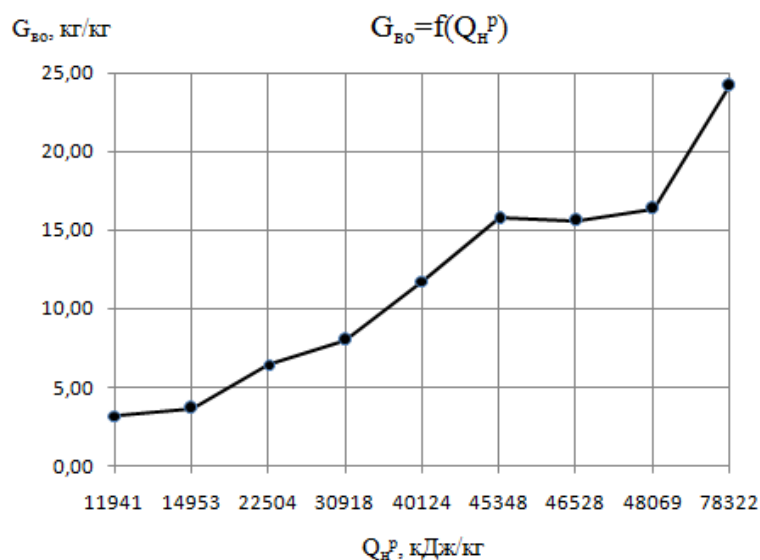
Також зі зміною теплотворної здатності палива змінюється температура газів на вході до турбіни t_3 (рисунок 6).

Зниження температури газів на вході до турбіни знижує величину корисної роботи газової турбіни, у зв'язку зі зменшенням роботи розширення газів на валу турбіни. А цей факт означає, що ККД всієї газотурбінної установки також знизиться.



Таблиця 1 – Результати теплових розрахунків ГТУ

№ п/п	Вид газоподібного палива	Густина ρ , кг/м ³	Нижча теплота згоряння, Q_H^p , кДж/кг	Теоретично необхідна кільк. повітря для спал. 1 кг газу, G_b^0 , кг/кг	Витрата повітря через компресор, G_b , кг/с	Витрата палива, $G_{топ}$, кг/с	Витрата газів через турбіну, G_r , кг/с	Тем-ра газів на виході КС, t_3 , °C
1.	Генераторний газ (парокисневий)	1,150	11941	3,17	10,18	0,825	10,95	654,3
2.	Генераторний газ (водяний)	0,700	14953	3,68	10,58	0,663	11,19	703,5
3.	Коксовий газ з кам'яного вугілля	0,800	22504	6,43	11,04	0,446	11,43	826,8
4.	Коксовий газ з сланців	0,650	30918	7,97	11,35	0,326	11,62	964,3
5.	Шахтний метан	0,720	40124	11,74	11,48	0,252	11,68	1114,7
6.	Природний газ	0,782	45348	15,74	11,47	0,224	11,64	1200,0
7.	Газ при перегонці нафти	1,726	46528	15,61	11,51	0,218	11,68	1219,3
8.	Вісбрекінг	1,065	48069	16,36	11,52	0,212	11,68	1244,4
9.	Крекінг газ	0,178	78322	24,22	11,75	0,130	11,82	1738,6

Рисунок 5 – Змінення G_b^0 в залежності від теплоти згоряння палива

Як вже було сказано вище, зростання температури газів на вході до газової турбіни вище розрахункового значення (1200 °C), внаслідок збільшення теплотворної здатності палива, також неприпустимо вимогами жароміцності матеріалів проточної частини газової турбіни.

