

Вінницький національний технічний університет
(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет будівництва, цивільної та екологічної інженерії
(повне найменування інституту, назва факультету (відділення))

Кафедра теплоенергетики
(повна назва кафедри)

Магістерська дипломна робота

на тему:

Підвищення енергоекологічної ефективності котельні товариства з
обмеженою відповідальністю «Агрона Фрут»

Виконав: студент 2 курсу, групи ТЕ – 23м
спеціальності 144 – Теплоенергетика

(шифр і назва спеціальності)

Бондар Д.С.

(прізвище та ініціали)

Керівник: к.т.н., доцент каф. ТЕ

Боднар Л. А.

(прізвище та ініціали)

Опонент: к.т.н., доцент каф. БМГА

Кучеренко Л.В.

(прізвище та ініціали)

Допущено до захисту
завідувач кафедри ТЕ

К.т.н., доц. Степанов Д.В.
(прізвище та ініціали)

«14» 12 2024 р.

Вінниця ВНТУ - 2024 рік

Вінницький національний технічний університет
Факультет будівництва, цивільної та екологічної інженерії
Кафедра теплоенергетики
Рівень вищої освіти II-й (магістерський)
Галузь знань 14 – електрична інженерія
Спеціальність 144 - теплоенергетика
Освітньо-професійна програма Теплоенергетика

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ТЕ

Дмитро СТЕПАНОВ

10

09

2024 року

ЗАВДАННЯ
НА МАГІСТЕРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ
Бондару Дмитру Сергійовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Підвищення енергоекологічної ефективності котельні «Агрона Фрут».

керівник роботи

Боднар Л.А., к.т.н., доцент

(прізвище, ініціали, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від 17.09.2024 року № 310

2. Строк подання студентом роботи

11.12.2024 р.

3. Вхідні дані до роботи: паливо – природний газ з теплою згорання

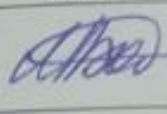
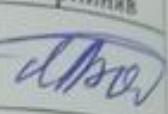
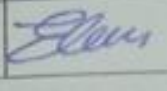
$Q_{\text{ри}} = 34,03 \text{ МДж/м}^3$, елементний склад пелет: $C^p=45,23\%$, $H^p=5,41\%$, $N^p=0,53\%$, $W^p=9,5\%$, $A^p=9,5\%$, $O^p=37,52\%$, марка котла CONDOR HD 01-12 (2 шт), вартість природного газу $17,3 \text{ грн/м}^3$, вартість пелет деревини $8,50 \text{ грн/кг}$, витрата природного газу при роботі заводу на повному навантаженні $0,2285 \text{ м}^3/\text{с}$, на частковому навантаженні $0,174 \text{ м}^3/\text{с}$; електрична потужність власних потреб котельні на максимальному навантаженні $43,76 \text{ кВт}$, на частковому – $23,26 \text{ кВт}$; вартість електроенергії $8,52 \text{ грн/кВт·год}$, витрата води на підживлення на максимальному навантаженні $0,319 \text{ кг/с}$, на частковому – $0,239 \text{ кг/с}$.

4. Зміст текстової частини: аналітичний огляд літературної інформації, дослідження ефективності переведення котельні на спалювання твердого палива, технологія монтажу системи відведення, очищення димових газів після парогенератора Condor HD 01-12, економічна частина, оцінка екологічної ефективності переведення котла на спалювання відходів деревини.

5. Перелік ілюстративного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

План котельні з притокою; склад палива з рухомою підлогою; притопка для спалювання твердого палива (2 аркуші); схема монтажна аксонометрична; календарний план, вплив коефіцієнта надлишку повітря на адіабатну температуру та витрату палива, вплив вологості деревини на витрату палива, валові викиди вуглекислого газу під час спалювання відходів деревини та природного газу.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1-3, 5	Боднар Л.А., к.т.н., доц кафедри ТЕ		
4	Лялюк О.Г., к.т.н., доц. кафедри БМГА		

7. Дата видачі завдання 20.09.2024 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів МКР	Строк виконання етапів МКР	Примітка
1	Аналітичний огляд літературної інформації	20.09.24...29.09.24	
2	Дослідження ефективності переведення котельні на спалювання твердого палива	30.09.24...24.10.24	
3	Технологія монтажу системи відведення, очищення димових газів після парогенератора Condor HD 01-12	25.10.24...5.11.24	
4	Економічна частина	5.11.24...12.11.24	
5	Оцінка екологічної ефективності переведення котла на спалювання відходів деревини	13.11.24...20.11.24	
6	Оформлення МКР	21.11.24...24.11.24	
7	Попередній захист МКР	25.11.24...11.12.24	
8	Захист МКР	12.12.24...19.12.24	

Студент

(підпис)

Бондар Д.С.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Боднар Л.А.

(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Бондар Д.С. Підвищення енергоекологічної ефективності котельні «Агрона Фрут». Магістерська кваліфікаційна робота зі спеціальності 144 – теплоенергетика, освітня програма – теплоенергетика. Вінниця: ВНТУ, 2024. 84 с. Бібліогр.: 34; рис.: 19; табл. 9.

Магістерська кваліфікаційна робота присвячена дослідженню шляхів підвищення енергоефективності та екологічної безпеки роботи котельні шляхом переведення її на спалювання відходів деревини.

Проведено аналітичний огляд літературних джерел, де розглянуто методи розрахунку теплообміну в топках, конструктивні рішення притопок та технології переведення котелень на тверде паливо. Виконано аналіз теплової схеми котельні, оцінено техніко-економічні показники її роботи на твердому паливі, а також запропоновано конструкцію притопки для спалювання відходів деревини. Досліджено показники роботи притопки. Розроблено технологію монтажу системи відведення та очищення димових газів після парогенератора, включаючи вибір обладнання, трудомісткість та кошторисну оцінку монтажних робіт.

В економічній частині проведено розрахунок комерційної ефективності проєкту, зокрема визначено кошторисну вартість, економічні показники та термін окупності за кумулятивним методом. Оцінено екологічну ефективність проєкту, включаючи порівняння викидів шкідливих речовин до та після впровадження змін, а також оцінку техногенного навантаження під час виробництва та експлуатації нової притопки.

Результати роботи демонструють, що переведення котельні на тверде паливо, зокрема спалювання відходів деревини, дозволяє значно знизити експлуатаційні витрати, підвищити енергоефективність, зменшити викиди шкідливих речовин та техногенний вплив на довкілля.

Ключові слова: енергоефективність, екологічна ефективність, котельня, тверде паливо, відходи деревини, теплотехніка. горіння, топка, котел, теплообмін, модель.

ABSTRACTS

Bondar D.S. Improving the energy and environmental efficiency of the boiler house “Agrana Fruit”. Master's qualification work in the specialty 144 - heat power engineering, educational program - heat power engineering. Vinnytsia: VNTU, 2024. 84 c. Bibliography: 34; Figures: 19; Table 9.

The thesis is devoted to the study of ways to improve the energy efficiency and environmental safety of the boiler house by converting it to wood waste combustion.

An analytical review of literature sources was conducted, which considers methods for calculating heat transfer in furnaces, design solutions for air inlets, and technologies for converting boiler houses to solid fuel. The thermal scheme of the boiler house is analyzed, the technical and economic indicators of its operation on solid fuel are evaluated, and the design of a wood waste combustion stack is proposed. The performance indicators of the furnace are investigated. The technology of installation of the flue gas removal and purification system after the steam generator is developed, including the choice of equipment, labor intensity, and cost estimate of installation work.

In the economic part, the commercial efficiency of the project was calculated, in particular, the estimated cost, economic indicators and payback period were determined using the cumulative method. The environmental effectiveness of the project was assessed, including a comparison of emissions of harmful substances before and after the implementation of changes, as well as an assessment of the technogenic load during the production and operation of the new inlet.

The results show that the conversion of the boiler house to solid fuels, in particular wood waste combustion, can significantly reduce operating costs, increase energy efficiency, reduce emissions of harmful substances and anthropogenic impact on the environment.

Keywords: energy efficiency, environmental efficiency, boiler house, solid fuel, wood waste, heat engineering. combustion, furnace, boiler, heat exchange, model.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
1 АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРНОЇ ІНФОРМАЦІЇ.....	7
1.1 Методи розрахунку теплообміну в топці	7
1.1.1 Модель перемішаного потоку.....	7
1.1.2 Модель стрижневої течії	10
1.1.3 Зонна модель топки	11
1.1.4. Теплообмін у топках парових котлів	14
1.2 Конструкції притопок, способи переведення на тверде паливо	16
1.2.1 Притопки з щільним шаром.....	16
1.2.2 Притопки киплячого шару	18
1.2.3 Циклонні і вихорові притопки	19
1.3 Висновки до розділу 1	22
2 ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ПЕРЕВЕДЕННЯ КОТЕЛЬНІ	
НА СПАЛЮВАННЯ ТВЕРДОГО ПАЛИВА	23
2.1 Аналіз теплової схеми котельні.....	23
2.2 Багатоваріантний аналіз шляхів модернізації котельні	26
2.2.1 Техніко-економічні показники котельні на природному газі	27
2.2.2 Техніко-економічні показники котельні на твердій біомасі.....	29
2.2.3 Перспективні напрямки модернізації котельні.....	33
2.3 Розробка притопки для спалювання відходів деревини	40
2.4 Висновки до розділу 2	48
3 ТЕХНОЛОГІЯ МОНТАЖУ СИСТЕМИ ВІДВЕДЕННЯ ТА	
ОЧИЩЕННЯ ДИМОВИХ ГАЗІВ ПІСЛЯ ПАРОГЕНЕРАТОРА	
CONDOR HD 01-12.....	50
3.1 Складання комплектувальних відомостей основних та	
допоміжних матеріалів та виробів	50
3.2 Вибір типів машин, механізмів, пристосувань для монтажних	

робіт	54
3.3 Визначення трудомісткості виконання монтажних робіт	59
3.4 Висновки до розділу 3	62
4 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА	63
4.1 Показники комерційної ефективності проекту	65
4.2 Розрахунок терміну окупності кумулятивним методом	67
4.3 Висновки до розділу 4	68
5 ОЦІНКА ЕКОЛОГІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ПЕРЕВЕДЕННЯ КОТЛА НА СПАЛЮВАННЯ ВІДХОДІВ ДЕРЕВИНИ	69
5.1 Розрахунок викидів забруднювальних речовин під час спалювання природного газу.....	69
5.2 Розрахунок валових викидів забруднювальних речовин під час спалювання тріски деревини.....	72
5.3 Висновки до розділу 5	76
ВИСНОВКИ	78
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ	81
ДОДАТКИ.....	85
Додаток А (обов'язковий) Протокол перевірки кваліфікаційної роботи	86
Додаток Б (обов'язковий) Технічне завдання	87
Додаток В (довідковий) Математична модель притопки	91
Додаток Г (довідковий) Локальний кошторис	98
Додаток Д (обов'язковий) Ілюстративна частина	103

ВСТУП

Актуальність теми. Енергоефективність та екологічна безпека є ключовими викликами сучасної енергетики. Умови глобальних кліматичних змін та виснаження природних ресурсів ставлять перед теплоенергетикою завдання пошуку рішень, які дозволяють не лише зменшити споживання традиційних палив, але й мінімізувати шкідливий вплив на навколишнє середовище. Особливо актуальним це стає для котелень, які забезпечують теплову енергію для комунальних, промислових та інших об'єктів.

Котельні, що використовують викопне паливо, зокрема газ чи вугілля, є одними з найбільших джерел викидів парникових газів та інших шкідливих речовин. Сучасна енергетична політика вимагає скорочення таких викидів, що потребує впровадження енергоефективних технологій, використання альтернативних видів палива та модернізації існуючого обладнання. У контексті об'єкта дослідження – котельні ТОВ «Агрона Фрут Україна» – нагальною потребою є не лише підвищення її техніко-економічних характеристик, але й приведення викидів у відповідність до сучасних екологічних стандартів.

Переведення котельні на використання відходів деревини як альтернативного виду палива є перспективним рішенням, що сприяє зниженню витрат на паливо, підвищенню енергетичної незалежності та покращенню екологічних показників. Таким чином, тема підвищення енергоекологічної ефективності котельні «Агрона Фрут Україна» є вкрай актуальною для сучасної теплоенергетики.

Мета роботи. Метою магістерської роботи є розробка та обґрунтування технічних рішень для підвищення енергоефективності та екологічної безпеки котельні «Агрона Фрут Україна» шляхом модернізації теплової схеми та використання альтернативного палива.

Завдання роботи.

- Провести аналіз існуючого стану теплової схеми котельні «Агрона Фрут Україна».
- Дослідити можливості переведення котельні на використання відходів деревини.
- Розробити конструктивні рішення для переведення котельні на спалюванні твердої біомаси, а саме притопки та системи очищення димових газів.
- Виконати техніко-економічне обґрунтування запропонованих заходів.
- Оцінити екологічні показники модернізованої котельні та її вплив на навколишнє середовище.

Об'єкт дослідження. Котельня «Агрона Фрут Україна» як елемент теплової системи з використанням традиційних і альтернативних видів палива.

Предмет дослідження. Технічні, економічні та екологічні аспекти підвищення ефективності роботи котельні за умов модернізації.

Новизна роботи. Новизна роботи полягає у розробці технічно та економічно обґрунтованих рішень для модернізації котельні, які передбачають:

- використання відходів деревини як основного палива для зменшення витрат і викидів парникових газів;
- удосконалення конструкції притопки для забезпечення високого ступеня згоряння палива;
- інтеграцію систем очищення димових газів, які відповідають сучасним екологічним вимогам.

Результати роботи мають практичну цінність для модернізації котелень подібного типу, що забезпечує їх відповідність стандартам енергоефективності та екологічної безпеки.

Апробація результатів магістерської кваліфікаційної роботи.

Результати роботи доповідались на LIII Всеукраїнська науково-технічна конференція факультету будівництва, цивільної та екологічної інженерії, ВНТУ, Вінниця, 20-22 березня 2024 р [1].

1 АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРНОЇ ІНФОРМАЦІЇ

1.1 Методи розрахунку теплообміну в топці

Бурхливий розвиток наприкінці XIX на початку XX ст. техніки зажадав створення нових парових і водогрійних котлів, найважливішою складовою частиною яких є топка. Це, своєю чергою, викликало необхідність глибокого вивчення основ термодинаміки і процесів згоряння палива, теплопереносу, конвекції тощо. Конструкція топки повинна була забезпечити повне згоряння палива, а також передачу заданої частки теплоти поверхням нагріву.

Завдання розрахунку теплопереносу в топках котлів розв'язують понад 100 років. Спочатку воно обмежувалося лише визначенням сумарного теплосприйняття поверхнями нагріву, розташованими в топці. Нижче наводяться три моделі розрахунку, які можуть слугувати інженерними методиками.

1.1.1 Модель перемішаного потоку

Представлена тут проста модель достатньо добре описує характеристики теплопередачі багатьох типів топкових пристроїв [2]. Модель досить загальна і тому може застосовуватися в принципі до будь-якої конфігурації камери згоряння і для всіх видів палива. Відносна простота і відповідність фізичним процесам стали причиною використання цієї моделі для попередніх розрахунків ділянок радіаційного теплообміну в технологічних нагрівачах і парових котлах. Модель може успішно використовуватися для оцінки впливу на характеристики топки, також швидкості подачі палива, підігріву повітря і його надлишку, що змінюються в процесі експлуатації

Робочу камеру топки уявляють у вигляді трьох зон: зони, зайнятої газом, що містить факел полум'я і продукти згоряння, і двох зон, що являють собою поверхні теплоприймачів і відбивачів. Передбачається, що для газу може бути задана середня температура випромінювання, поверхня поглиначів теплоти є

сірою і її температура дорівнює T_1 , характеристика поверхні відбивачів адіабатична. Втрати випромінювання через отвори в стінках камери занадто малі.

Теплопередача від топкових газів. З урахуванням прийнятих допущень кількість теплоти, що передається від газоподібних продуктів згоряння до теплоприймача випромінюванням і конвекцією.

$$\dot{Q}_1 = g_{g-1,r} \sigma (T_g^4 - T_1^4) + \alpha_1 A_{1c} (T_g - T_1), \quad (1.1)$$

де σ - постійна Стефана-Больцмана;

α_1 - коефіцієнт тепловіддачі топкових газів;

A_{1c} - поверхня теплоприймача, що одержує теплоту конвекцією;

$g_{g-1,r}$ - загальний опір передачі теплоти випромінюванням від газу до теплоприймача, що враховує багаторазові відбиття від усіх поверхонь, і випромінювання, відбите від екранів.

Рівняння (1.1) можна спростити апроксимацією конвективної складової і подальшою лінеаризацією

$$\alpha_1 A_{1c} (T_g - T_1) = \frac{\alpha_1 A_{1c}}{4\sigma T_{g1}^3} \sigma (T_g^4 - T_1^4), \quad (1.2)$$

де T_{g1} може бути апроксимовано арифметичним середнім значенням

T_g і T_1 Тоді кількість теплоти, що передається теплоприймачу, стає рівною:

$$\dot{Q} = g_{g-1,r,e} \sigma (T_g^4 - T_1^4), \quad (1.3)$$

де

$$g_{g-1,r,e} = g_{g-1,r} + \frac{\alpha_1 A_{1c}}{4\sigma T_{g1}^3}, \quad (1.4)$$

Кількість теплоти, що передається від газів, дорівнює сумі кількості теплоти, отриманої теплоприймачем, і теплоти, що відводиться через стінки топки теплопровідністю

$$\begin{aligned}\dot{Q}_g &= \dot{Q}_1 + Q_r = \\ &= g_{g-1,r,e} \sigma (T_g^4 - T_1^4) + U_r + A_r (T_g - T_e),\end{aligned}\quad (1.5)$$

де A_r - площа поверхні відбивачів:

T_e - зовнішня температура;

U_r - коефіцієнт теплопередачі від топкових газів до навколишнього середовища.

Тепловий баланс. Тепловий баланс у топковій камері записується у вигляді

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_g (h_{g,i} - h_{g,0}), \quad (1.6)$$

де $\dot{m}_g$ - витрата газу через камеру;

$h_{g,i}$ - ентальпія газу на вході, включно з теплотою реакції;

$h_{g,0}$ - ентальпія газу на виході.

Внаслідок недосконалого перемішування всередині камери згоряння під час розрахунку ентальпії приймають, що температура газів на виході з камери згоряння менша за температуру газу, що випромінює, на величину ΔT_g і ентальпію газів на виході можна записати в такий спосіб:

$$h_{g,0} = \bar{c}_{p,g} (T_g - \Delta T_g - T_o), \quad (1.7)$$

де $\bar{c}_{p,g}$ - середня теплоємність димових газів у температурному інтервалі від T_o до $T_g - \Delta T_g$.

Таку саму середню теплоємність можна використати для визначення фіктивної температури $T_{g,t}$ пов'язаної з ентальпією газів на вході

$$T_{t,g} = T_o + \frac{h_{g,i}}{\bar{c}_{p,g}}, \quad (1.8)$$

Підставляючи (7) і (8) у (6), отримуємо рівняння теплового балансу

$$\dot{Q}_g = m_g \bar{c}_{p,g} (T_{g,t} - T_g + \Delta T_g). \quad (1.9)$$

1.1.2 Модель стрижневої течії

Модель перемішаного потоку, наведена вище, описує усереднені характеристики теплопередачі та не дає змоги отримати жодної інформації щодо розподілу теплового потоку в топці та врахувати деякі важливі параметри, наприклад, такий, як профіль тепловиділення в полум'ї. Ці обмеження моделі можуть відігравати суттєву роль, якщо довжина топки досить велика порівняно з її гідравлічним радіусом у димогарних парових котлах, тунельних печах або в металевих підігрівачах топок. Для таких випадків більше підходить модель стрижневої течії або модель витягнутої топки.

Припускають, що газ у довільному перерізі топкової камери має приблизно рівномірний розподіл температури і швидкості. Теплота під час горіння виділяється таким чином, що температура в перерізі залишається приблизно однаковою. Далі припускають, що радіація вздовж потоку занадто мала, усі поверхні сірі й поверхні відбивачів перебувають у радіаційній рівновазі. Втрати теплоти випромінюванням через отвори в топковій камері також за малі.

Математична модель передачі теплоти від димових газів. За цих припущень тепловий струм до теплоприймача в перерізі з координатою x може бути виражений через локальні температури газу і поверхні таким чином:

$$\dot{q}_1 = \frac{g_{g-1,r}}{A_1} \sigma (T_g^4 - T_1^4) + \alpha_1 \frac{A_{1e}}{A_1} (T_g - T_1), \quad (1.10)$$

де $g_{g-1,r}$ визначається для двомірного перерізу, що означає нескінченний розмір у напрямку потоку. Тепловий потік через стінки відбивача

$$\dot{q}_r = U_r(T_g - T_e), \quad (1.11)$$

Тепловий баланс для димових газів між перерізами x та $x + \Delta x$ має вигляд

$$\dot{q} dx - \dot{q}_1 p_1 dx - \dot{q}_r p_r dx = \dot{m}_g c_{p,g} dT_g \quad (1.12)$$

де $\dot{q}_1$ - лінійний потік, зумовлений виділенням теплоти під час горіння;

p_1 - периметр поверхні поглинача теплоти;

p_r - периметр поверхні відбивача.

1.1.3 Зонна модель топки

Припущення про однорідність температури газу в моделі перемішаного потоку й одновимірність температури в моделі стрижневої течії істотно обмежують їхню корисність під час використання для розрахунку потоку зі значними градієнтами температур. Облік температурних градієнтів та інших властивостей може бути здійснено за допомогою зонної моделі. Ця модель може бути також використана для дослідження впливу на розподіл теплового потоку таких складних чинників, як вторинна циркуляція.

Об'єм камери згоряння поділяється на малі зони. Передбачається, що температура, склад та інші фізичні властивості в них можуть мати постійні значення. Аналогічно поверхні всередині камери розбиваються на зони. Вважається, що температура і коефіцієнт випромінювання падаючих і відбитих потоків у них розподілені рівномірно. Передбачається, що поверхні сірі, відбиття і випромінювання енергії розсіяне. Конфігурацію зон вибирають відповідно до контуру топки і з міркувань простоти розрахунку коефіцієнтів опорів випромінюванню між зонами. Модель перемішаного потоку являє

собою спеціальний випадок зонної моделі, яка складається з трьох зон: однієї зони, зайнятої газом, і двох поверхневих зон.

Математична модель.

Випромінювання між зонами. Для сірого газу тепловий потік випромінюванням між зонами i та j

$$\dot{Q}_{i-j} = g_{i-j} \sigma (T_i^4 - T_j^4), \quad (1.13)$$

де g_{i-j} - загальний опір випромінюванню для пари зон $i - j$.

Вважається, що поверхня зон розбита на N поверхневих зон і M об'ємних зон, і що індекси $i = 1, 2, \dots, N$ позначають поверхневі зони, а індекси $j = N+1, \dots, N+M$ відносяться до об'ємних зон.

Облік впливу випромінювання газу, який не може вважатися сірим, можна здійснити за допомогою уявлення про змішаний сірий газ. Передачу теплоти випромінюванням між двома зонами, що містять реальні димові гази, розраховують як зважену суму незалежних внесків від сірих газів із різними коефіцієнтами поглинання. Наприклад, тепловий потік випромінювання між двома зонами i і j дорівнює:

$$\dot{Q}_{i-j} = \left[\sum \alpha_{s,n} T_i (g_{i-j})_n \right] \sigma T_i^4 - \left[\sum \alpha_{s,n} T_j (g_{i-j})_n \right] \sigma T_j^4, \quad (1.14)$$

де $(g_{i-j})_n$ - загальний опір передавання теплоти випромінюванням для сірих компонентів газу з коефіцієнтом поглинання $k_{a,n}$.

Члени у квадратних дужках залежать від напрямку теплового потоку випромінювання, оскільки їх визначають за температурою зони, що випромінює. Такі параметри позначаються $g_{i \rightarrow j}$ де стрілка вказує на напрямок потоку випромінювання.

Узагальнений вираз для теплового потоку при випромінюванні між двома зонами записується у вигляді

$$\dot{Q}_{i \rightarrow j} = g_{i \rightarrow j} \sigma T_i^4 - g_{j \rightarrow i} \sigma T_j^4, \quad (1.15)$$

при цьому для поверхневих зон випромінювання

$$g_{i \rightarrow j} = \sum_n a_{s,n} T_i (g_{i \rightarrow j})_n, \quad i = 1, \dots, N, \quad (1.16)$$

для газових зон випромінювання

$$g_{i \rightarrow j} = \sum_n a_{g,n} T_i (g_{i \rightarrow j})_n, \\ i = N + 1, \dots, N + M, \quad (1.17)$$

Тепловий баланс записується для всіх зон через невідомі температури в зонах. Рівняння теплового балансу для i -ї зони на поверхні має вигляд

$$\sum_{j=1}^{N+m} g_{j \rightarrow i} \sigma T_j^4 - \sum_{j=1}^{N+m} g_{i \rightarrow j} \sigma T_i^4 + \alpha_i A_i (T_k - T_i) = \dot{Q}_i, \quad (1.18)$$

де α_i - конвективний коефіцієнт тепловіддачі під час передавання теплоти до поверхні i ;

T_k - температура зони, що примикає до поверхневої точки

$\dot{Q}_i$ - тепловий потік до поверхні, який має бути визначений із відповідних граничних умов, таких, як рівняння теплопровідності для стінки камери.

Для адіабатичної зони $Q_i = 0$ Аналогічно рівняння теплового балансу для газової зони i записується у вигляді

$$\sum_{j=1}^{N+m} g_{j \rightarrow i} \sigma T_j^4 - \sum_{j=1}^{N+m} g_{i \rightarrow j} \sigma T_i^4 - \alpha_k A_k (T_i - T_k) = \dot{Q}_{h,i}, \quad (1.19)$$

де α_k - коефіцієнт тепловіддачі для конвекції до сусідньої зони з температурою T_k :

$\dot{Q}_{h,i}$ - сумарний потік у зоні i , що проходить через її межі.

Окремо необхідно виділити методику розрахунку теплообміну в топках парових котлів.

1.1.4 Теплообмін у топках парових котлів

В останньому виданні нормативного методу розглядається теорія подібності в топкових процесах з використанням основного визначального параметра числа Больцмана Bo , а також враховано самопоглинання теплового випромінювання в пристінних шарах топкового середовища за допомогою критерію Бугера Bu , названого основною радіаційною характеристикою продуктів згоряння [3]. Основна розрахункова формула для визначення температури продуктів згоряння на виході з топки T_m^n має такий вигляд:

$$\theta_m^n = \frac{T_m^n}{T_a} = \frac{Bo^{0,6}}{M \cdot Bu^{0,3} + Bo^{0,6}}, \quad (1.20)$$

де T_a - адіабатична температура горіння,

$Bu = 1,81 \ln\left(\frac{1,4Bu^2 + Bu + 2}{1,4Bu^2 - Bu + 2}\right)$ - ефективний критерій Бугера.

Характеристика M визначається залежно від відносного місця розташування пальників у топці.

Нині для детального розрахунку температурного стану настінного металу в сучасних котлах потрібне знання локальних теплосприйнятів на всіх ділянках топкових стін. Крім того, потрібно знати результуючий радіаційний тепловий потік у вихідному вікні топкової камери.

Тому горіння палива в топковому об'ємі необхідно розглядати як сукупність взаємообумовлених аеродинамічних, теплових і хімічних процесів. Дуже часто якраз фізичні чинники справляють визначальний вплив на повноту

згоряння і умови займання. Тільки за ідеального перемішування (що розглядалося вище) аеродинамічними процесами можна знехтувати. Розглянемо основні рівняння, які описують газову суміш, що реагує.

Рівняння аеромеханіки.

Для довільного об'єму, обмеженого гладкою поверхнею, запишемо вираз, що відображає закон збереження маси k -го компонента газової суміші:

$$\frac{g\rho}{gt} + \nabla_i(\rho v_i) = 0. \quad (1.21)$$

Визначимо відносну масову концентрацію k -ої речовини

$$Y^k = \rho^k / \rho,$$

де ρ^k - густина k -го компонента,

ρ - густина суміші,

t - час,

v_i - компонента швидкості.

Уведемо в розгляд відносну швидкість $V = v^k - v$, відносно спостерігача, що рухається зі швидкістю центру мас v і запишемо рівняння нерозривності компонентів суміші:

$$\frac{gY^k}{gt} = -v_i \nabla_i Y^k - \frac{1}{\rho} \nabla_i (\rho Y^k V_i^k) + \frac{W^k}{\rho}, \quad (1.22)$$

де W^k - швидкість зміни маси k -го компонента.

Для імпульсу одиниці об'єму ρv_i і для енергії одиниці об'єму ρe запишемо:

$$\frac{g(\rho v_i)}{gt} + \nabla_j (\rho v_i v_j) = \nabla_j \sigma_n + \sum_k \rho^k f_i^k; \quad (1.23)$$

$$\begin{aligned} \frac{g(\rho e)}{gt} + \nabla_i(\rho e v_i) = \\ = \nabla_i(\sigma_{ij} v_j) - \nabla_i q_i + \sum_k \rho^k f_i^k v_i^k \end{aligned} \quad (1.24)$$

де σ_{ij} - тензор напружень,

q_i - компонента вектора густини потоку тепла,

f_i^k - компонента рівнодіючої зовнішніх сил.

Ці вирази доповнюються рівнянням стану і граничними умовами. Розв'язується система (21) - (24) чисельними методами [4], що дає змогу розрахувати не тільки сумарний і локальний теплообмін, а й структуру потоків випромінювання в топковому просторі, а також співвідношення променистої та конвективної складових теплопереносу до кожної ділянки стін і допомагає відшукати оптимальні значення під час вибору розмірів і форми камери згоряння, кількість і розташування пальників.

Розглянувши методи розрахунку теплообміну в топці вибираємо методику наведену в пункті 1.1.4, а також в нормативному методі теплового розрахунку котлоагрегатів.

1.2 Конструкції притопок, способи переведення на тверде паливо

1.2.1 Притопки з щільним шаром

Спалювання твердого палива в притопках з щільним шаром – це класичний спосіб отримання теплової енергії. Процес горіння відбувається на колосниках, через які подається повітря для підтримки горіння. Вибір палива та конструкції колосників впливає на ефективність і екологічність процесу. Так, для кам'яного вугілля потрібні більш високі температури, ніж для деревини, а рухомі колосники забезпечують більш ефективне видалення шлаку. Сучасні притопки обладнані системами автоматичного управління та очищення газів, що дозволяє підвищити їх ефективність і знизити негативний

вплив на довкілля. Незважаючи на досягнення, питання ефективного використання твердого палива залишається актуальним, і вчені продовжують працювати над розробкою нових технологій та матеріалів для притопків.

Притопки з нерухомою колосниковою решіткою спеціалізуються на спалюванні відходів деревини вологістю до 60%. Паливо, подане шнеком на похилу решітку, піддається термічному розкладу під дією високої температури внутрішньої обмурівки. За умови обмеженого доступу первинного повітря, в паливі відбувається процес газифікації, в результаті чого утворюється горючий газ. Цей газ надходить у камеру допалювання, де змішується з потоком вторинного повітря і повністю згорає. Такий підхід забезпечує високу ефективність використання палива та знижує викиди шкідливих речовин [5].

В камері згорання, яка є невід'ємною частиною притопка, відбувається завершальний етап перетворення палива на теплову енергію. Тут згорають як генераторний газ, що утворився в процесі газифікації палива на колосниках, так і дрібні частки палива, винесені потоком газів. Завдяки подачі вторинного повітря забезпечується повне згорання палива, що підвищує ефективність процесу і знижує викиди шкідливих речовин. Для підтримки оптимальних умов горіння, камера згорання обладнана вогнетривкою обмурівкою, яка захищає конструкцію від високих температур і забезпечує рівномірний розподіл тепла. Для підтримання постійної товщини шару палива на колосниках використовується спеціальний механізм контролю, який може бути виконаний у вигляді шнекового подавача або дозатора. Автоматизація цього процесу дозволяє оптимізувати витрату палива та забезпечити стабільну роботу установки.

Переваги притопки: притопки вирізняються простотою своєї конструкції та, відповідно, надійністю в експлуатації. Відсутність складних механізмів спрощує обслуговування та ремонт. Охолодження притопки повітрям, що подається на горіння, є ефективним та економічним рішенням. Недоліки: одним з основних обмежень притопків є можливість спалювання

лише шматкового палива. Дрібні фракції палива можуть провалюватися крізь колосникову решітку, що призводить до втрат палива та забруднення зольника. Крім того, колосникові решітки піддаються інтенсивному зношуванню внаслідок високих температур і механічних навантажень. Це потребує періодичної заміни або ремонту решіток, що збільшує експлуатаційні витрати.

1.2.2 Притопки киплячого шару

Спалювання твердого палива в киплячому шарі є універсальним методом, який поєднує в собі переваги різних технологій. Як і при шаровому спалюванні, в киплячому шарі можна спалювати неподрібнене паливо, що спрощує підготовку палива до спалювання. Разом з тим, завдяки інтенсивному перемішуванню частинок палива, процес горіння в киплячому шарі нагадує факельне спалювання, що забезпечує більш повне згоряння палива і знижує викиди шкідливих речовин. Наявність решітки, через яку подається повітря, дозволяє ефективно видаляти з зони горіння шлаки та золу[6].

Коли через шар твердого палива пропускають потік повітря, то при досягненні певної швидкості повітряні потоки піднімають окремі частинки палива, ніби підкидаючи їх. При подальшому збільшенні швидкості повітря, всі частинки палива опиняються у завислому стані, утворюючи так званий киплячий шар. Цей стан досягається тоді, коли підймальна сила повітряних потоків перевищує силу тяжіння і сили тертя між частинками. В результаті, шар палива інтенсивно перемішується. Це перемішування забезпечує рівномірний розподіл температури по всьому об'єму шару та сприяє інтенсивному тепло- і масообміну між частинками палива та газами. Киплячий шар – це своєрідна суміш, де горючий матеріал знаходиться в підвішеному стані в середовищі з інертних матеріалів. Зазвичай, горюча складова становить лише невелику частину загальної маси шару. Основну масу шару складають інертні матеріали, такі як кварцовий пісок, шамотна цегла, або ж зола самого палива, особливо якщо спалюється вугілля з високим вмістом золи. Цей

інертний матеріал виконує роль теплоносія, забезпечуючи рівномірний розподіл тепла по всьому об'єму шару.

Спалювання палива в киплячому шарі відрізняється високою ефективністю, екологічністю і економічністю. Інтенсивне перемішування частинок палива і теплоносія забезпечує високі коефіцієнти теплопередачі та повне вигорання палива, навіть якщо воно містить велику кількість золи і летких речовин. Тривалий час перебування частинок палива в шарі дозволяє відмовитися від складних систем пилоприготування, що знижує капітальні витрати на обладнання. Додавання в шар вапняку дозволяє зв'язувати сірку, що міститься у паливі, і знижувати викиди оксидів сірки. Низькі температури в шарі (800-950 °C) запобігають утворенню термічних оксидів азоту.

1.2.3 Циклонні і вихорові притопки

Циклонні притопки дозволяють ефективно спалювати тверде паливо, подрібнене до розміру частинок від 4 до 6 міліметрів. Такий розмір частинок є оптимальним для забезпечення інтенсивного горіння і повного вигорання палива. Крім того, циклонні притопки здатні спалювати паливо з відносно високим вмістом летких речовин.

Циклонний спосіб спалювання – це високоінтенсивний процес, що відбувається в камері згорання, де створюється потужний вихор. Паливо, подрібнене до певних розмірів, подається в камеру разом з повітрям. Під дією центробіжних сил, які виникають при обертанні потоку, частинки палива притискаються до стінок камери, утворюючи щільний шар. В цьому шарі відбувається інтенсивне горіння, оскільки частинки палива постійно перемішуються з повітрям, забезпечуючи оптимальний контакт для реакції горіння. Завдяки високій температурі та турбулентності потоку, досягається повне вигорання палива, навіть якщо воно має високий вміст вологи або летких речовин.

Час, протягом якого частинки палива перебувають у циклонній камері, є критичним параметром, який визначає ефективність процесу спалювання. Він

підбирається таким чином, щоб забезпечити повне вигорання навіть найбільших частинок палива, розміром до 200 мікрон. Після того, як паливо згорає в циклоні, продукти згоряння, які містять високу концентрацію теплової енергії, направляються в камеру допалювання. Тут відбувається додаткове допалювання летких речовин та дрібних частинок, що не встигли згоріти в циклоні. З камери допалювання продукти згоряння потрапляють у топку котла, де передають своє тепло теплоносію і поступово охолоджуються.

Шлак, що утворюється в процесі спалювання твердого палива в циклонних притопках, зазвичай має високу температуру і в'язкість. Для його видалення найчастіше використовують систему водяного охолодження, яка перетворює шлак на рідкий стан. Отриманий рідкий шлак видаляється з системи через спеціальні шлакові отвори. Для збільшення ефективності видалення шлаку та зменшення його викидів в атмосферу, між камерою допалювання та топкою котла, а також між циклонними притопками та камерою допалювання, встановлюють шлаковловлюючі пучки труб. Ці труби охолоджують гази, що відходять, і сприяють конденсації та осіданню шлакових частинок.

Циклонні притопки бувають горизонтальними чи вертикальними. Притопка фірми TRW (США) 9 прилаштовується до існуючих газомазутних котлів і дозволяє без значної реконструкції використовувати їх для спалювання твердого палива.

Ця установка для спалювання твердого палива складається з кількох взаємопов'язаних елементів. Починається все з невеликого бункера, де зберігається подрібнене паливо у вигляді пилу. Далі, за допомогою спеціальної системи, цей пил подається в камеру попереднього горіння з високою концентрацією. Тут відбувається підігрів повітря, яке потім надходить у основну циклонну камеру згоряння. Ця камера має компактні розміри і обладнана системою для безперервного видалення рідкого шлаку. Після циклону, продукти згоряння проходять через пристрій для регенерації теплоти шлаку, де відбирається частина тепла, а потім направляються у

короткий з'єднувальний короб. На завершення, продукти згоряння потрапляють у вторинний пальник, де відбувається додаткове допалювання і очищення газів. Для забезпечення оптимального режиму роботи, установка оснащена необхідними регуляторами.

Вертикальний циклонний притопок призначений для з'єднання з існуючими котлами при спалюванні в ньому відходів деревини. Він має циклонну камеру і камеру допалювання великих частинок з конічною колосниковою решіткою, патрубок подачі палива, пережим, чотири тангенціальних введення і вихідний патрубок. Робота циклонного притопка відбувається так. Паливо подається аксіально через патрубки. Через чотири тангенціальних щілини в робочий об'єм циклонної камери, де відбувається основний процес горіння, вводиться первинне повітря. Паливо взаємодіє з закрученим потоком. Для збільшення часу перебування частинок палива в об'ємі камери передбачений пережим. Продукти газифікації і недогорілі частинки через отвір в пережимі потрапляють в камеру допалювання, де потік також закручений, але в меншій мірі. Осьовий зворотній потік, що формується в камері допалювання, проникає назад в циклонну камеру і допомагає горінню палива і перемішуванню продуктів.

Для завершення процесу горіння великих частинок організовано їх допалювання в шарі на конічній колосниковій решітці, під яку подається вторинне повітря. Отвори в колосниковій решітці виконані таким чином, щоб забезпечити допоміжне підкручування газів в напрямку основного обертання і збільшити повноту і швидкість вигорання частинок. Недолік притопки – при спалюванні високозольного палива на пережимі буде накопичення, спікання чи плавлення золи.

1.3 Висновки до розділу 1

У розділі проведено огляд методів розрахунку теплообміну в топках котлів і конструкцій притопок для спалювання твердого палива. Розглянуто три основні підходи до моделювання теплообміну. Модель перемішаного потоку дозволяє виконати попередні розрахунки теплового балансу, враховуючи передачу тепла випромінюванням і конвекцією. Модель стрижневої течії забезпечує деталізований аналіз розподілу теплового потоку, що особливо важливо для топок з великими градієнтами температур. Зонна модель дає змогу врахувати складні температурні градієнти й ефекти вторинної циркуляції, що робить її найбільш універсальною для точних розрахунків.