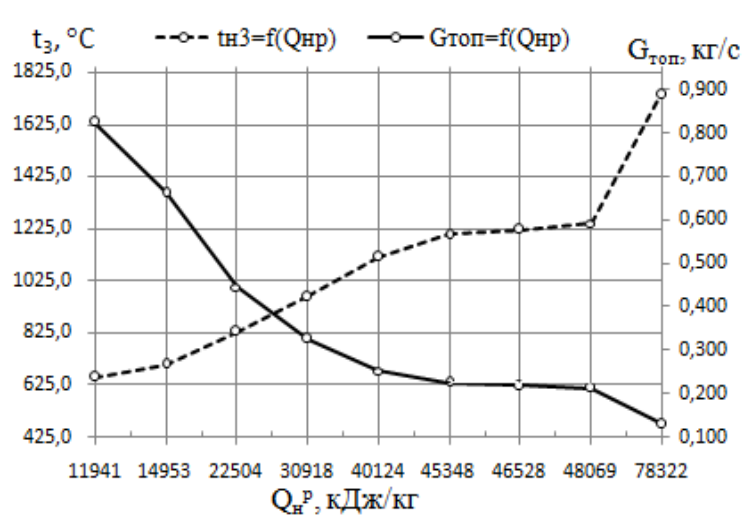


Рисунок 6 – Зміна витрати палива і температури газів на вході до газової турбіни

Таким чином, при спалюванні газів, штучного походження, для яких теплота згоряння має перемінне значення, існує необхідність в регулюванні температури газів на вході до газової турбіни. Для даної цілі вперше запропоновано використовувати перерозподіл потоків первинного і вторинного повітря в камері згоряння.

Потік повітря, що йде в камеру згоряння від компресора дорівнює сумі первинного повітря G_{v1} , котрий надходить до жарової труби і приймає безпосередню участь в процесі горіння, і вторинного повітря G_{v2} , який омиває жарову трубу з метою її охолодження і надходить на вихід камери згоряння для охолодження продуктів згоряння, що виходять з жарової труби:

$$G_B = G_{v1} + G_{v2} \quad (1)$$

При збільшенні теплотворної здатності палива, температура газів на вході до газової турбіни зростає. Для її зниження слід зменшити витрату палива до камери згоряння.

Однак слід зазначити, що більш калорійне пальне потребує і більшої кількості повітря, а збільшення витрати повітря обмежене продуктивністю компресора. Теплові розрахунки газотурбінної установки показують (таблиця 1), що при збільшенні теплотворної здатності палива на 72,7 % витрата повітря через компресор зростає лише на 2,4 %. Це пояснюється зниженням витрати палива для забезпечення тієї ж потужності, що і на номінальному паливі (природний газ).

В нашому випадку це крекінг газ, який потребує для спалювання 1 кг палива 24,22 кг повітря, що призводить, хоч і не до значного (на 2,4 %), але збільшення витрати повітря через компресор (від 11,47 до 11,75 кг/с). Проте слід також врахувати, що спалення палива в камері згоряння газотурбінної установки йде при значному надлишку повітря ($\alpha = 3 \div 5$), тому можливо припустити, що номінальної кількості повітря вистачить для забезпечення процесу горіння, і це не призведе до виникнення недопалу.

У випадку зменшення теплотворної здатності палива, температура газів на



виході камери згоряння знижується. В цьому випадку слід збільшувати витрату палива до камери згоряння. Як вже було відмічене вище, процес горіння в ГТУ протікає з великим надлишком повітря, тому збільшення витрати палива в невеликих межах від номінального значення не потребує збільшення подачі повітря. При значному збільшенні витрати палива рекомендується збільшення витрати повітря до жарової труби за рахунок використання частини вторинного повітря. При цьому слід приймати до уваги, що для палива з більш низьким значення теплоти згоряння, теоретично необхідна кількість повітря зменшується.

Але у випадку, коли регулюючий орган максимально відкрито, а температура газів перед турбіною нижче ніж $1200\text{ }^{\circ}\text{C}$, тоді для її підвищення можливо зниження витрати вторинного повітря, і перепускання його, наприклад, в одну із ступіней газової турбіни, в якій температура газів найближча за значенням до температури вторинного повітря. Таке рішення дозволить зберегти витрату газів через турбіну незмінною.

Зміна температури газів на виході з камери згоряння в залежності від зміни кількості вторинного повітря, що подається на вихід камери згоряння, наведено на рисунку 7 (паливо – шахтний метан).

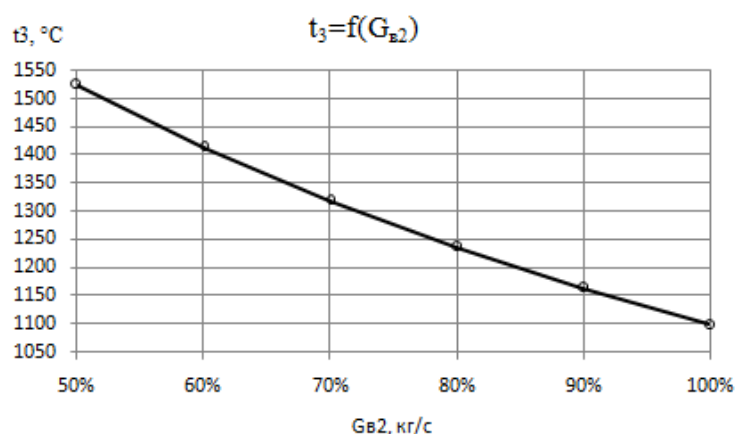


Рисунок 7 – Зміна температури газів на виході КС в залежності від кількості вторинного повітря

Із графіка на рисунку 7 видно, що зниження витрати вторинного повітря на 15 % є достатнім для підйому температури газів на виході за камери згоряння від 1098 до $1200\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Структурна схема стабілізації температури газів на виході камери згоряння наведена на рисунку. 8.

В дисертаційній роботі проведено розрахунки величин витрати вторинного повітря для забезпечення номінального значення температури газів на виході камери згоряння для всіх обраних палив штучного походження, які представлені в таблиці 2.

Результати розрахунків, що зведені до таблиці 2, зроблені при номінальному значенні витрати палива ($G_{\text{топ}}^{\text{ном}} = 0,224$ кг/с) і свідчать про значну зміну температури газів на виході з камери згоряння.

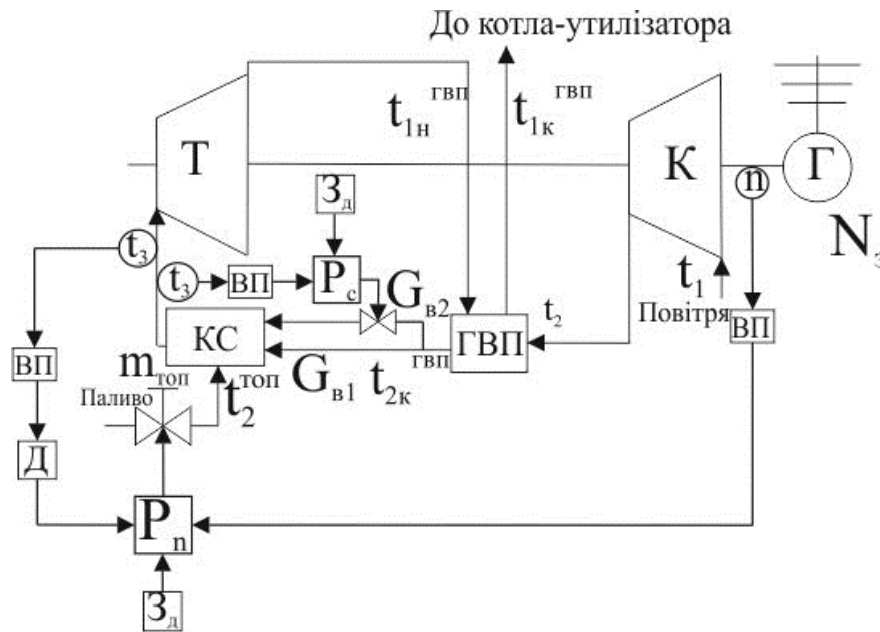


Рисунок 8 – Схема стабілізації температури газів на виході камери згоряння

Таблиця 2 – Значення температури газів на виході КС в залежності від витрати вторинного повітря