Окремо досліджено конструкції притопок для спалювання твердого палива. Притопки з щільним шаром забезпечують ефективне спалювання деревини та вугілля, при цьому процес відбувається на колосникових решітках. Ці притопки вирізняються простою конструкцією, але обмежені можливістю використання дрібного палива і потребують періодичної заміни решіток через їх знос. Притопки киплячого шару поєднують в собі переваги рівномірного перемішування палива та інтенсивного горіння, що робить їх екологічно чистими і економічно вигідними. Вони дозволяють спалювати низькоякісне паливо та знижують викиди шкідливих речовин, таких як оксиди сірки й азоту.

Циклонні притопки дозволяють спалювати подрібнене паливо в умовах високої турбулентності та високих температур, що забезпечує повне вигорання навіть вологих чи летких матеріалів. Вони мають високу ефективність, але потребують спеціальних систем для видалення шлаку й охолодження, що збільшує їх вартість і складність обслуговування. Розглянуті методи і конструкції демонструють широкий спектр можливостей для підвищення ефективності спалювання палива, вибір яких залежить від типу палива, умов експлуатації та вимог до екологічності.

2 ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ПЕРЕВЕДЕННЯ КОТЕЛЬНОЇ НА СПАЛЮВАННЯ ТВЕРДОГО ПАЛИВА

2.1 Аналіз теплової схеми котельні

З метою забезпечення безперебійного теплопостачання для виробничих процесів та комфортного температурного режиму в адміністративних приміщеннях, підприємство "Агрона Фрут Україна" у 2002 році провело масштабну реконструкцію своєї котельні. Застаріле обладнання було замінено на сучасні енергоефективні котли, що дозволило знизити витрати на паливо та підвищити надійність теплопостачання [7]. Були впроваджені автоматизовані системи управління, які забезпечують точне регулювання теплових режимів та оптимізують роботу котельні. Крім того, було проведено реконструкцію димових труб та інших елементів теплових мереж. В результаті модернізації котельня стала сучасним енергетичним об'єктом, який відповідає всім вимогам енергоефективності та екологічної безпеки. Робочим паливом є природний газ з теплотою згорання $Q_{\text{рн}} = 34,03 \text{ МДж/м}^3$.

Для забезпечення безперебійної роботи виробництва та отримання якісної пари на підприємстві використовується вода, що видобувається зі свердловин. Перед подачею води в систему пароутворення вона проходить ретельну очистку. Цей процес, який називається хімводопідготовка, включає в себе кілька етапів. Спочатку вода проходить через механічні фільтри, де видаляються великі домішки, такі як пісок, мул та інші механічні частинки. Далі вода направляється в натрієво-катіонітові фільтри, де відбувається пом'якшення води шляхом заміщення іонів кальцію та магнію на іони натрію. Очищена таким чином вода надходить у конденсаційний бак, де змішується з конденсатом пари, який повертається з виробничих установок. Ця суміш, яка називається конденсатом, подається конденсатними насосами на деаераційно-живильну установку. На цьому етапі з води видаляється розчинений кисень та

вільна вуглекислота, які можуть спричинити корозію обладнання та погіршення якості пари.

Установка складається з деаератор ДСА, який видаляє з води розчинені гази, такі як кисень та вуглекислота. Ці гази є згубними для парових котлів, оскільки спричиняють корозію. Після деаерації вода, нагріта до 105°C , проходить через охолоджувач, де віддає частину свого тепла воді, яка використовується для опалення котельні. Потім вода потрапляє в підігрівач хімводоочищеної води (ХВО), де додатково нагріває воду, що надходить з системи хімічного очищення. Охолонувши до 98°C , вода подається живильними насосами в економайзер, де змішується з димовими газами, що відходять від котлів. В економайзері вода підігрівається за рахунок тепла димових газів, які при цьому охолоджуються до 160°C . Пара, що утворюється в котлах, збирається в розподільнику, звідки подається на виробничі потреби та для гарячого водопостачання підприємства.

Продувка є необхідною для видалення з котла розчинених солей, що можуть осідати на внутрішніх поверхнях і утворювати накип. Накип значно погіршує теплообмін, збільшує витрати палива і може призвести до аварійних ситуацій. Для запобігання цьому, здійснюють як безперервну, так і періодичну продувку котла.

Основними елементами котельні є парові котли, які безпосередньо виробляють пару. Для забезпечення безпечної та ефективної роботи котлів використовується сучасне обладнання автоматики та захисту, яке збирається в спеціальному щиті управління. Щоб забезпечити безперебійну подачу води до котлів та її необхідну якість, в котельні встановлюється устаткування для хімічного очищення води. Для циркуляції робочих рідин та створення необхідного тиску використовуються різноманітні насоси. Окрім виробничих приміщень, в котельні також передбачені побутові приміщення для обслуговуючого персоналу.

Парові котли генерують високоякісну пару. Ця пара має такі параметри: тиск $0,9\text{ МПа}$, температуру $175,35^{\circ}\text{C}$ та ентальпію 2774 кДж/кг . Вироблена

пара збирається в колекторі, який є своєрідним розподільчим вузлом. Звідси пара направляється на редуційні установки, розташовані безпосередньо біля промислових споживачів. Редуційні установки знижують тиск пари до необхідного значення для кожного конкретного споживача. Після використання пара конденсується і у вигляді конденсату збирається у спеціальних збірниках, які розташовані безпосередньо на території споживачів. Далі, конденсат з температурою 98°C за допомогою насосів повертається в конденсатний бак котельні, де змішується зі свіжою водою і знову подається на пароутворення.

Коефіцієнт повернення конденсату на цьому підприємстві становить вражаючі 92%. Це означає, що майже вся пара, використана у виробничих процесах, повертається у вигляді конденсату і знову використовується в технологічному циклі. Такий високий показник свідчить про ефективну організацію системи паропостачання та дбайливе ставлення до енергоресурсів.

Для компенсації втрат конденсату, що виникають у процесі виробництва, на підприємство подається вода з місцевих свердловин. Ця вода, після проходження через установку хімічного водоочищення (ХВО) і набуття температури 5°C , направляється в охолоджувач продувочної води. Охолоджувач продувочної води під'єднаний до розширювача безперервної продувки котла. У цьому теплообміннику вода, що подається зі свердловини, підігрівається до температури 17°C за рахунок тепла продувочної води. Далі, підігріта вода надходить у підігрівач хімічно очищеної води (ПХВО), де її температура підвищується до 51°C . Після цього, підготовлена вода направляється в конденсатний бак, де змішується з повернутим конденсатом.

Потреба промислових підприємств у парі суттєво залежить від пори року. Найбільше навантаження на котельні припадає на період з липня по листопад, який можна назвати піковим або сезоном повного навантаження. Саме в цей час споживання пари досягає максимальних значень. Така сезонність пов'язана з особливостями технологічних процесів на підприємстві.

Протягом цього сезону споживання пари споживачами складає: соковий цех – 6 т/год; цех фруктових наповнювачів – 1,88 т/год; цех пюре та цех асептики по 1,12 т/год; гаряче водопостачання – 0,16 т/год; власні потреби котельні – 0,24 т/год.

Другий сезон (часткове навантаження) включає в себе місяці: грудень – червень. Споживання пари в цей період споживачами складає: соковий цех – 4,62 т/год; цех фруктових наповнювачів – 1,45 т/год; цех пюре та цех асептики по 0,869 т/год; гаряче водопостачання – 0,115 т/год; власні потреби котельні – 0,173 т/год.

2.2 Багатоваріантний аналіз шляхів модернізації котельні

Котельня ТОВ "Агрона Фрут Україна" оснащена двома високопродуктивними парогенераторами CONDOR HD 01-12 виробництва Velde Boilers and Plants, кожен з яких здатний виробляти до 12 тонн пари за годину. Для забезпечення безперебійної роботи котлів використовується природний газ як основне паливо завдяки його високій теплотворній здатності. Щорічно котельня споживає значний обсяг енергоресурсів: близько 6,179 мільйонів кубічних метрів природного газу та 277 мегават-годин електроенергії. Такий обсяг споживання є характерним для великих промислових підприємств харчової промисловості, де теплова енергія використовується для технологічних процесів, опалення та вентиляції виробничих приміщень.

Для детального аналізу економічної ефективності роботи парової котельні ТОВ "Агрона Фрут Україна" необхідно провести комплексне техніко-економічне обґрунтування. Важливим етапом такого обґрунтування є складання локального кошторису, який дозволить точно визначити вартість виконання всіх необхідних робіт. Орієнтовна балансова вартість парової газової котельні потужністю 24 тонни пари на годину, подібної до встановленої на підприємстві, становить близько 41 мільйона гривень.

2.2.1 Техніко-економічні показники котельні на природньому газі

Витрати палива за рік

$$B_{\text{річ}} = (B_{\text{макс.оп.}} \cdot \tau_{\text{макс.оп.}} + B_{\text{сер.оп.}} \cdot \tau_{\text{сер.оп.}} + B_{\text{міжоп.}} \cdot \tau_{\text{міжоп.}}) \cdot 3600, \quad (2.1)$$

$$B_{\text{річ}} = (0,2285 \cdot 150 + 0,174 \cdot 214) \cdot 3600 \cdot 24 = 6,179 \text{ (млн. м}^3\text{/рік)}.$$

Річне виробництво теплоти

$$Q_{\text{рік}} = (Q_{\text{кот}} \cdot \tau_{\text{макс}} + Q_{\text{сер}} \cdot \tau_{\text{сер}} + Q_{\text{між}} \cdot \tau_{\text{між}}) \cdot 3600, \quad (2.2)$$

$$Q_{\text{річ}} = (7074,5 \cdot 150 + 5938,45 \cdot 214) \cdot 3600 \cdot 24 \cdot 10^{-6} = 201485,085 \text{ (ГДж/рік)}.$$

Розрахунок витрат на паливо

$$S_{\text{пал}} = B_{\text{річ}} \cdot \text{Ц}, \quad (2.3)$$

де Ц - ціна палива

$$S_{\text{пал}} = 6,179 \cdot 17,3 = 106,9 \text{ (млн.грн/рік)}.$$

Загальні витрати води на підживлення

$$G_{\text{в}} = \frac{(0,319 \cdot 150 + 0,239 \cdot 214) \cdot 3600 \cdot 24}{995} = 8596,24 \left(\frac{\text{м}^3}{\text{рік}} \right).$$

Розрахунок витрат на воду

$$S_B = G_B \cdot \Pi_B, \quad (2.4)$$

$$S_B = 8596,24 \cdot 34,14 = 293,476 \text{ (тис.грн/рік)}.$$

Розрахунок витрат на електроенергію

$$S = (N_{ee}^{макс} \cdot \tau \cdot N_{макс}^{сер} \cdot \tau + N_{сер}^{міжопал} \cdot \tau) \cdot \Pi_{міжопал} \quad (2.5)$$

де Π – тариф за електроенергію, дорівнює 8,52 грн/(кВт·год).

$N_{вп}$ – електрична потужність власних потреб котельні, кВт.

$$S_{се} = (43,76 \cdot 150 + 23,263 \cdot 214) \cdot 24 \cdot 8,52 = 2,36 \text{ (млн.грн/рік)}.$$

Розрахунок оплати праці

$$S_{зп} = n \cdot 3П \cdot k_{відр}, \quad (2.6)$$

де 3П – середня заробітна плата

$$S_{зп} = 2,8 \cdot 9,2 \cdot 18806 \cdot 12 \cdot 1,41 = 8,197 \text{ (млн.грн/рік)}.$$

Амортизаційні відрахування

$$S_A = 7,5\% \cdot K, \quad (2.7)$$

де K – капіталовкладення (вартість основних фондів).

$$S_A = 0,075 \cdot 41 = 3,075 \text{ (млн.грн/рік)}.$$

Витрати на ремонт [8]

$$S_p = 0,2 \cdot S_A , \quad (2,8)$$

$$S_p = 0,2 \cdot 3,075 = 0,615 \text{ (млн.грн/рік)}.$$

Інші витрати

$$S_I = 0,01 \cdot (S_{\text{пал}} + S_{\text{еє}} + S_B + S_{\text{зп}} + S_A + S_p), \quad (2,9)$$

$$S_I = 0,01 \cdot (106,9 + 2,36 + 0,294 + 8,197 + 3,075 + 0,615) = 1,22 \text{ (млн.грн/рік)}.$$

Загальні витрати

$$S = S_{\text{пал}} + S_{\text{еє}} + S_B + S_{\text{зп}} + S_A + S_p + S_I , \quad (2,10)$$

$$S_I = 106,9 + 2,36 + 0,294 + 8,197 + 3,075 + 0,615 + 1,22 = 122,661 \text{ (млн.грн/рік)}.$$

Собівартість виробництва теплоти [9]

$$C_B = \frac{S - \Delta S}{Q}$$

$$C_B = 122,661 \cdot 10^6 / 201485,085 = 608,8 \text{ (грн/ГДж)}.$$

2.2.2 Техніко-економічні показники котельні на твердій біомасі

З метою економії затрат на паливо розглянемо варіант котельні на спалювання твердої біомаси. Твердопаливний котел заміщує потужність систем опалення, вентиляції, ГВП та власних потреб, яка складає згідно 5398,45 кВт в обох режимах. Такі потужності забезпечити спалюванням пелет з деревини витратою, відповідно, 1361,22 кг/год. При цьому досягається

зменшення витрати природного газу на, відповідно, 628,02 м³/год та на 627,6 м³/год.

Для точного підрахунку капітальних вкладень на виконання робіт складається локальний кошторис. Орієнтовні додаткові капіталовкладення в твердопаливний котел, димову трубу та зміну системи постачання теплоти $K = 6$ млн. грн.

Витрати твердого палива за рік

$$V_{\text{річ газ}} = (V_{\text{макс.оп.}} \cdot \tau_{\text{макс.оп.}} + V_{\text{сер.оп.}} \cdot \tau_{\text{сер.оп.}} + V_{\text{міжоп.}} \cdot \tau_{\text{міжоп.}}) \cdot 3600, \quad (2.11)$$

$$V_{\text{річ газ}} = (0,054 \cdot 150 + 0,054 \cdot 0) \cdot 3600 \cdot 24 = 0,70144 (\text{млн. м}^3/\text{рік}).$$

$$V_{\text{річ тп}} = (V_{\text{макс.оп.}} \cdot \tau_{\text{макс.оп.}} + V_{\text{сер.оп.}} \cdot \tau_{\text{сер.оп.}} + V_{\text{міжоп.}} \cdot \tau_{\text{міжоп.}}) \cdot 3600,$$

$$V_{\text{річ тп}} = (0,38 \cdot 150 + 0,38 \cdot 214) \cdot 3600 \cdot 24 = 11951 (\text{т}/\text{рік}).$$

Економія природного газу за рік (за 2.1)

$$\Delta V_{\text{газу}} = (628,02 \cdot 150 + 627,6 \cdot 214) \cdot 24 = 5,484 (\text{млн. м}^3/\text{рік}).$$

Річна економія на паливі

$$\Delta S_{\Pi} = \Delta V_{\text{газу}} \cdot C_{\text{газу}} - V_{\text{річ тв.п.}} \cdot C_{\text{тв.п.}} \quad (2.12)$$

де $C_{\text{газу}}$ - ціна природного газу, приймаємо 17,3 грн/м³;

$C_{\text{тв.п.}}$ – ціна твердого палива, приймамо для дерев'яних пелет 8,4 грн/кг. [10]

$$\Delta S_{\Pi} = 5484226 \cdot 17,3 - (11951000 \cdot 8,4 + 701440 \cdot 17,3) = 17,8 (\text{млн. грн}/\text{рік}).$$

Річне виробництво теплоти котельнею не змінюється в порівнянні з існуючою схемою котельні.

Загальні витрати води на підживлення не змінюються.

Перевитрата електроенергії через функціонування притопки (шнеки для подачі палива з бункера в притопку, вентилятор, шнек для подачі палива з складу до бункера) складає $\Delta N = 9$ кВт за годину. Тоді перевитрати на електроенергію

$$\Delta S_{ee} = \Delta N \cdot \tau \cdot C_{ee}, \quad (2.13)$$

де C – тариф за електроенергію, дорівнює 8,52 грн/(кВт·год).

$$\Delta S_{ee} = 9 \cdot 8760 \cdot 8,52 = 672 \text{ (тис.грн/рік)}.$$

Витрати на оплату праці не змінюються.

Додаткові амортизаційні відрахування

$$\Delta S_A = 7,5\% \cdot K, \quad (2.14)$$

$$\Delta S_A = 0,075 \cdot 6 = 450 \text{ (тис.грн/рік)}.$$

Додаткові витрати на ремонт

$$\Delta S_p = 0,2 \cdot \Delta S_A, \quad (2.15)$$

$$\Delta S_p = 0,2 \cdot 450 = 90 \text{ (тис.грн/рік)}.$$

Інші витрати

$$\Delta S_I = 0,3 \cdot (\Delta S_A + \Delta S_p), \quad (2.16)$$

$$\Delta S_I = 0,3 \cdot (450 + 90) = 162 \text{ (тис.грн/рік)}.$$

Зміна експлуатаційних витрат

$$\Delta S = \Delta S_{\text{пал}} - (\Delta S_{\text{еє}} + \Delta S_A + \Delta S_p + \Delta S_I), \quad (2.17)$$

$$\Delta S = 17800 - (672 + 450 + 90 + 162) = 16426 \text{ (тис.грн/рік)}.$$

Собівартість виробництва теплоти

$$C_B = \frac{S - \Delta S}{Q} \quad (2.18)$$

$$C_B = \frac{122661000 - 16426000}{201485,085} = 527,3 \text{ (грн / ГДж)}.$$

Внаслідок часткового переведення котельні на спалювання пелетів деревини маємо зменшення собівартості виробництва теплової енергії на 81,5 грн. Економія коштів внаслідок часткового переведення котельні на спалювання відходів деревини:

$$E_{\text{ок}} = (608,8 - 527,3) \cdot 201485,085 = 16421034,5 \text{ (грн)}.$$

Простий термін окупності капіталовкладень:

$$T_{\text{ок}} = K / E_{\text{ек}},$$

$$T_{\text{ок}} = 6000000 / 16421034,5 = 0,4 \text{ (років)}.$$

2.2.3 Перспективні напрямки модернізації котельні

ТЕЦ на біомасі та ORC-цикл.

Найбільш ефективною із існуючих технологій використання низькопотенціальної теплоти є органічний цикл Ренкіна (ORC-цикл).

Органічний цикл Ренкіна застосовується при температурах робочого тіла перед турбіною 250 °C і нижче.

Вартість установки ОЦР (з врахуванням монтажу, проектування) становить 800...900 \$ /кВт встановленої потужності, в той час як вартість паротурбінної установки такої ж потужності становить 1000 \$ /кВт.

Основними виробниками установок ОЦР є: Turboden (Італія) [11], ORMAT (США) [12], GMK (Німеччина) [13], Cryostar (Франція), Orcon (Швеція).

Джерелами теплоти для ОЦР можуть бути:

1. теплота від спалювання природного газу, пропану, доменного газу, піролізного газу, звалищного газу, сланцевого газу, твердої біомаси;
2. відхідне тепло від геотермальної енергії, відпрацьованої гарячої води різних виробництв, пара парових котлів чи турбін, теплота вихлопу газових турбін, відхідні гази котельних установок;
3. теплота сонячних термальних станцій.

В Україні є лише 2 установки на базі ОЦР – циклу. Одна з них у Житомирі [14]. Електрична потужність установки 1,2 МВт, тепла – 7,1 МВт. В котельні встановили котел на трісці деревини. В котлі нагрівається термоолія до 340 °C. Саме термоолія нагріває органічну речовину, пари якої надходять в турбіну.

Проаналізувавши теплову схему ТОВ «Агрона Фрут», приходимо до висновків, що на даній котельні реалізація технології ОРЦ неможлива, оскільки це технологічна котельня, що забезпечує паром завод. В установках ОЦР співвідношення між електричною і тепловою енергією (у вигляді гарячої

води) становить в середньому 1:10. Такої кількості теплової енергії на заводі не потрібно.

Аналіз способів подачі генераторного газу в котел.

Технології газифікації дозволяють завдяки неповному окисненню твердого палива отримати з нього горючий газ, котрий можна використовувати як паливо в установках для виробництва тепла і електроенергії.

Проаналізуємо способи подачі генераторного газу в котел .

Одним із найбільш ефективних методів є встановлення газогенератора біля котла, поряд з пальниками, і прямим скидом цих газів в топку (рис. 2.1). Причому газ не очищається і не охолоджується. Головною перевагою цією технологічної схеми є, окрім дешевизни і простоти, те, що ця схема забезпечує повне спалювання всіх смол, що містяться у вигляді парів у газі, якщо температура після генерації перевищує рівень 500 – 600 °С. З врахуванням всіх втрат і затрат це підвищить повний ККД використання початкової сировини в єдиній схемі «газогенератор-топка» не менше, ніж 2– 3% [15].

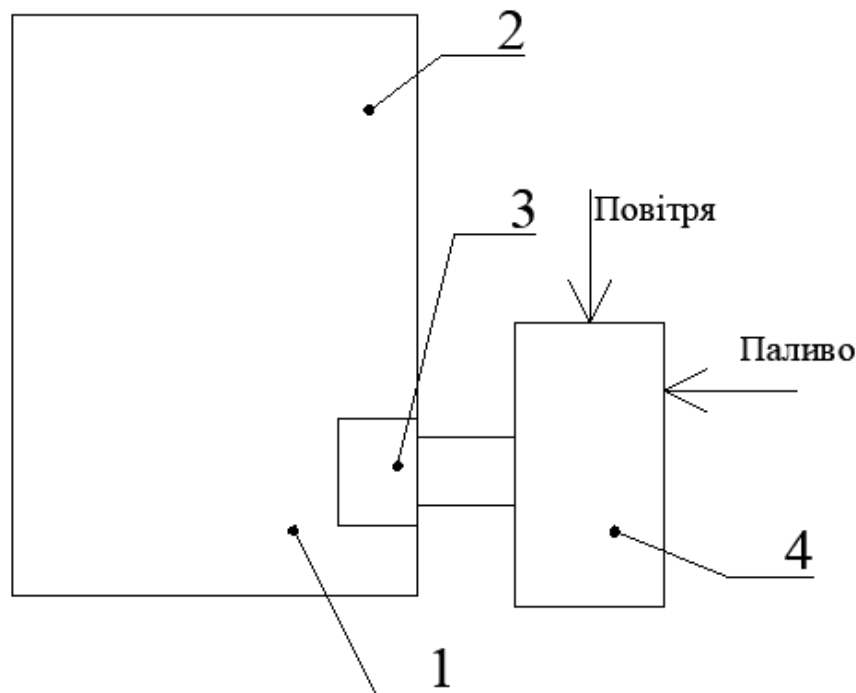


Рисунок 2.1 – Схема з прямим вдуванням газу в топку гарячого неочищеного газу: 1 – топка; 2 – паровий котел; 3 – пальник; 4 – газогенератор.

На практиці використовують складні і дорогі схеми спалювання генераторного газу (рис. 2.2). При віддаленому розташуванні газогенератора від котла, лінію подачі газу необхідно оснащувати стандартними схемами безпеки спалювання газу (засувки, клапани, свічки). Крім того, необхідно газ очищати і охолоджувати до температури, при якій безпечно може працювати арматура котла, золовловлювачі. В такому випадку необхідно очищувати газ шляхом його охолодження. При цьому теплообмінні апарати будуть забруднюватись смолами і потребуватимуть регулярного очищення.

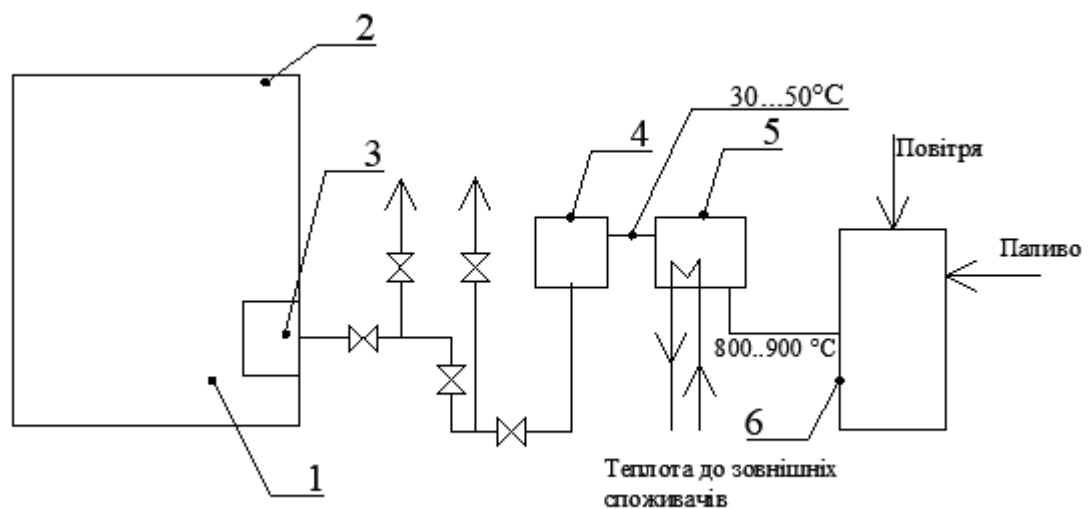


Рисунок 2.2 – Схема з повним охолодженням і очищенням газів: 1 – топка; 2 – паровий котел; 3 – пальник; 4 – золовловлювач; 5 – охолоджувач газів; 6 – газогенератор.

Газ в газоохолоджувачі можна охолоджувати за допомогою води або повітря.

Кількість смол в димових газах залежить як від сировини так і від способу газифікації. Найбільше смол буде при газифікації в шарі. Найменше – під час газифікації в киплячому шарі. Останній спосіб використовується для потужних установок.

Для установок енергопостачання малої потужності на біомасі, органічних відходах чи торфі, найбільш доцільно використовувати схему з

частковим охолодженням генераторного газу і його очищенням по спрощеній схемі (рис.2.3)

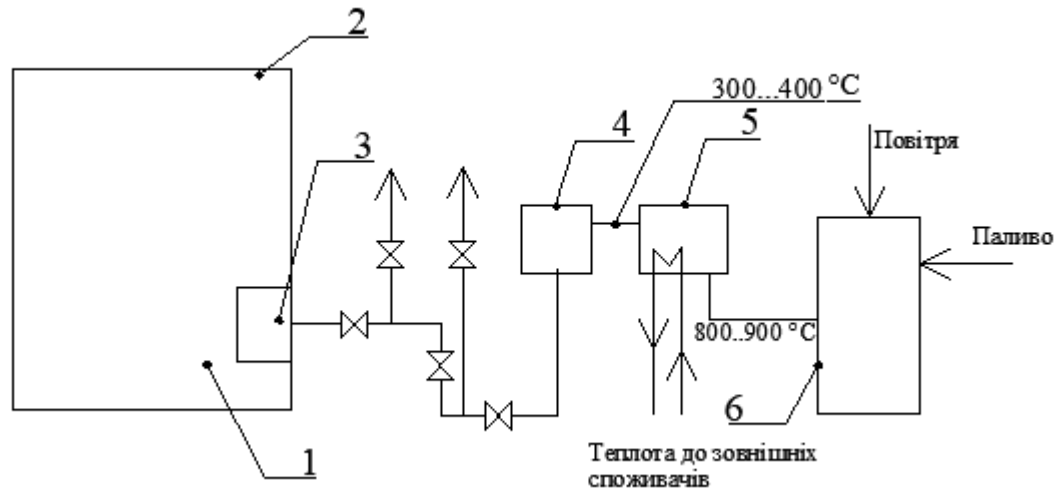


Рисунок 2.3 – Схема з частковим охолодженням і очищенням газів: 1 – топка; 2 – паровий котел; 3 – пальник; 4 – золовловлювач; 5 – охолоджувач газів; 6 – вихорний газогенератор.

Одним із варіантів використання генераторного газу, є очищення та подача в двигун внутрішнього згорання [16].

Перспективним способом газифікації є двостадійна газифікація. В такому процесі можна отримати генераторний газ двох різних складів. Отриманий газ в піролізаторі можна спалювати у водогрійному котлі, а газ отриманий в газифікаторі – в двигуні внутрішнього згорання (рис. 2.4) [17]. Схема працює наступним чином: в піролізатор завантажується тверда біомаса, яка піддається окислювальному піролізу. В результаті отримуємо газ, що містить CO, CO₂, смоли, H₂, CH₄, O₂, H₂O. Далі отриманий газ надходить у водогрійний котел, де спалюється і нагріває воду, що надходить в систему опалення. Коксовий залишок після піролізатора надходить до газогенератора, де проходить процес газогенерації. Отриманий генераторний газ надходить в систему газоочищення, після чого направляється в охолоджувач генераторного газу. З охолоджувача газ надходить в двигун внутрішнього спалювання, де виробляється електрична енергія. Відхідні гази з ДВС

нагрівають воду для системи гарячого водопостачання, після чого відводяться через димову трубу.

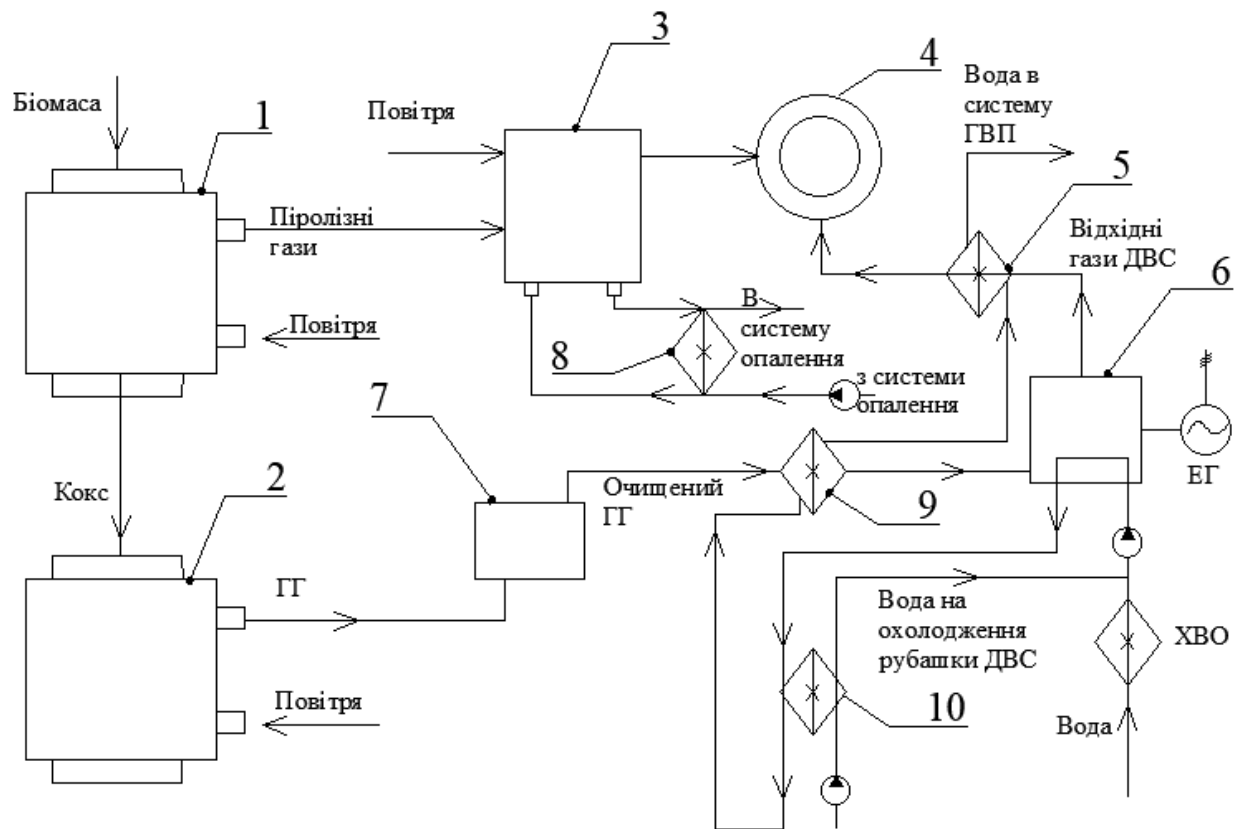


Рисунок 2.4 – Схема когенераційної установки з двигуном внутрішнього спалювання: 1 – піролізатор; 2 – газифікатор; 3 – водогрійний котел; 4 – димова труба; 5 – охолоджувач відхідних газів ДВС; 6 – ДВС; 7 – газоочищення; 8 – теплообмінник системи опалення; 9 – охолоджувач генераторного газу; 10 – охолоджувач рубашки ДВС.

Проаналізувавши дані схеми робимо висновок, що для котельні ТОВ «Агрона Фрут» найбільш доцільно використовувати схему на рис. 2.1, коли газогенератор розташовується безпосередньо біля котла. Дослідимо показники роботи парогенератора на генераторному газі.

Дослідження показників роботи парогенератора на генераторному газі.

В роботі проведено аналіз показників роботи парогенератора CONDOR HD на генераторному газі.

З режимної карти котла взято такі показники котла: тиск та паровидатність, коефіцієнт надлишку повітря, температура живильної води. Склад природного газу взято з газопроводу «Уренгой - Ужгород». Склад генераторного газу взято такий: $H_2=9,1\%$, $CO=20,4\%$, $CO_2=10,1\%$, $CH_4=1,4\%$, $N_2=57,7\%$, $O_2=1,3\%$. Температуру генераторного газу на вході в котел взято $200\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Виконано розрахунок парогенератора HD01-12 на двох видах палива: природному газі і генераторному газі.

На рисунку 2.5, показано значення температури відхідних газів при різному навантаженні котла.

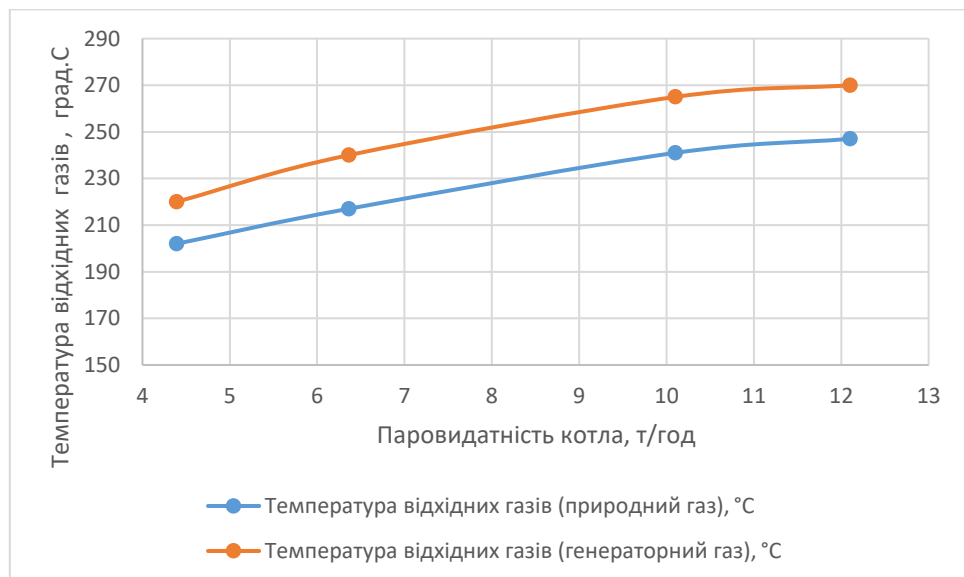


Рисунок 2.5 – Залежність температури відхідних газів від навантаження котла.

Як бачимо з рисунку 2.5, температура димових газів на виході з котла, при роботі на генераторному газі, на 9..11 % більша, ніж для природного газу.

На рисунку 2.6, показано витрату палива на парогенератор.

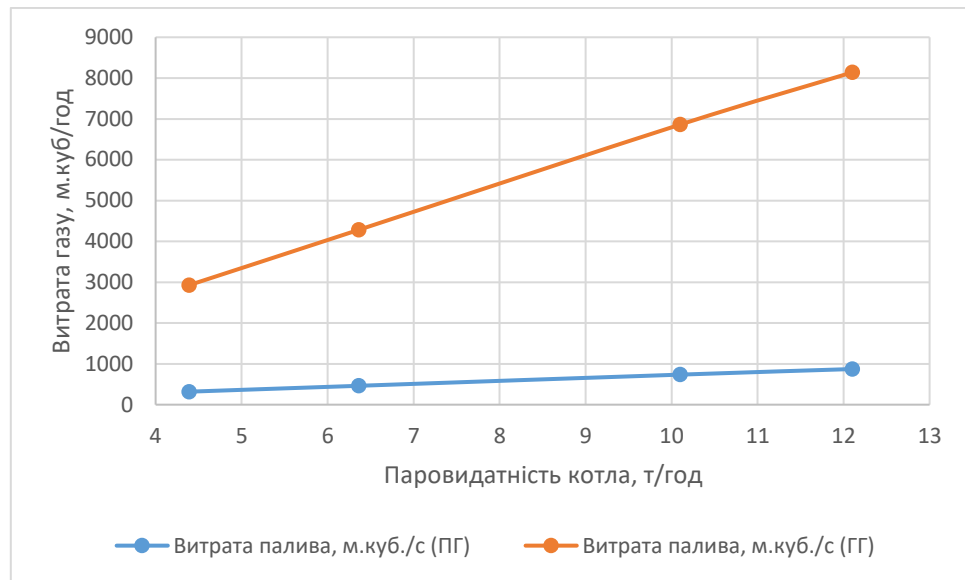


Рисунок 2.6 – Залежність витрати газу від навантаження котла

З рисунку 2.6 бачимо, що витрата генераторного газу в 9,2 ...9,3 рази більша, ніж природного газу. Це пов'язано з тим, що теплота згорання природного газу $35,5 \text{ МДж/м}^3$, а генераторного газу – $4,054 \text{ МДж/м}^3$. Тому для забезпечення необхідної теплової потужності, необхідно спалити майже в 9 разів більше генераторного газу.

В зв'язку з більшою витратою генераторного газу, збільшується швидкість продуктів згорання в конвективному пучку (рис.2.7).