Порядковий номер палива з табл. 2	№1	№2	№3	№4	№5	№6	№7	№8	№9	
										$t_3, \text{ }^\circ\text{C}$
$G_{в2}, \text{ кг/с}$										
0%	1483	1595	1875	2186	2527	2721	2764	2821	3942	
10%	1317	1416	1664	1940	2243	2415	2453	2504	3499	
20%	1183	1272	1496	1744	2016	2171	2205	2251	3145	
30%	1075	1156	1358	1584	1831	1971	2003	2044	2856	
40%	984	1058	1244	1451	1677	1805	1834	1872	2616	
50%	908	976,3	1148	1338	1547	1665	1692	1727	2413	
60%	843	906,1	1065	1242	1436	1546	1570	1603	2239	
70%	786	845,2	993	1159	1339	1442	1465	1495	2089	
80%	737	792	931	1086	1255	1351	1373	1401	1957	
90%	693	745,1	876	1021	1181	1271	1291	1318	1842	
100%	654	703,5	827	964	1115	1200	1219	1244	1739	

Логічно припустити, що зі збільшенням витрати палива, кількість вторинного повітря, що відбирається на виході камери згоряння з метою підвищення температури газів, буде зменшуватися. Але при цьому, як вже було відмічено вище, частина вторинного повітря буде перепопущена до жарової труби в наслідок збільшення витрати палива, яке потребує більшої кількості повітря для забезпечення якісного процесу горіння.

Метою проведення теплових розрахунків є виділення гранично можливого зниження теплотворної здатності палива, яке дозволить когенераційній установці працювати без зниження ефективності. Адже максимальна витрата



палива в газотурбінній установці обмежена пропускною здатністю паливного клапана.

Данні теплових розрахунків при максимальній витраті палива ($G_{\text{топ}}^{\text{макс}} = 0,2688$ кг/с) представлені в таблиці 3.

Таблиця 3 – Значення температури газів на виході камери згоряння при максимальній витраті палива

Порядковий номер палива з табл. 2	№1	№2	№3	№4	№5	№6	№7	№8	№9
$G_{\text{в2}}, \text{кг/с}$	$t_3, \text{°C}$								
0%	1572	1706	2041	2415	2824	3057	3109	3178	4522
10%	1395	1514	1812	2144	2507	2713	2759	2820	4013
20%	1254	1361	1629	1927	2253	2439	2480	2535	3608
30%	1139	1236	1479	1750	2046	2215	2253	2302	3276
40%	1043	1132	1355	1603	1874	2028	2063	2109	3001
50%	962	1044	1250	1478	1729	1871	1903	1945	2768
60%	893	969	1160	1372	1604	1736	1766	1805	2569
70%	833	903,9	1082	1280	1497	1620	1648	1684	2396
80%	781	847	1014	1199	1403	1518	1544	1578	2246
90%	734	796,9	954	1128	1320	1428	1452	1484	2113
100%	693	752,3	900	1065	1246	1348	1371	1401	1995

Спираючись на дані таблиці 3 можна зробити висновок, що теоретично для розглянутої когенераційної установки в якості палива можна використовувати всі обрані гази штучного походження. Діапазон зміни теплотворної здатності палива при цьому складає від 11941 до 78322 кДж/кг. Однак для палив, теплотворна здатність яких нижча за 30981 кДж/кг експлуатація КЕУ буде відбуватися на близьких до максимальних або максимальних витратах палива. Це говорить про те, що для цих палив підтримка температури газів після камери згоряння можлива тільки за рахунок перерозподілу потоку вторинного повітря. Але такий варіант управління може мати не високу точність і надійність.

Висновки.