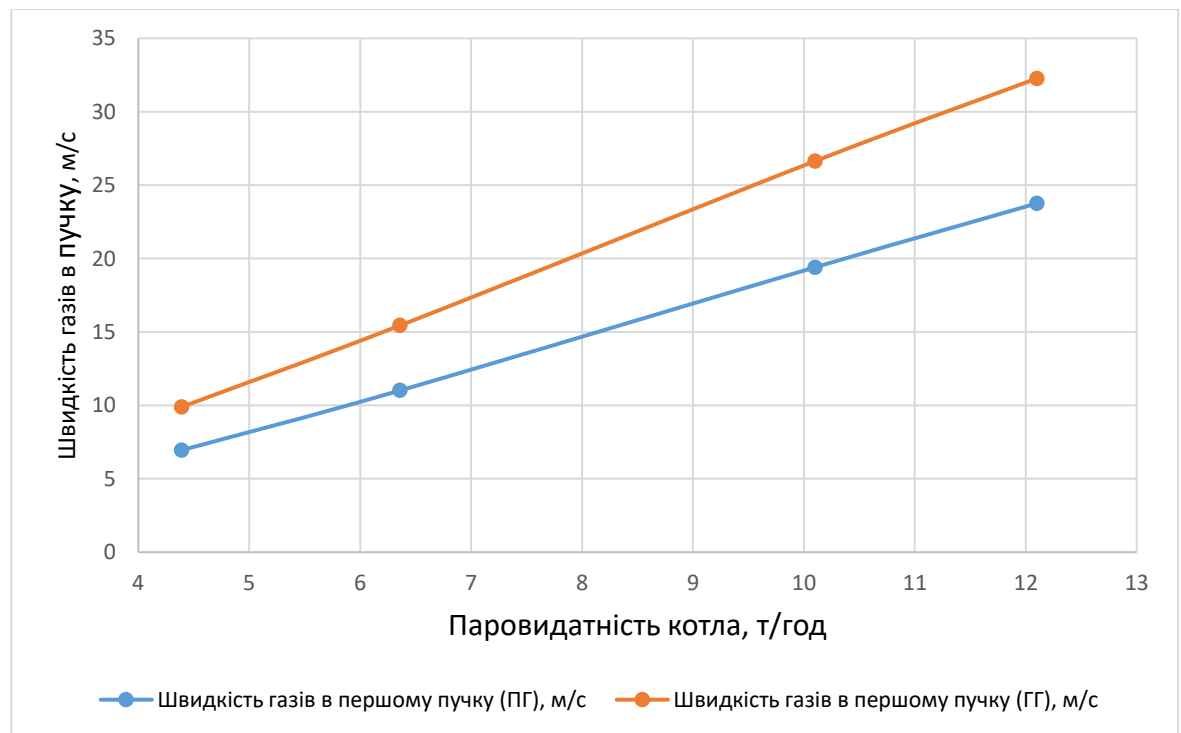


Рисунок 2.7 – Залежність швидкості газів від навантаження котла

Швидкість продуктів згорання при роботі котла на генераторному газі в 1,36..1,42 рази більша, ніж при роботі на природному газі. Кількісний склад продуктів згорання природного газу і генераторного газу відрізняється. Змінюється також випромінювальна здатність продуктів згорання.

При збільшенні швидкості збільшується аеродинамічний опір в котлі. Тому для нормальної роботи котла на генераторному газі, необхідно замінити палиник. Для зменшення аеродинамічного опору, потрібно менше спалювати генераторного газу, але при цьому зменшиться паровидатність котла. Тому варіант переведення котельні на спалювання генераторного газу відхилено.

Найбільш доцільно, на нашу думку, перевести котел на спалювання пелет деревини або деревної тріски шляхом встановлення притопки перед котлом.

2.3 Розробка притопки для спалювання відходів деревини

Притопок для котла є сучасним рішенням у сфері енергозбереження, яке спрямоване на максимально ефективне використання доступних ресурсів. Основне призначення цього обладнання полягає у спалюванні різноманітних деревних відходів, а також залишків, що утворюються в процесі переробки рослинних культур. У спеціально розробленому камері відходи перетворюються на теплову енергію, що є надзвичайно цінним ресурсом для різних галузей промисловості.

Тепло, отримане в результаті цього процесу, активно використовується для забезпечення потреб систем опалення, гарячого водопостачання та в роботі різноманітних господарських споруд. Завдяки впровадженню таких технологій не тільки знижуються витрати на енергоносії, але й вирішується проблема утилізації відходів, що в іншому випадку могли б завдати шкоди довкіллю. Це робить притопки не лише економічно вигідними, а й екологічно важливими елементами сучасної енергетичної системи. [18]

На рис. 2.8 представлено візуалізацію притопки, яка розглядається як оптимальний варіант для інтеграції в систему парогенератора CONDOR HD 01-12. Це рішення пропонує ефективне попереднє нагрівання робочого середовища перед його подачею до основного теплообмінного процесу. Така конструкція передбачає оптимізацію теплопередачі та підвищення загальної ефективності енергетичної установки.

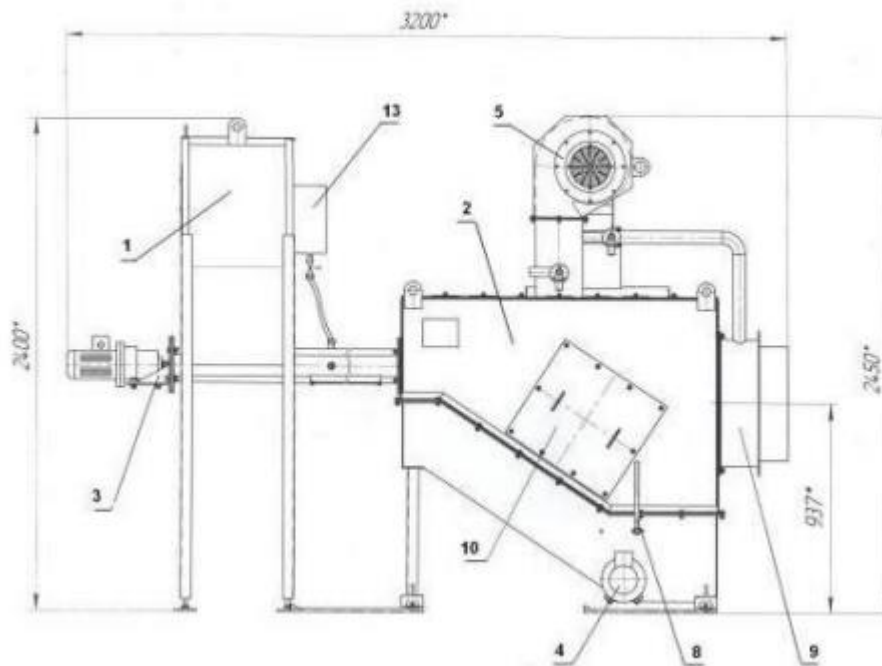


Рисунок 2.8 – Притопка для спалювання пелет деревини: 1– бункер, 2 – спалювач, 3 – шнек подачі палива, 4 – шнек вивантаження золи, 5 – вентилятор, 6 – колосники, 7 – колосники поворотні, 8 – ручка повороту колосників, 9 – перехідник, 10 – технологічний люк, 11 – люк розпалювання палива, 12 – оглядове скло, 13 – водяний бак, 14 – система управління.

Тверде паливо, що зберігається в бункері, за допомогою шнекового механізму подається в камеру згоряння газогенератора. Тут воно піддається процесу газифікації – термічного розкладу з утворенням горючих газів. Одночасно відбувається часткове згоряння палива, що забезпечує необхідну теплову енергію для протікання процесу. Димові гази, що утворюються в результаті газифікації та часткового згоряння, надходять в амбразуру спалювача, де змішуються з додатковим повітрям і повністю згорають,

утворюючи яскраво виражений факел в топці котла. Для підтримки оптимального режиму газифікації в камеру подається дозована кількість повітря за допомогою вентилятора. Це повітря, перед тим як потрапити під колосникову решітку, охолоджує бічні стінки камери та потім надходить вже підігрітим.

Паливо подається з бункера до спалювача, бункер потрібен для зберігання твердого палива, він виготовлений зі сталевих листів і має форму прямокутного паралелепіпеда з конічним дном. Така конструкція забезпечує ефективне самопливне подавання палива до шнека. Для зручності завантаження бункер обладнаний відкидною кришкою на верхній панелі. Нижня частина бункера сполучена з коробом, в якому розміщений шнековий механізм. Для підвищення пожежної безпеки на задній стінці бункера встановлений водяний бак, який дозволяє у разі необхідності швидко загасити потенційне займання палива в зоні шнека.

Притопка виконана у вигляді міцної сталевих рами, на якій закріплений блок з жаростійкої цегли, що забезпечує необхідну теплоізоляцію. Зовнішня поверхня цегляної кладки захищена сталевим кожухом, який одночасно виконує функцію повітряного каналу. Повітря, що подається вентилятором для охолодження стінок камери, нагрівається і надходить під колосникову решітку, забезпечуючи оптимальні умови для горіння палива. Для завантаження палива в передній частині камери передбачений патрубок, до якого під'єднаний короб зі шнеком. Продукти згоряння, що утворюються в притопці, через спеціальний перехідник направляються в топку котла.

Бункер для зберігання палива виготовлений зі сталевих листів і має форму прямокутного паралелепіпеда з конічним дном для забезпечення самопливу палива до подавального механізму. Верхня частина бункера герметично закривається відкидною кришкою, що запобігає втратам палива і проникненню сторонніх предметів. Нижня частина бункера плавно переходить у короб, в якому розміщений шнек. Шнек, обертаючись, забезпечує дозовану подачу палива з бункера в топку.

Шнек, як ключовий елемент системи подачі палива, являє собою обертову гвинтову конструкцію. Його основні компоненти - це міцний вал, виготовлений із сталевих труби, та спіральна лопать, зварена зі сталевих листів. Один кінець валу вільно обертається в підшипниковому вузлі, а інший жорстко з'єднаний з фланцем короба. Обертальний момент передається шнеку від редуктора, який, у свою чергу, приводиться в дію електродвигуном.

Для забезпечення пожежної безпеки в зоні подачі палива передбачена система автоматичного пожежогасіння. На задній стінці бункера встановлений водяний бак, який під'єднаний до короба шнека за допомогою гнучкого шланга з електромагнітним клапаном. У разі виникнення надзвичайної ситуації, електромагнітний клапан спрацьовує, відкриваючи подачу води, яка ефективно гасить можливе займання палива.

Бункер установлений на індивідуальних сталевих опорах, які забезпечують точне позиціонування та жорстке кріплення до фундаменту. Це дозволяє досягти герметичного з'єднання фланця короба з патрубком спалювача, виключаючи витікання продуктів згоряння та забезпечуючи безпечну експлуатацію обладнання.

Дослідження показників роботи притопки.

При проведенні теплотехнічних розрахунків для парової котельні було детально проаналізовано процес згоряння палива та визначено основні джерела теплових втрат. Було встановлено, що втрати тепла можуть виникати з різних причин, таких як хімічна неповнота згоряння (близько 0,5%), механічне недопалювання (близько 1%) та тепловіддача в навколишнє середовище (близько 0,5%). Крім того, було проведено дослідження роботи притопки на різних видах палива: гранулах деревини з вологістю 9,5% та звичайній деревині з більш високим вмістом води (10-40%). Результати відповідних досліджень показані на рис. 2.9 – 2.11.

Математична модель притопки наведена в Додатку В.

У проведеному дослідженні було вивчено вплив коефіцієнта надлишку повітря на процес горіння деревних гранул та, зокрема, на адіабатну

температуру в топці. Коефіцієнт надлишку повітря, який характеризує співвідношення кількості повітря, поданого в топку, до теоретично необхідної кількості для повного згоряння палива, варіювався в межах від 1,3 до 1,6. (рис 2.9).

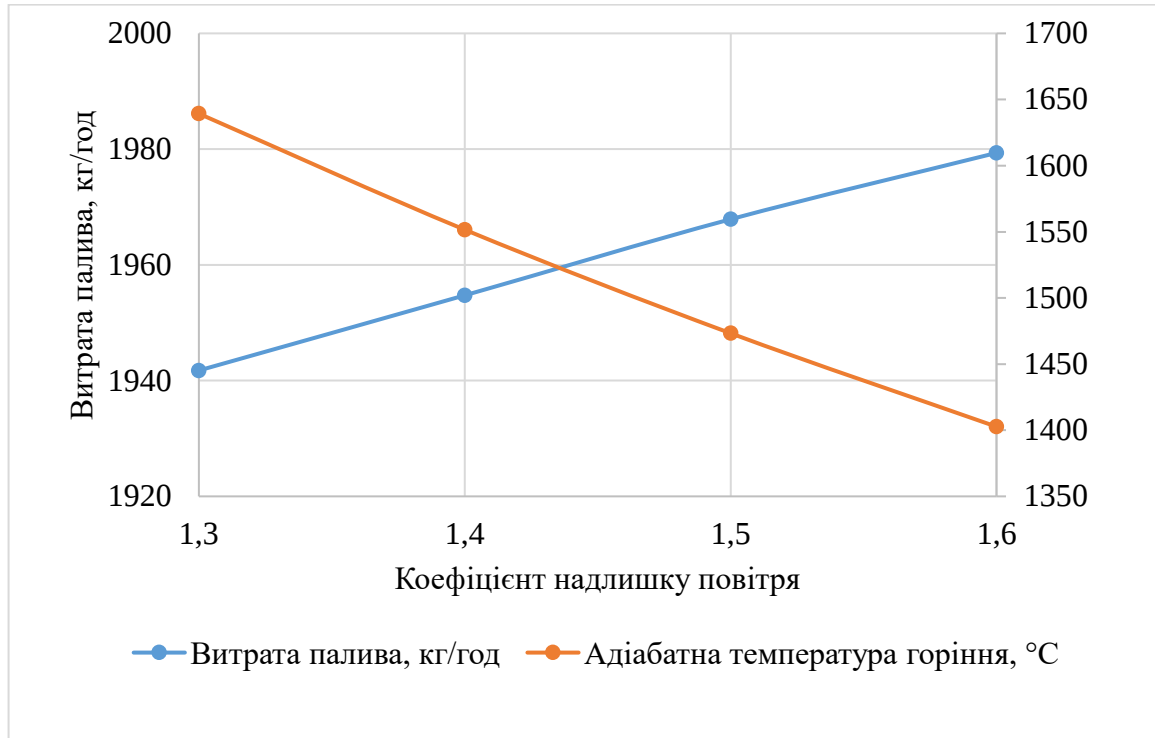


Рисунок 2.9 – Вплив коефіцієнта надлишку повітря на адіабатну температуру та витрату палива.

Збільшення коефіцієнта надлишку повітря в топці призводить до зниження адіабатної температури. Це відбувається через те, що надлишкове повітря розбавляє горючу суміш, знижуючи її теплотворну здатність. Іншими словами, чим більше повітря подається в топку, тим менше тепла виділяється при згорянні одиниці палива, що й проявляється у зниженні адіабатної температури. При збільшенні коефіцієнта надлишку повітря з 1,3 до 1,6 спостерігається зменшення адіабатної температури приблизно на 1,8%.

У ході дослідження було встановлено прямий зв'язок між коефіцієнтом надлишку повітря та температурою газів на виході з топки (рис. 2.10). Збільшення кількості повітря, поданого в топку, призводить до зниження температури продуктів згоряння. Це пояснюється тим, що надлишкове повітря розбавляє горючу суміш, знижуючи її теплотворну здатність. Частина теплоти,

яка виділяється при згорянні палива, витрачається на нагрівання цього зайвого повітря, замість того, щоб передаватися теплоносію.

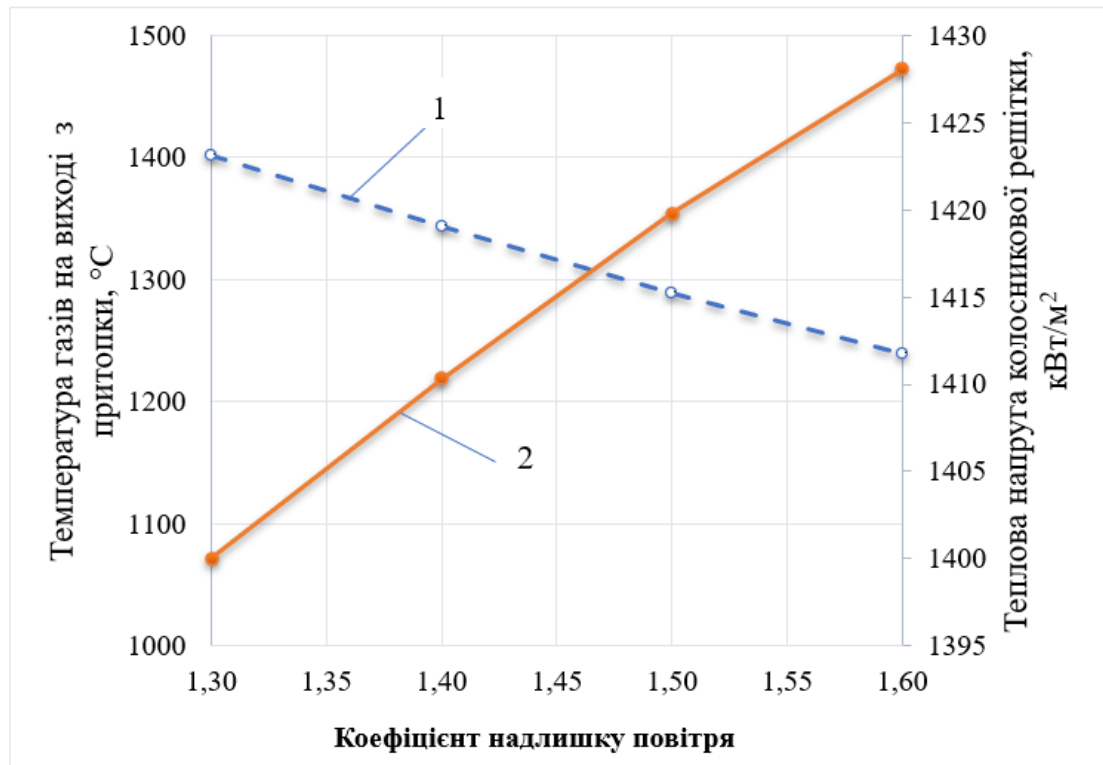


Рисунок 2.10 – Вплив коефіцієнта надлишку повітря на температуру газів на виході з топки та теплову напругу колосникової решітки.

Досліджено вплив коефіцієнта надлишку повітря на необхідну кількість гранул деревини для заміщення 1000 м^3 природного газу з теплотою згорання $Q_p^H = 34,5 \text{ МДж/м}^3$ (рис.2.11).

Збільшення необхідної кількості дров становить 2,2 %. Слід зазначити, що за низької вологості палива (9,5 %) і для обраного діапазону зміни коефіцієнта надлишку повітря основні параметри показників притопки суттєво не змінюються.

Реальні умови експлуатації котлоагрегатів часто відрізняються від ідеальних, описаних у розрахунках. Зміни навантаження, якості палива та коефіцієнта надлишку повітря можуть відбуватися як окремо, так і одночасно, створюючи складні умови для роботи котла. Зміна цих параметрів може призводити до зниження ефективності котла, збільшення витрат на паливо, підвищеного зносу обладнання та погіршення екологічних показників. Тому персонал, який обслуговує котел, повинен чітко розуміти, як ці зміни

впливають на роботу обладнання, щоб вчасно вживати необхідних заходів для оптимізації процесу горіння та підтримання ефективної роботи котла.

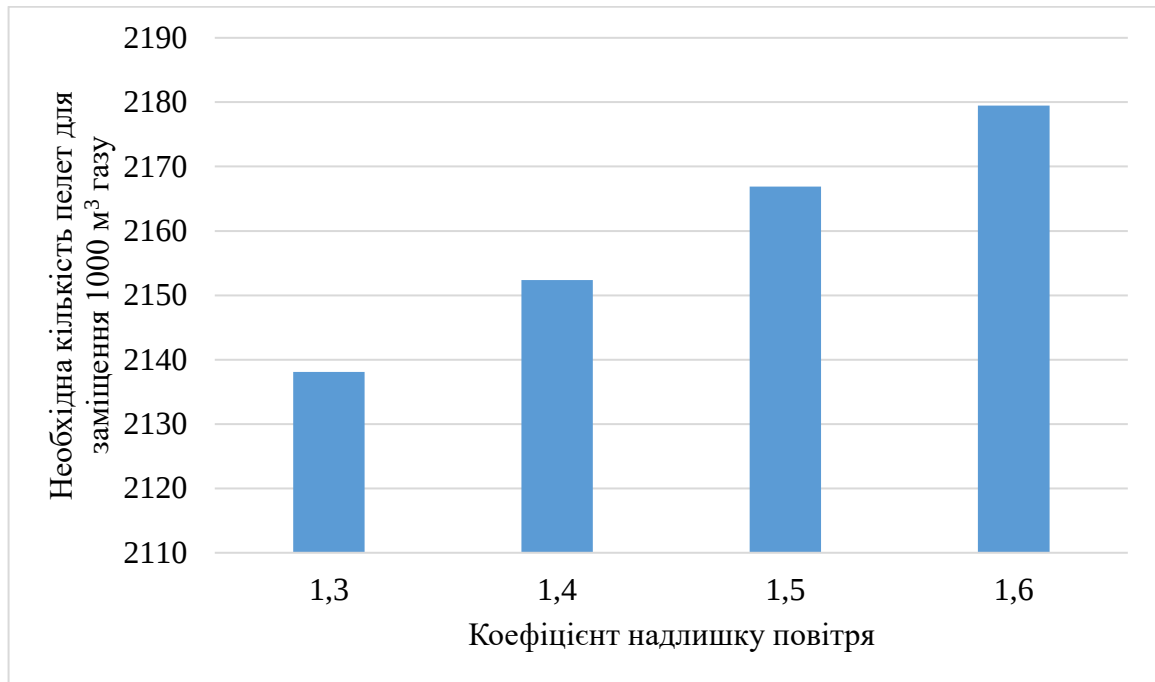


Рисунок 2.11 – Вплив коефіцієнта надлишку повітря на необхідну кількість дров для заміщення 1000 м³ природного газу.