Основною перевагою вперше розробленої системи управління КЕУ, яка враховує зміну якості палива, є можливість використання газоподібних палив штучного походження. Таке рішення обґрунтовано можливістю в такий спосіб знизити витрати на придбання природного газу і тим самим знизити енергоємність продукції. В результаті аналізу динаміки системи автоматичного управління когенераційною енергетичною установкою були отримані перехідні процеси регулювання за основними каналами: $N_s \rightarrow \omega$, $Q_H^p \rightarrow \omega$, $N_s \rightarrow t_3$ і $Q_H^p \rightarrow t_3$. Введення сигналу по похідній по температурі газів на виході з камери згоряння призводить до покращення перехідних процесів регулювання. Зменшення першого динамічного забросу по каналу $Q_H^p \rightarrow \omega$ на 21,3 %, а по каналу $Q_H^p \rightarrow t_3$ на 18,7 %.



Визначено, що теоретично можлива експлуатація КЕУ при використанні палив з теплотворною здатністю в діапазоні від 11941 до 78322 кДж/кг. Однак для палив, теплотворна здатність яких нижча за 30981 кДж/кг експлуатація КЕУ буде відбуватися на близьких до максимальних або максимальних значеннях витрати палива. Але такий варіант експлуатації може носити короткочасний характер, оскільки відсутня можливість для маневрування при збільшенні електричної потужності установки обумовлену зростанням електричного навантаження.

Визначено, що в якості регулюючого впливу для регулювання температури газів на виході з камери згоряння можливо використання перерозподілу потоків первинного та вторинного повітря. Але однозначне рішення по застосуванню в ГТУ перерозподілу потоків повітря для регулювання температури газів потребує проведення додаткових теплових і конструктивних розрахунків ГТУ, які виходять за рамки даної дослідницької роботи. Розглянута в роботі оцінка впливу перерозподілу потоків повітря на температуру газів на виході камери згоряння носить рекомендаційний характер.

Практична цінність одержаних результатів полягає в тому, що на основі запропонованих методичних підходів і практичних рекомендацій можливе використання в когенераційних енергетичних установках в якості палива газів штучного походження, що дозволяє підвищити економічність роботи вказаних установок за рахунок зниження витрат на паливо.

Література:

1. Ларіонова, О. С. Математическая модель динамики энергетической когенерационной газотурбинной установки [Текст] / О.С. Ларіонова, Ю.К. Тодорцев, А.М. Бундюк // XXIV междунар. научн. конф., 31 мая-3 июня 2011 р.: доп. – Київ: «КП», 2011. – Т.6. – С. 87 – 89.
2. Ларіонова, О. С. Математична модель динаміки когенераційної енергетичної установки [Текст] / О.С. Ларіонова, А.М. Бундюк // XVIII міжнар. конф., 28-30 верес. 2011 р.: доп. – Львів: «Львівська політехніка», 2011. – С. – 61 – 62.
3. Харабет, О.М. Вивчення класичної теорії автоматичного управління за допомогою сучасного персонального комп'ютера [Текст]: навч. посіб. / О.М. Харабет. – О. : Бахва, 2014. – 188 с.
4. Ценаев, С. В. Газотурбинные и парогазовые установки для тепловых электростанций [Текст] : учебн. пособ. / С. В. Ценаев, В. Д. Буров, А. Н. Ремезов; под ред. С.В. Ценаева. – 3-е изд., стереот. – М.: Издательский дом МЭИ, 2009. – 584 с.
5. Гришин, М.В. Беглов К.В. Оцінка ефективності збагачення палива для зменшення ризику витрат ТЕС. // Вчені записки ТНУ імені В.І. Вернадського. Серія: Технічні науки. – 2021, V. 32 (71) No 3., P. 82-89. https://www.tech.vernadskyjournals.in.ua/journals/2021/3_2021/16.pdf

Abstract. Environmental problems play a significant role in modern society. An important area is the processing of various types of waste to obtain secondary energy resources. The peculiarity of such organic waste is that its composition is variable. Accordingly, the composition of the resulting



fuel becomes variable and unknown. Therefore, their use in power generating plants is complicated. To solve this problem, it is important to develop an efficient control system for the thermal decomposition of organic waste. The article is devoted to the synthesis and study of an automatic control system based on a multidimensional digital state controller.

Key words: *pyrolysis, control, multidimensional controller, state observer, nonlinear object.*

Статтю надіслано: 18.09.2023 р.

© Тарахтій О.С.