Проведено дослідження впливу вологості деревини в діапазоні від 10 до 40% (рис. 2.12 – 2.14) на показники роботи притопки.

При збільшенні робочої вологості палива (рис.2.12) адіабатна температура згорання помітно зменшується з 1543 °С до 1312 °С, що становить 15 %, при цьому відбувається суттєве збільшення витрати палива з 1985 кг/год до 3273 кг/год.

Це пов'язано з тим, що зі збільшенням вологості палива, зменшується його теплота згорання, тобто для забезпечення необхідної теплової потужності парогенератора необхідно більше спалювати палива. Окрім зменшення адіабатної температури, спостерігається також зменшення температури газів, на виході з притопки. Це призведе до зменшення теплової потужності поверхонь нагріву парогенератора.

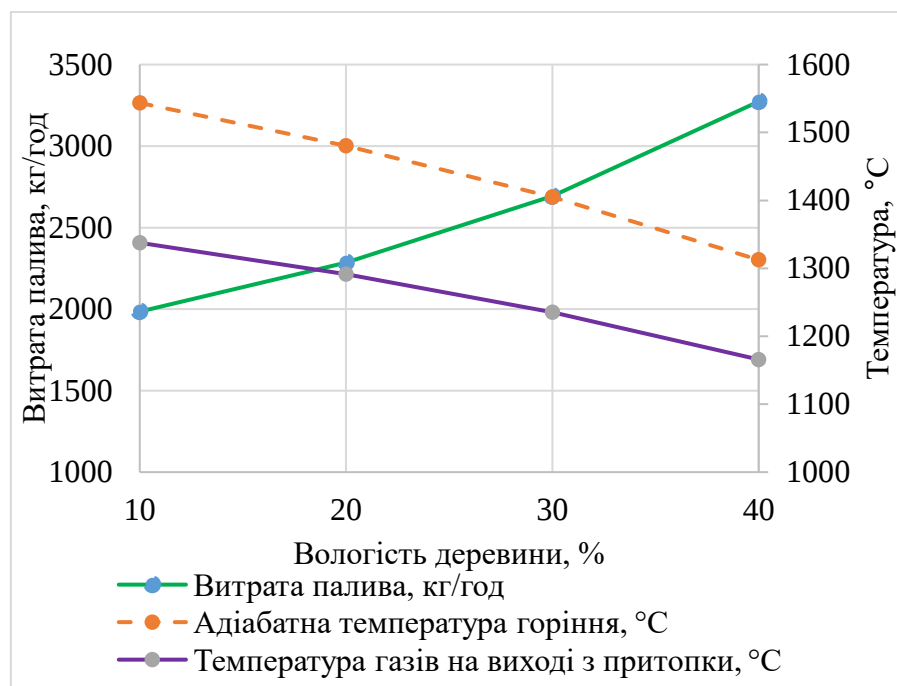


Рисунок 2.12 – Вплив вологості деревини на витрату палива, кг/год; адіабатну температуру горіння, °C; температуру газів на виході з притопки, °C.

Збільшення вологості палива призводить також до суттєвого зменшення потужності перетопки (рис. 2.13). При збільшенні вологості деревини від 10 % до 40 % потужність зменшується на 13,6 %

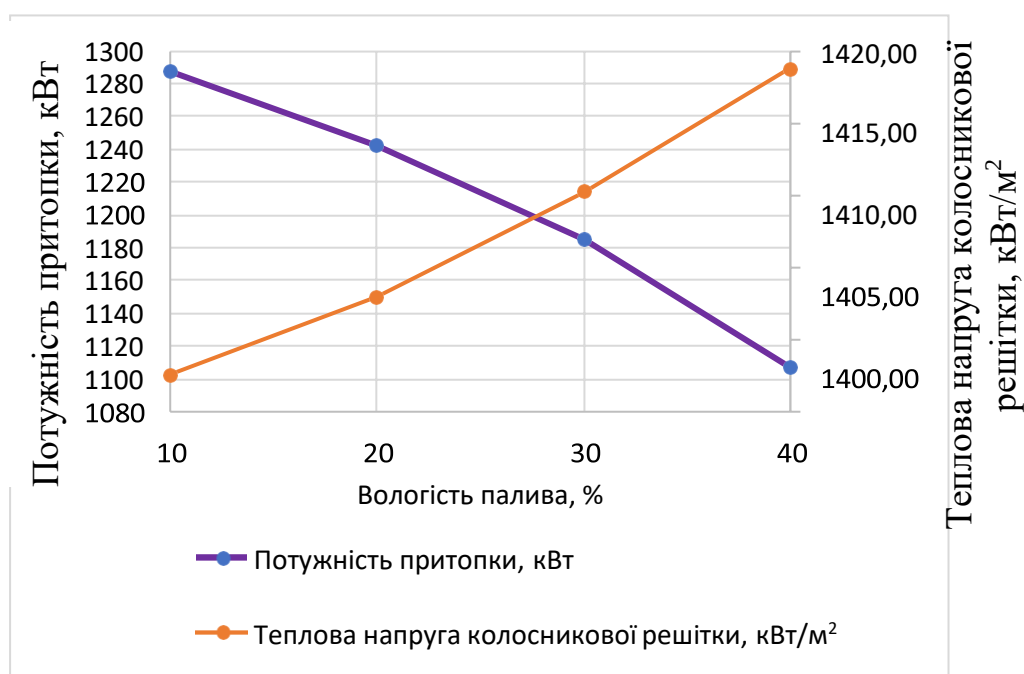


Рисунок 2.13 – Вплив вологості деревини на потужність притопки, кВт та теплову напругу колосникової решітки, кВт/м².

Визначено необхідну кількість деревини різної вологості для заміщення 1000 м³ природного газу. При збільшенні вологості з 10 до 40 % кількість деревини збільшується на 39,4 %. Спалювання вологої деревини неефективне, неекономічне, призводить також до збільшення утворення конденсату і нагару в топці.

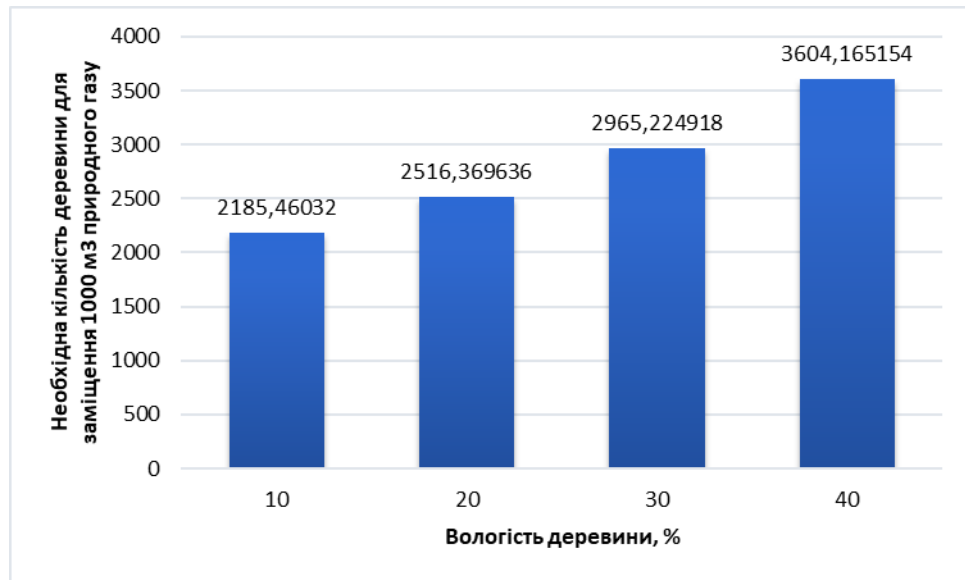


Рисунок 2.14 – Вплив вологості деревини на необхідну кількість деревини для заміщення 1000 м³ природного газу.

2.4 Висновки до розділу 2

У цьому розділі проведено детальний аналіз роботи та модернізації котельні ТОВ «Агрона Фрут Україна» з метою підвищення енергоефективності, зменшення витрат на паливо та поліпшення екологічної безпеки.

Розглянуто конструкції притопок для спалювання твердого палива та створено математичну модель для оцінки їхньої роботи. Проведено дослідження впливу ключових параметрів: встановлено, що при збільшенні вологості деревини з 9,5% до 40% витрати палива зростають з 1985 кг/год до 3273 кг/год (на 65%).

Модернізація котельні, проведена у 2002 році, забезпечила встановлення сучасного обладнання, включно з двома парогенераторами CONDOR HD 01-

12 потужністю по 8000 кВт (до 12 т/год кожен). Щорічне споживання природного газу становить 6,179 млн м³, електроенергії — 277 МВт·год. Для підготовки води використовується система хімводоочищення, яка знижує ризик корозії і забезпечує необхідну якість пари з параметрами: тиск 0,9 МПа, температура 175,35°C, ентальпія 2774 кДж/кг. Коефіцієнт повернення конденсату досягає 92%, що дозволяє значно знизити витрати води і теплової енергії.

Розглянуто перспективні напрями модернізації котельні. Найбільш ефективним варіантом є встановлення притопки для спалювання пелет із деревини або деревної тріски. При витраті пелет 1361,22 кг/год це дозволяє скоротити витрати природного газу на 628 м³/год. Орієнтовна вартість встановлення твердопаливного котла, димової труби та пов'язаних систем становить 6 млн грн, що забезпечує зниження собівартості теплової енергії на 83,77 грн/ГДж із простим терміном окупності капіталовкладень.

Проаналізовано можливість використання генераторного газу, що вимагає заміни пальників через збільшення швидкості продуктів згоряння в 1,36–1,42 рази. Однак через зниження паропродуктивності котла цей варіант визнано менш ефективним.

Таким чином, для подальшого розвитку котельні рекомендовано переведення на використання біомаси шляхом встановлення притопок, що дозволить знизити споживання природного газу, забезпечити економію коштів і зменшити вплив на довкілля.

3 ТЕХНОЛОГІЯ МОНТАЖУ СИСТЕМИ ВІДВЕДЕННЯ, ОЧИЩЕННЯ ДИМОВИХ ГАЗІВ ПІСЛЯ ПАРОГЕНЕРАТОРА CONDOR HD 01-12

3.1 Складання комплектувальних відомостей основних та допоміжних матеріалів та виробів

Розрахунок та комплектування основних матеріалів наведено у таблиці 3.1, а допоміжних матеріалів та виробів – у таблиці 3.2.

Таблиця 3.1 – Комплектувальна відомість основних матеріалів і виробів

№ п\п	Найменування робіт та витрат, одиниця вимірювання	Одиниці вимірюван ня	Кіль- кість	Вага	
				Одиниця	Всього
1	2	3	4	5	6
1	Циклон-утилізатор МЦ-У 1500	шт.	2	420	840
2	Димосос ДН-12,5 з електродвигуном AIR225M6	шт.	1	1230	1230
3	Самонесуча димова труба діаметром 1000 мм та висотою 31 м	шт	1	8100	8100
4	Дросель-клапан ДКП 1000×500	шт.	1	10,3	10,3
5	Трійник 1000×700 /700×500 мм, L = 700 мм $\delta = 1,5$ мм ($f = 2,39$ м ²)	шт.	1	27,96	27,96
6	Трійник $\varnothing 900 / \varnothing 710$ мм, $\delta = 1,5$ мм ($f = 3,48$ м ²)	шт.	1	40,72	40,72
7	Перехід $\varnothing 690 / \varnothing 710$ мм, L = 300 мм, $\delta = 1,5$ мм ($1,08$ м ²)	шт.	2	12,64	25,28
8	Перехід $\varnothing 900 / \varnothing 815$ мм, L = 300 мм, $\delta = 1,5$ мм ($0,88$ м ²)	шт.	1	10,3	10,3
9	Перехід 1000×700 /620×470 мм, L = 300 мм $\delta = 1,5$ мм ($f = 1,53$ м ²)	шт.	1	17,9	17,9

Продовження таблиці 3.1

10	Перехід 1000×700 /Ø1000 мм, L = 300 мм, $\delta = 1,5$ мм (1,89 м ²)	шт.	1	22,11	22,11
11	Перехід 700×500 /1110×260 мм, L = 300 мм $\delta = 1,5$ мм (f = 1,41 м ²)	шт.	2	16,5	33
12	Перехід 1000×700 /Ø900 мм, L = 300 мм, $\delta = 1,5$ мм (1,13 м ²)	шт.	1	13,22	13,22
13	Коліно 90°, Ø710 мм, $\delta = 1,5$ мм (f =2,84 м ²)	шт.	1	33,23	33,23
14	Коліно 90°, 1000×700 мм, $\delta = 1,5$ мм (f =3,69 м ²)	шт.	1	43,17	43,17
15	Перехід Ø900 /Ø710 мм, L = 300 мм, $\delta = 1,5$ мм (1,05 м ²)	шт.	1	12,29	12,29
16	Коліно 90°, 700×1000 мм, $\delta = 1,5$ мм (f =2,89 м ²)	шт.	1	33,81	33,81
17	Коліно 90°, 700×500 мм, $\delta = 1,5$ мм (f =1,66 м ²)	шт.	1	19,42	19,42
18	Коліно 90°, Ø900 мм, $\delta = 1,5$ мм (f =4,74 м ²)	шт.	2	55,46	110,92
19	Газохід 1000×700 мм, $\delta = 1,5$ мм (3,4 м ²)	м	6	39,78	238,68
20	Газохід 700×500 мм, $\delta = 1,5$ мм (2,4 м ²)	м	2,75	28,08	77,22
21	Газохід Ø710 мм, $\delta = 1,5$ мм (2,23 м ²)	м	0,52	26,09	13,57
22	Газохід Ø900 мм, $\delta = 1,5$ мм (2,83 м ²)	м	4,73	33,11	156,61

Таблиця 3.2 – Комплектувальна відомість допоміжних матеріалів і виробів

№ п/п	Найменування робіт та витрат, одиниця вимірювання	Одиниці вимірювання	Кількість	Маса	
				Одиниця	Всього
1	2	3	4	5	6
Допоміжні матеріали					
для монтажу самонесучої димової труби [19]					
1	Болти із шестигранною головкою, діаметр різьби 10 мм	т	8,1	0,00253	20,49
2	Цвяхи будівельні з плоскою головкою 1,8х60 мм	т	8,1	0,00001	0,08
3	Канати прядив'яні просочені	т	8,1	0,0001	0,81
4	Розчинник для лакофарбових матеріалів N 649	т	8,1	0,00006	0,49
5	Електроди, діаметр 8 мм, марка Э46	т	8,1	0,0207	167,67
6	Дошки обрізні з хвойних порід, довжина 2-3,75 м, ширина 75-150 мм, товщина 16 мм, II сорт	м ³	8,1*0,001	520	4,21
7	Шпали просочені для залізниць широкої колії, обрізні та необрізні хвойні [крім модрини], тип II	шт	8,1*0,08	80	51,84
8	Окремі конструктивні елементи будівель та споруд (колони, балки, ферми, зв'язки, ригелі, стояки тощо) з перевагою товстолистової сталі, середня маса складальної одиниці до 0,5 т	т	8,1	0,0105	85,05
9	Ґрунтовка ГФ-021 червоно-коричнева	т	8,1	0,00031	2,51
Для монтажу циклонів-утилізаторів МЦ-У 1500 [20]					

Продовження таблиці 3.2

10	Гас для технічних цілей, марка КТ-1, КТ-2	т	0,84	0,00031	0,26
11	Крейда природна мелена	шт.	0,84	0,00008	0,07
12	Круги армовані абразивні зачистні, діаметр 180×6 мм	шт.	0,84*0,3025	0,55	0,55
13	Круги армовані абразивні відрізні, діаметр 180×3 мм	шт.	0,84*1,7	0,345	0,69
14	Електроди, діаметр 4 мм, марка Е46	т	0,84	0,00109	0,92
15	Електроди, діаметр 4 мм, марка Е50А	т	0,84	0,00211	1,77
16	Ацетон технічний, вищий сорт	т	0,84	0,00001	0,01
для монтажу димососу ДН-12,5 [21]					
17	Поковки із квадратних заготовок, маса 1,8 кг	т	1	0,022	22
18	Електроди, діаметр 4 мм, марка Э50А	т	1	0,00011	0,11
19	Порошок графітовий	кг	1	0,8	0,8
для монтажу газоходів 1000×700 мм , Ø900 мм і фасонних частин [22]					
20	Азбестовий шнур загального призначення [ШАОН-1], діаметр 8,0-10,0 мм	т	0,676	0,0081	5,48
21	Вироби гумові технічні морозостійкі	кг	0,676	7,27	4,91
22	Емульсія мильна	т	0,676	0,0014	0,95
23	Електроди, марка Э42, діаметр 2 мм	т	0,676	0,00037	0,25
24	Болти будівельні з гайками та шайбами	т	0,676	0,006	4,06
для монтажу газоходів 700×500 мм , Ø710 мм і фасонних частин [22] 100 м2					

Продовження таблиці 3.2

25	Азбестовий шнур загального призначення [ШАОН-1], діаметр 8,0-10,0 мм	т	0,172	0,0103	1,77
26	Вироби гумові технічні морозостійкі	кг	0,172	5,29	0,91
27	Емульсія мильна	т	0,172	0,0014	0,24
28	Електроди, марка Э42, діаметр 2 мм	т	0,172	0,00039	0,07
29	Болти будівельні з гайками та шайбами	т	0,172	0,0089	1,53
для монтажу дросель-клапану ДКП 1000×500 [22]					
30	Азбестовий шнур загального призначення [ШАОН-1], діаметр 8,0-10,0 мм	т	1	0,00012	0,12
31	Вироби гумові технічні морозостійкі	кг	1	0,15	0,15
32	Болти будівельні з гайками та шайбами	т	1	0,00015	0,15
				Σ=	

Маса основного обладнання і матеріалів – 11109,71 кг.

Маса допоміжних матеріалів (без води) – 380,92 кг.

Маса матеріалів для доставки

$$M_{\text{дост}} = 11109,71 + 380,92 + 2396,45 = 13887,08 \text{ (кг)}.$$

3.2 Вибір типів машин, механізмів, пристосувань для монтажних робіт

Обладнання для очищення димових газів та допоміжні матеріали завозяться централізовано вантажним автомобілем JAC N80 (EURO 5) за три рази. Технічні характеристики автомашини наведені в таблиці 3.3

Таблиця 3.3 – Технічні характеристики автомашини JAC N80 (EURO 5) [23]

Найменування	Одиниця виміру	Значення
Зовнішній габаритний радіус повороту	м	8,7
Колісна база	мм	3845
Вантажопідйомність	кг	4930
Габарити: Довжина Ширина Висота	мм	6945 1995 2222
Максимальна швидкість	км/год	100
Витрата пального	л/100 км	14
Власна вага	кг	17420

Оскільки витрата пально вантажним автомобілем згідно із технічними характеристиками складає $Q = 14$ л/100 км, а база забезпечення обладнання знаходиться на відстані $l = 60$ км від даної котельні, то необхідна кількість пального для доставки обладнання

$$Q_{\text{п}} = Q \cdot 2 \cdot n \cdot l, \quad (3.1)$$

$$Q_{\text{п}} = 0,14 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 60 = 50,4 \text{ (л)}.$$

Виконання зварювальних робіт виконується за допомогою зварювального апарат PATON PRO-630-400V з технічними характеристиками [24]:

- номінальна споживана потужність, кВт – 27,7-32,4;
- номінальний струм, що споживається з мережі, А – 42-49;

- напруга мережі живлення, В – 380/400;
- діаметр електродів , мм – 1,6 – 8,0;
- діаметр суцільного зварювального дроту, мм – 0,6 – 2,0;
- напруга підпалювання дуги, В – 110;
- напруга холостого ходу, В – 12/75;
- габаритні розміри, мм - 235x510x410;
- маса – 24,2 кг.

Затрати електроенергії для роботи зварювального апарата

$$\tau = 198,9 \text{ год}; P = 32,4 \text{ кВт};$$

$$E_{\text{за}} = 32,4 \cdot 198,9 = 6444,36 \text{ (кВт}\cdot\text{год)}.$$

Для монтажу шліфувальних робіт під час монтажу трубопроводів застосовується кутова шліфмашина Makita GA7020RF [25], з наступними технічними характеристиками:

- діаметр диска 180 мм;
- посадковий діаметр, мм – 22,23;
- номінальна потужність, Вт – 2200;
- швидкість обертання 8500 об/хв;
- номінальна напруга 230 В;
- розмір, мм – 473x200x140;
- маса 5,5 кг.

Затрати електроенергії для роботи кутової шліфмашини Makita GA7020RF

$$\tau = 2,92 \text{ год}; P = 2,2 \text{ кВт};$$

$$E_{\text{за}} = 2,2 \cdot 2,92 = 6,42 \text{ (кВт}\cdot\text{год)}.$$

Випробування газоходів виконуємо за допомогою компресора пересувного поршневого ВКП LB550 10-270 з регулюванням тиску, що має такі технічні характеристики [26]:

- об'єм ресивера, л – 270;
- продуктивність, м³/хв - 0,55 ;
- електрична потужність, кВт – 4,0;
- тиск нагнітання, атм – 10;
- габарити, мм – 1650x505x1150;
- напруга мережі, В – 380...400;
- маса 195 кг.

Затрати електроенергії для роботи пересувного повітряного компресора

$$\tau = 9,25 \text{ год}; P = 4,0 \text{ кВт};$$

$$E_{\text{пк}} = 4,0 \cdot 9,25 = 37 \text{ (кВт}\cdot\text{год)}.$$

Кожна монтажна ланка забезпечена набором інструментів згідно із табл. 3.4.

Таблиця 3.4 – Набір інструментів та пристосувань для монтажників [27]

Найменування	Кільк., шт.	Заг. маса, кг
Ключ гайковий двохсторонній		
М17х19 мм	6	0,9
М19х22 мм	6	1,2
Плоскогубці комбіновані	6	1,6
Викрутки	6	0,31
Молоток слюсарний	6	1,8
Зубило слюсарне довжиною 200 мм	6	2,1

Продовження таблиці 3.4

Молоток гумовий	6	1,9
Стрічка вимірвальна, 20 м	6	0,12
Рівень металевий	2	0,22
Ящик переносний для інструменту	12	3,2
		$\Sigma=11,75$

Для монтажу газоходів використовуємо ножичний підіймач СОМРАСТ 10N з характеристиками [28]:

- довжина підйомної платформи, м – 2,4;
- ширина платформи, м – 0,81;
- робоча висота, м – 9,8;
- швидкість підйому/опускання платформи, с – 36/42;
- вантажопідйомність, кг – 250;
- вага – 2160 кг.

Підйом обладнання та елементів самонесучої димової труби здійснюємо за допомогою автокрану КС-3575А. Його характеристики вказані в таблиці 3.5
Таблиця 3.5 – Технічні характеристики автокрану КС-3575А [29]

Найменування	Одиниця виміру	Значення
Вантажопідйомність	т	10
Висота підйому	м	15,5
Кількість секцій стріли		2
Вантажопідйомність при максимальному вильоті стріли 20,75 м	т	0,6
Швидкість пересування	км/год	77
Габаритні розміри у транспортному положенні		
довжина	м	11,6
ширина	м	2,5
висота	м	3,9

Тривалість роботи автокрану

$$\tau = 11,85 \text{ (год)}.$$

Необхідна кількість палива для вантажних робіт автокраном

$$Q_v = 6,0 \cdot 11,85 = 71,1 \text{ (л)}.$$

Загальна витрата пального

$$Q_{\text{пальн}} = Q_{\text{п}} + Q_v,$$

$$Q_{\text{пальн}} = 50,4 + 71,1 = 121,5 \text{ (л)}.$$

Загальна маса допоміжного обладнання складає 2396,45 кг.

Загальна витрата електроенергії для роботи електроінструменту

$$E_{\Sigma} = 6444,36 + 6,42 + 37 = 6487,78 \text{ (кВт·год)}.$$

3.3 Визначення трудомісткості виконання монтажних робіт

Трудомісткість виконання робіт із монтажу теплових насосів і системи транспортування теплоносія визначається на підставі об'ємів робіт, розрахованих у розділі 3, п. 3.2 даної роботи.

Трудомісткість монтажних робіт [30]

$$Q = V \cdot N_{\text{ч}} / B \text{ (люд·дні)}, \quad (3.2)$$

де V – об'єм робіт;

$N_{\text{ч}}$ – норма часу на одиницю виміру, люд/год [19 – 22];

B – кількість годин в зміні, год.

У даній роботі передбачається виконання монтажних робіт у одну зміну. Тривалість зміни визначається у відповідності із трудовим законодавством України і приймається 8 годин.

Тривалість монтажних робіт [30]

$$T = Q/n \text{ [дні]}, \quad (3.3)$$

де Q – трудомісткість монтажних робіт, люд.-дні

n – кількість робітників, люд.

Кількість робітників (n), необхідних для виконання певної роботи з монтажу обладнання системи забезпечення паливом парогенератора та їх кваліфікація наведена у розділі 5 даної роботи.

Результати розрахунку за формулами (3.2) та (3.3) наведені в таблиці 3.6.

Таблиця 3.6 – Визначення трудомісткості виконання монтажних робіт

Найменування робіт	Од. вимір	Об'єм робіт	Норма часу, люд-год	Трудо-місткість люд-дні	Виконавці		Тривалість, дні
					кількість	Склад бригади	
Доставка деталей до місця монтажу	т	13,89	4,4	7,64	3	2 робітники 1 водій	2,54
Розмітка місць прокладання газоходів	100 м	0,288	1,6	0,06	6р–1 3р–1	Монтажники 4,5 розряд	0,03
Монтаж самонесучої димової труби $D=1000$ мм та $H=31$ м	т	8,1	83,52	84,56	6р–2 4р–2 3р–2	будівельник	14,09

Продовження таблиці 3.6

Монтаж циклонів-утилізаторів МЦ-У 1500	т	0,84	93,8	9,85	6р-2 4р-2 2р-2	Монтажники 4,3 розряд	1,64
Монтаж димососа ДН-12,5 з електродвигуном АІР225М6	шт.	1	39,2	4,9	6р-1 5р-1 4р-1 3р-1	Монтажник 4,5 розряд	1,23
Прокладання газоходів і фасонних частин 1000×700 мм , Ø900 мм	100 м ²	0,676	180,2	15,22	5р.-2 4р-2 3р-2 2р-2	Монтажники 4,2 розряд	1,9
Прокладання газоходів і фасонних частин 700×500 мм , Ø900 мм	100 м ²	0,172	232,9	5,01	5р.-1 4р-1 3р-1 2р-1	Монтажники 4,2 розряд	1,25
Монтаж дросель-клапанів ДКП 1000×500	шт.	1	6,78	0,85	5р.-1 4р-1 3р-1	Монтажники 3,4 розряд	0,28
Кінцева перевірка системи і здача в експлуатацію	100 м	0,288	2,4	0,16	6р-1 5р.-1	Монтажники 4,2 розряд	0,08
Повернення допоміжного обладнання на склад	т	2,4	4,4	1,32	2	1 робітник 1 водій	0,66

3.4 Висновки до розділу 3

У цьому розділі описано розробку технології монтажу системи відведення, очищення та утилізації тепла димових газів, які утворюються після роботи парогенератора CONDOR HD 01-12, встановленого в котельні ТОВ «АГРАНА Фрут» у м. Вінниця.

Створено монтажну схему для системи відведення, очищення та утилізації теплоти димових газів. Складено перелік основних та допоміжних матеріалів, необхідних для встановлення циклонів-утилізаторів, димової труби, нагнітального обладнання та комунікацій. Загальна маса основних матеріалів становить 11109,71 кг, а допоміжних – 380,92 кг.

Окрім цього, визначено перелік і обсяги робіт, а також потребу в обладнанні. Для транспортування матеріалів використовується автомашина JAC N80 (EURO 5), для зварювальних робіт – зварювальний апарат PATON PRO-630-400V, для шліфування трубопроводів – кутова шліфмашина Makita GA7020RF. Для монтажу газоходів передбачено ножичний підіймач COMPACT 10N, для перевірки міцності та щільності газоходів – компресор пересувний поршневий ВКП LB550 10-270 з регулюванням тиску, а для підйому обладнання та газоходів – автокран КС-3575А.

Загальна маса допоміжного обладнання для монтажу становить 2396,45 кг. Оцінено витрати паливно-енергетичних ресурсів: витрати електроенергії на електроінструменти становлять 6487,78 кВт·год, а витрати пального для транспортування та підйому вантажів – 121,5 л.

Розраховано трудомісткість і тривалість виконання монтажу: загальна трудомісткість – 129,57 люд.-дні, а тривалість виконання робіт за календарним планом – 23 доби.

4 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

Для розрахунку кошторисної вартості влаштування обладнання дотримувалися вимог КНУ Настанова з визначення вартості будівництва і використовували кошторисну програму “Будівельні технології-Кошторис”.

Для визначення кошторисної вартості влаштування обладнання розробляємо локальні кошториси на монтаж обладнання, на придбання обладнання, об’єктний кошторис за допомогою програмного комплексу (табл.4.1-4.3) на основі: ресурсних елементних кошторисних норм на будівельні роботи (РЕКН), на монтаж обладнання; поточних кошторисних цін на матеріали, вироби та конструкції, загально виробничі витрати розраховані відповідно до Настанови.

Кошторисна вартість влаштування конструкцій враховує трудовитрати та заробітну плату будівельників та машиністів, кількість та вартість матеріальних ресурсів, експлуатацію будівельних машин та механізмів. Кошторисна вартість влаштування конструкцій визначається як сума прямих та загальновиробничих витрат.

Прямі витрати (ПВ) враховують в своєму складі заробітну плату робочих, вартість експлуатації будівельних машин та механізмів, вартість матеріалів, виробів та конструкцій.

Загальновиробничі витрати (ЗВВ) – це витрати будівельно-монтажної організації, які входять у виробничу собівартість будівельно-монтажних робіт. Усі затрати, які відносяться до ЗВВ, згруповані в три групи.

Кошторисну вартість наведено в додатку Г.

Загальні витрати проєкту представлені в таблиці 4.1, розраховуються у відсотках від кошторисної вартості влаштування обладнання (значення приймається із об’єктного кошторису в додатку Г).

Таблиця 4.1 – Перелік інноваційних витрат

Орієнтовна робота	Питома вага вартості роботи, %	Термін виконання роботи, міс.	Загальна вартість виконання роботи, тис. грн.
Формування інноваційної ідеї проекту	1	1	5,29
Вивчення інформаційних джерел, патентний пошук	0,2	1	1,06
Техніко-економічне обґрунтування	1,5	3	7,93
Проектування	2,5	4	13,22
Експертиза інноваційного рішення	1	1	5,29
Витрати на придбання патентів, ліцензій, ноу-хау, технологій	2	2	10,58
Виготовлення нового виробу	100	6	528,99
Витрати на пусконаладжувальні роботи, комплексне освоєння проектних потужностей і досягнення техніко-економічних показників	3	1	15,87
Витрати на підготовку кадрів	5	2	26,45
Всього		21	614,69

4.1 Показники комерційної ефективності проєкту

Показники комерційної ефективності проєкту (таблиця 4.2).

Таблиця 4.2 – Показники комерційної ефективності проєкту, тис. грн.

№	Показники	Рік						
		-1	0	1	2	3	4	5
1	Потік реальних грошей	-43,38	- 702,309	539,49	322,41	327,70	266,17	172,16
2	Сальдо реальних грошей	-43,38	- 233,289	539,49	280,18	285,47	228,06	138,17
3	Сальдо накопичених реальних грошей за п.2	-43,38	- 276,666	262,82	543,00	828,46	1056,52	1194,69
4	Коефіцієнт дисконтування при нормі дисконту 16%	1,16	1,00	0,86	0,74	0,64	0,55	0,48
5	Чиста поточна вартість (п.1×п.4)	-50,32	-702,31	465,07	239,60	209,94	147,00	81,97
6	Інтегральний економічний ефект(накопичена чиста вартість) за п 5 ((t)+(t-1))	-50,32	-752,63	-287,55	-47,95	161,99	308,99	390,96

З таблиці 4.2 видно додатне сальдо накопичених реальних грошей на 2-3 році реалізації проєкту.

Оцінювання економічної ефективності інноваційного проєкту[31]

Чистими грошовими надходженнями визначаються за формулою:

$$NV = \sum_{t=0}^{T_p} NCF_t = \sum_{t=0}^{T_p} R_t - Z_t - N_t - K_t, \quad (4.1)$$

де NCF_t - чистий грошовий потік на t -ому році;

R_t - результат виручки у t -й рік;

Z_t - витрати у t -й рік;

N_t - податки у t -й рік;

K_t – інвестиції у t -й рік;

T_p - розрахунковий період.

$$NV = 882,23 \text{ тис. грн.}$$

Чиста поточна вартість

$$NPV = \sum_{t=0}^{T_p} NCF_t \cdot \eta_t = \sum_{t=0}^{T_p} (R_t - Z_t - N_t - K_t) \cdot \eta_t, \quad (4.2)$$

де η_t - коефіцієнт дисконтування.

$$NPV = 390,96 \text{ тис. грн.}$$

Якщо $NPV > 0$, то проєкт можна рекомендувати до реалізації; якщо $NPV < 0$, то проєкт необхідно відхилити; $NPV = 0$, то в разі прийняття рішення про реалізацію проєкту інвестори не отримають доходів на вкладений капітал.

Висновок. Оскільки NPV та NV є додатними, тобто за розрахунковий період грошові надходження перевищують суму капітальних вкладень, що призведе до зростання доходів інвестора, то проєкт вважається ефективним.

4.2 Розрахунок терміну окупності кумулятивним методом

Термін окупності інвестицій [32]

Термін окупності

$$\sum_{t=0}^{T_p} (P_t - B_t) \cdot \eta_t = \sum_{t=0}^{T_p} K_t \cdot \eta_t \quad (4.3)$$

Розрахунок терміну окупності кумулятивним методом.

Кумулятивний метод передбачає знаходження періоду окупності за формулою:

$$T = t + \frac{COF_t}{CIF_{t+1}}, \quad (4.4)$$

де COF_t – залишок інвестиційних витрат, не забезпечених доходами на початок t -го періоду, грн.,

CIF_t – чисті грошові надходження $(t + 1)$ -го періоду, грн.

Розрахунок представлений в таблиці 4.3.

Таблиця 4.3 – Розрахунок простого терміну окупності кумулятивним методом, тис. грн.

Показник	Номер кроку розрахункового періоду						
	-1	0	1	2	3	4	5
Потік реальних грошей	-50,32	-702,31	465,07	239,60	209,94	147,00	81,97
Кумулятивна	-50,32	-752,63	-287,55	-47,95	161,99	308,99	390,96

Як видно з таблиці 4.3 за показником залишку інвестиційних витрат, строк окупності даного проекту знаходиться між 1 та 2 роком (перехід від від'ємного до додатного залишку). Відповідно, за формулою (4.4) термін окупності буде дорівнювати:

$$T = 2 + 311,17 / 368,71 = 2,22 \text{ років.}$$

4.3 Висновки до розділу 4

Склали кошторисні документи: локальні кошториси на монтаж обладнання, на придбання обладнання, об'єктний коштрис. В кошторисах пораховано:

- Кошторисна вартість $K_v = 528,99$ тис. грн.
- Кошторисна заробітна плата ЗП = 18,262 тис. грн.
- Кошторисна трудомісткість $T = 0,206$ тис. люд –год
- Вартість матеріалів – 468,24 тис. грн.

Розраховали основні показники ефективності інвестицій в проєкт:

- Чисті грошові надходження – 882,23 тис. грн.;
- Чиста поточна вартість – 390,96 тис. грн.;
- Термін окупності, розрахований кумулятивним методом – 2,22 роки.

5 ОЦІНКА ЕКОЛОГІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ПЕРЕВЕДЕННЯ КОТЛА НА СПАЛЮВАННЯ ВІДХОДІВ ДЕРЕВИНИ

5.1 Розрахунок викидів забруднювальних речовин під час спалювання природного газу

Визначимо валові викиди забруднювальних речовин у разі спалювання природного газу. Початковими даними для розрахунку викидів забруднювальних речовин є [33]: елементарний склад палива; показники емісії забруднювальних речовин; витрата палива за рік.

Кінцевими результатами є: валовий викид оксидів азоту; валові викиди оксидів вуглецю; валовий викид оксиду діазоту; валовий викид метану.

При використанні природного газу потрібно розраховувати викиди оксидів азоту, сірки і вуглецю, оксиду діазоту та метану. Крім того, необхідно виконати перерахунок характеристик природного газу. Густина природного газу становить $\rho_{\text{п}}=0,723 \text{ кг/м}^3$, нижча теплота згорання згорання $Q_{\text{д}}^{\text{т}} = 36,77 \text{ МДж/м}^3$.

Масовий елементний склад природного газу, %:

вуглець – $C^{\text{r}} = C^{\text{daf}} = 79,22$;

водень – $H^{\text{r}} = H^{\text{daf}} = 24,93$;

кисень – $O^{\text{r}} = O^{\text{daf}} = 4,3$;

азот – $N^{\text{r}} = N^{\text{daf}} = 3,13$.

Масова нижча теплота згорання

$$Q_{\text{г}}^{\text{в}} = Q_{\text{т}}^{\text{r}} = (Q_{\text{д}}^{\text{т}})/\rho_{\text{г}}, \quad (5.1)$$

$$Q_{\text{г}}^{\text{в}} = 36,77/0,723 = 50,9 \text{ (МДж/кг)}.$$

Масова витрата природного газу

$$B = B_r \cdot \rho_r / 1000, \quad (5.2)$$

де B_r – річна витрата природного газу

$$B = 6179000 \cdot \frac{0,723}{1000} = 4467,42(\text{т}).$$

Показник емісії оксидів азоту (f_{NOx0}) без урахування первинних заходів згідно з даними таблиці Д.5 [34] дорівнює 150 г/ГДж. У таблиці Д.6 [34] емпіричний коефіцієнт y для природного газу становить 1,25. Відповідно до вихідних даних та згідно з таблицею Д.7 [34] ефективність первинних заходів зменшення викиду оксидів азоту η_1 становить 0,40. Азотоочисна установка відсутня, тому ефективність η_2 та коефіцієнт роботи β дорівнюють нулю.

Показник емісії оксидів азоту

$$f_{\text{NOx}} = (f_{\text{NOx0}}) \cdot (1)^{1,25} \cdot (1 - y), \quad (5.3)$$

$$f_{\text{NOx}} = 150 \cdot (1)^{1,25} \cdot (1 - 0,4) = 90 \text{ (г/ГДж)}.$$

Валовий викид оксидів азоту

$$W_{\text{NOx}} = 10^{-6} \cdot f_{\text{NOx}} \cdot Q_r^B \cdot B, \quad (5.4)$$

$$W_{\text{NOx}} = 10^{-6} \cdot 90 \cdot 50,9 \cdot 4467,42 = 20,47 \text{ (т)}.$$

Показник емісії вуглекислого газу під час спалювання органічного палива

$$f_{\text{CO}_2} = 44/12 \cdot C_r/100 \cdot 10^6 / (Q_r^B) \delta, \quad (5.5)$$

Ступінь окислення вуглецю δ під час спалювання природного газу в енергетичній установці за даними [34] становить 0,995.

Показник емісії вуглекислого газу

$$f_{\text{CO}_2} = 44/12 \cdot 79,22/100 \cdot 10^6/50,9 \cdot 0,995 = 56782 \text{ (г/ГДж)}.$$

Валовий викид оксидів вуглецю

$$W_{\text{CO}_2} = 10^{-6} \cdot f_{\text{CO}_2} \cdot Q_{\text{Г}}^{\text{В}} \cdot B, \quad (5.6)$$

$$W_{\text{CO}_2} = 10^{-6} \cdot 56782 \cdot 50,9 \cdot 4467,42 = 12911,75 \text{ (т)}.$$

Валовий викид оксиду діазоту N_2O при спалюванні природного газу розраховується за даними таблиці Е.3 [34]:

$$W_{\text{N}_2\text{O}} = 10^{-6} \cdot f_{\text{N}_2\text{O}} \cdot Q_{\text{Г}}^{\text{В}} \cdot B, \quad (5.7)$$

$$W_{\text{N}_2\text{O}} = 10^{-6} \cdot 0,1 \cdot 50,9 \cdot 4467,42 = 0,0227 \text{ (т)}.$$

Валовий викид метану CH_4 під час спалювання природного газу розраховується за даними таблиці Е.4 [34]

$$W_{\text{CH}_4} = 10^{-6} \cdot f_{\text{CH}_4} \cdot Q_{\text{Г}}^{\text{В}} \cdot B, \quad (5.8)$$

$$W_{\text{CH}_4} = 10^{-6} \cdot 1 \cdot 50,9 \cdot 4467,42 = 0,227 \text{ (т)}.$$

5.2 Розрахунок валових викидів забруднювальних речовин під час спалювання тріски деревини

Проведено розрахунки викидів забруднювальних речовин в разі спалювання твердого палива: тріски деревини.

Показники емісії для щепи деревини: $f_{N_2O} = 4$ г/ГДж, $f_{CH_4} = 5$ г/ГДж, $f_{NOx} = 140$ г/ГДж. Ефективність золовловлювача взято 85%.

Показник емісії вуглекислого газу при спалюванні гранул з відходів деревини за формулою (5.5). Частка золи, яка видаляється у вигляді леткої золи $z_{вин} = 0,4$. У котлі відбувається неповне згоряння палива, у першу чергу через механічне недопалювання. Ступінь окислення вуглецю для робочої маси палива ε_c в паливі беремо 0,9999. Річна витрата гранул з відходів деревини визначена в пункті $B_p = 11950$ тон.

$$f_{CO_2} = 44/12 \cdot 48,73/100 \cdot 10^6/19,4 \cdot 0,9999 = 92092 \text{ (г/ГДж)}$$

Валовий викид вуглекислого газу за формулою (5.6)

$$W_{CO_2} = 10^{-6} \cdot 19,4 \cdot 92092 \cdot 11950 = 21350 \text{ (т/рік)}.$$

Валовий викид оксиду діазоту N_2O під час спалювання гранул відходів деревини розраховується за формулою (5.7)

$$W_{N_2O} = 10^{-6} \cdot 4 \cdot 19,4 \cdot 11950 = 0,927 \text{ (т/рік)}.$$

де $f_{N_2O} = 4$ г/ГДж – довідникова інформація.

Валовий викид метану за формулою (5.8). Показник емісії

$$W_{CH_4} = 10^{-6} \cdot 5 \cdot 19,4 \cdot 11950 = 1,16 \text{ (т/рік)}.$$

де $f_{\text{CH}_4} = 5 \text{ г/ГДж}$ – довідникова інформація.

Для того, щоб перевести отримані значення викидів парникових газів в CO_2 еквівалент, необхідно валові викиди помножити на потенціали глобального потепління. Для викидів метану 26, для викидів N_2O – 265.

$$D = W_{\text{CO}_2} + W_{\text{CH}_4}^{\text{CO}_2\text{екв}} + W_{\text{N}_2\text{O}}^{\text{CO}_2\text{екв}}, \quad (5.9)$$

$$D = 21,35 + 1,16 \cdot 26 + 0,927 \cdot 265 = 21625 \text{ (т/рік)}.$$

Результати розрахунків показано на рисунках 5.1 – 5.3.

Викиди від спалювання деревинних гранул становлять 21350 т CO_2 . Цей показник, пояснюється особливостями процесу спалювання біомаси. Деревина є вуглецево нейтральним паливом, оскільки вуглець, що виділяється під час її згоряння, раніше був поглинений рослиною з атмосфери в процесі фотосинтезу. Таким чином, використання тріски деревини як палива не призводить до додаткового накопичення вуглекислого газу в атмосфері.

Викиди від спалювання природного газу є значно більшими і складають 12912 т CO_2 . Це пов'язано з тим, що природний газ є викопним паливом, а його спалювання призводить до вивільнення вуглецю, який був накопичений в земній корі протягом мільйонів років. Отже, спалювання природного газу сприяє збільшенню концентрації вуглекислого газу в атмосфері та посиленню парникового ефекту.

Порівнюючи ці два показники, можна зробити висновок, що використання тріски деревини є більш екологічно чистим рішенням порівняно зі спалюванням природного газу. Заміна природного газу на біомасу дозволяє значно зменшити викиди парникових газів та уповільнити темпи зміни клімату.

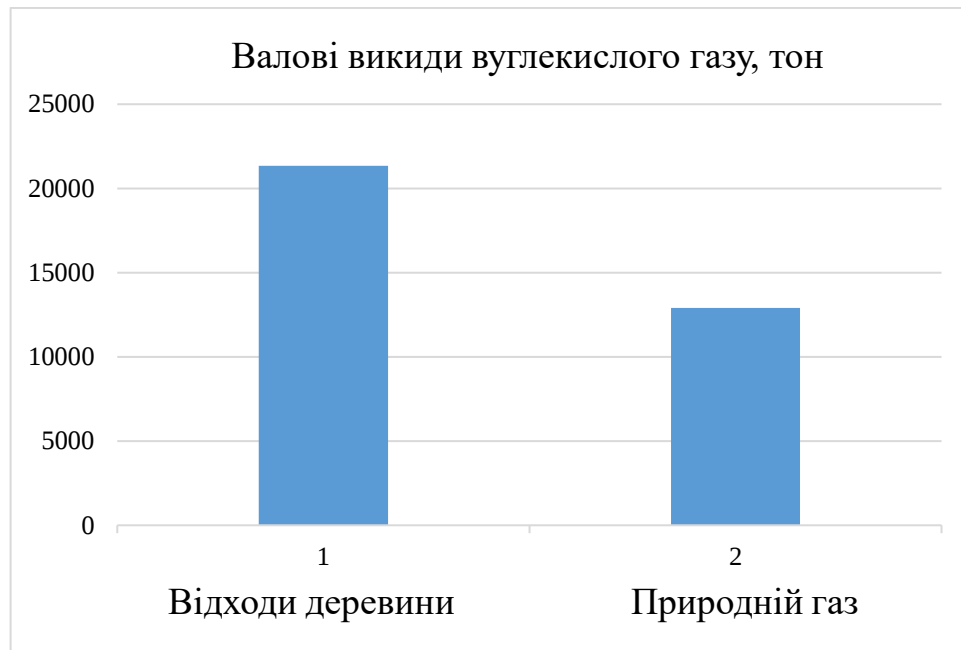


Рисунок 5.1 – Валові викиди вуглекислого газу під час спалювання відходів деревини та природного газу.

На рисунку 5.2 наведено результати розрахунків викидів оксидів азоту під час спалювання відходів деревини та природного газу. Результати, представлені на рисунку 5.2, чітко вказують на значно більшу шкідливість природного газу для довкілля в плані викидів оксидів азоту. Високий показник емісії оксидів азоту для природного газу (150 г/ГДж) свідчить про його негативний вплив на атмосферу та здоров'я людей. На відміну від цього, спалювання відходів деревини супроводжується значно меншими викидами цих шкідливих речовин.

Для розрахунку валових викидів, ми користувалися узагальненими показниками емісії забруднювальних речовин. Ці показники є середніми питомими величинами викидів для певних категорій установок для спалювання палива, певних технологій, певного виду палива з врахуванням заходів стосовно зниження викидів шкідливих речовин.

Особливістю такого показника емісії є те, що він не враховує особливості хімічного складу палива. Узагальнений показник емісії для природного газу становить 150 г/ГДж, а для відходів деревини цей показник

становить 200 г/ГДж. Оскільки деревини потрібно спалити більше, ніж природнього газу для забезпечення теплової потужності, то валові викиди NO_x при спалюванні деревини будуть більшими.

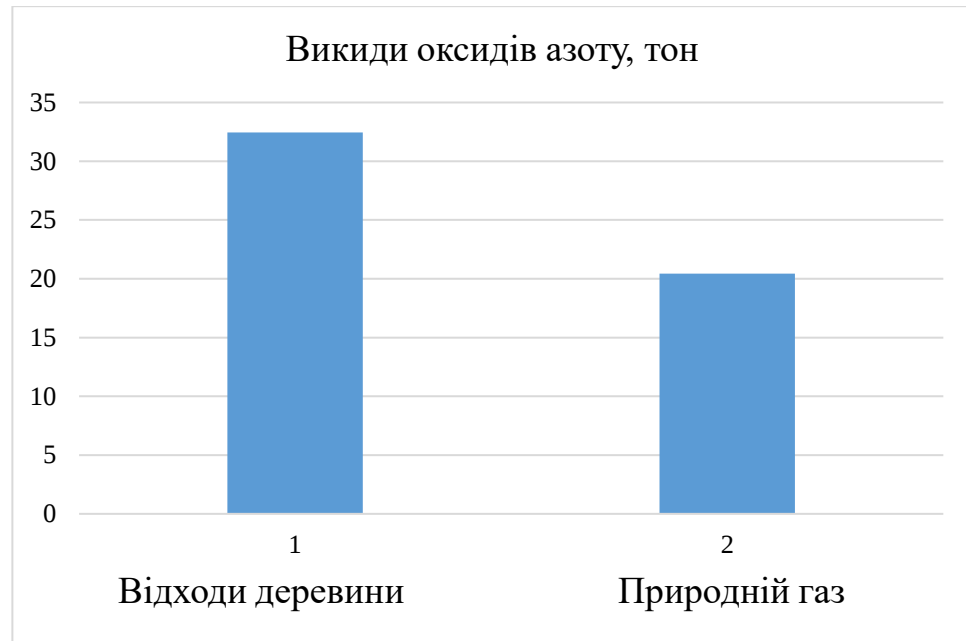


Рисунок 5.2 – Викиди оксидів азоту

На рисунку 5.3 проведено оцінку загального обсягу викидів парникових газів при спалюванні різних видів палива.

Узагальнені показники емісії не враховують особливості спалювання палива. При застосуванні сучасних технологій спалювання деревини, зокрема двостадійного спалювання, слід очікувати суттєвого зменшення викидів оксидів азоту. Крім того деревина спалюється з більшим коефіцієнтом надлишку повітря ніж природній газ, тому збільшені викиди під час спалювання деревини пояснюються також більшою кількістю азоту, що надходить в топку з повітря.

З рисунку 5.3, спостерігаємо, що спалювання відходів деревини більше. Це пояснюється тим, що для забезпечення необхідної паровидатності котла деревини потрібно спалити майже в 2 рази більше, оскільки теплота згоряння її становить 19400 кДж/кг, а природнього газу 36772 кДж/м³.

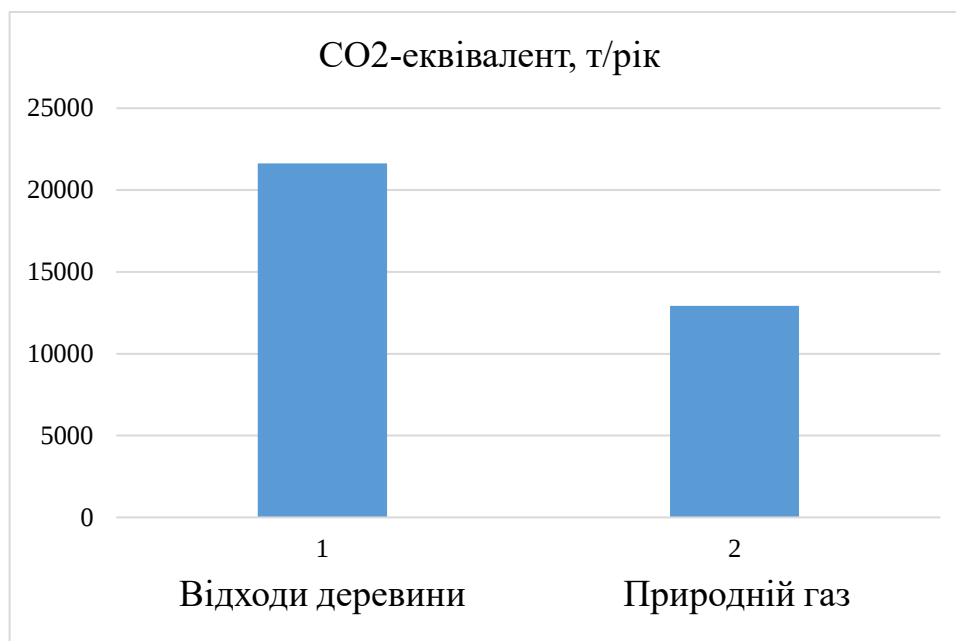


Рисунок 5.3 – Валові викиди парникових газів у перерахунку на CO₂ – еквівалент під час спалювання відходів деревини та природного газу.

5.3 Висновок до розділу 5

Оцінка екологічної ефективності переведення котла на спалювання відходів деревини демонструє суттєві переваги цього виду палива порівняно з природним газом. Розрахунки показали, що валові викиди вуглекислого газу (CO₂) під час спалювання деревинних гранул становлять 21350 т/рік, що зумовлено особливостями біомаси як вуглецево нейтрального палива. Вуглець, що виділяється під час спалювання деревини, був раніше поглинений рослиною з атмосфери в процесі фотосинтезу, тому цей процес не сприяє збільшенню концентрації CO₂ в атмосфері. Натомість викиди CO₂ від спалювання природного газу досягають 12912 т/рік, оскільки природний газ є викопним паливом і його спалювання вивільняє вуглець, накопичений у земній корі.

Розрахунки показали, що валові викиди оксидів азоту (NO_x) становлять 20,47 т/рік для природного газу та 16,2 т/рік для деревини. Хоча емісія оксидів

азоту в розрахунку на одиницю теплоти для деревини вища (200 г/ГДж проти 150 г/ГДж для природного газу), спалювання деревини з використанням сучасних технологій, таких як двостадійне спалювання, може значно знизити ці викиди. Водночас більший коефіцієнт надлишку повітря під час спалювання деревини також пояснює збільшення викидів оксидів азоту через наявність азоту в повітрі.

Викиди інших парникових газів, таких як оксид діазоту (N_2O) і метан (CH_4), є незначними для обох видів палива. Для деревинних гранул вони становлять 0,927 т/рік та 1,16 т/рік відповідно, тоді як для природного газу — 0,0227 т/рік і 0,227 т/рік. У перерахунку на CO_2 -еквівалент загальні викиди становлять 21625 т/рік для деревини і 12942 т/рік для природного газу.

Хоча для забезпечення теплової потужності котла деревини потрібно спалити майже вдвічі більше через нижчу теплоту згоряння (19400 кДж/кг проти 36772 кДж/м³ для природного газу), загальна екологічна ефективність деревини є вищою. Її спалювання не призводить до збільшення глобального накопичення CO_2 , тоді як використання природного газу сприяє посиленню парникового ефекту.

Таким чином, переведення котла на спалювання деревинних гранул дозволяє зменшити викиди парникових газів, зробити процес виробництва енергії більш екологічно безпечним і сприяти уповільненню кліматичних змін. Для підвищення ефективності та зниження викидів рекомендовано застосовувати сучасні технології спалювання біомаси.

ВИСНОВКИ

У ході виконання магістерської кваліфікаційної роботи було проведено комплексне дослідження можливостей підвищення енергоефективності, зменшення витрат на паливо та поліпшення екологічної безпеки котельні товариства з обмеженою відповідальністю «Агрона Фрут».

Проведено аналітичний огляд літературної інформації. Проаналізовано методи розрахунку теплообміну в топці та конструкції притопок. Результатом огляду літературної інформації є вибір методу розрахунку теплообміну в топці та конструкції притопки для подальшого проєктування та дослідження.

Проведено аналіз техніко-економічних показників роботи котельні. Показано, що затрати на паливо при роботі на природному газі становлять 106,9 млн. грн, а собівартість виробництва теплової енергії 608,8 грн/ГДж. При частковому переведенні котельні на біомасу, собівартість зменшується до 525,03 грн/ГДж.

Розглянуто також такі перспективні напрями модернізації котельні: переведення котельні на спалювання генераторного газу, встановлення в котельні установки на базі органічного циклу Ренкіна, а також когенераційної установки на генераторному газі. Проаналізовано способи подачі генераторного газу в котел та досліджено показники роботи парогенератора на генераторному газі. Показано, що температура димових газів на виході з котла, при роботі на генераторному газі, на 9..11 % більша, ніж для природного газу, а його витрата в 9,2 ...9,3 рази більша.

Найбільш ефективним варіантом є встановлення притопки для спалювання пелет із деревини або деревної тріски. При витраті пелет 1361,22 кг/год це дозволяє скоротити витрати природного газу на 628 м³/год. Орієнтовна вартість встановлення притопки з бункером, складу палива з рухомою підлогою, димової труби та циклонів становить 6 млн грн, що забезпечує зниження собівартості теплової енергії на 83,77 грн/ГДж із простим терміном окупності капіталовкладень 1,4 роки. Розроблено конструкцію

притопки для забезпечення роботи парогенератора CONDOR HD 01-12. Розроблено математичну модель притопки, що складається з 48 лінійних та нелінійних алгебраїчних рівнянь. З використанням математичної моделі виконано дослідження впливу коефіцієнта надлишку повітря в передтопці на ряд величин: потужність передтопки, адіабатну температуру, температуру газів на виході з передтопки, витрату палива. Показано, що за низької вологості палива (9,5 %) і для обраного діапазону зміни коефіцієнта надлишку повітря від 1,3 до 1,6 основні параметри показників передтопки суттєво не змінюються. Встановлено, що при збільшенні вологості деревини з 9,5% до 40% витрати палива зростають з 1985 кг/год до 3273 кг/год (на 65%), при цьому адіабатна температура згорання зменшується з 1543 °С до 1312 °С, що становить 15 %. Проведено оцінку заміщення природного газу гранулами деревини та звичайною деревиною вологістю від 10 до 40 %. Показано, що для заміщення 1000 м³ природного газу необхідно спалити 2138 кг гранул вологістю 9,5 % і 3604 кг деревини вологістю 40 %.

Розроблено технологію монтажу системи відведення та очищення димових газів. Розроблено монтажну схему, складено перелік основних та допоміжних матеріалів. Загальна маса основних матеріалів становить 11109,71 кг, а допоміжних – 380,92 кг. Загальна маса допоміжного обладнання для монтажу становить 2396,45 кг. Оцінено витрати паливно-енергетичних ресурсів: витрати електроенергії на електроінструменти становлять 6487,78 кВт·год, а витрати пального для транспортування та підйому вантажів – 121,5 л.

Розраховано трудомісткість і тривалість виконання монтажу: загальна трудомісткість – 129,57 люд.-дні, а тривалість виконання робіт за календарним планом – 23 доби.

Було складено кошторисні документи: локальні кошториси на монтаж обладнання, на придбання обладнання, об'єктний коштрис. В кошторисах пораховано: кошторисну вартість $K_v = 528,99$ тис. грн., кошторисна заробітна плата ЗП = 18,262 тис. грн., кошторисна трудомісткість $T = 0,206$ тис. люд –

год, вартість матеріалів – 468,24 тис. грн. Розраховано основні показники ефективності інвестицій в проєкт: чисті грошові надходження – 882,23 тис. грн.; чиста поточна вартість – 390,96 тис. грн.; термін окупності, розрахований кумулятивним методом – 2,22 роки.

Оцінка екологічної ефективності переведення котла на спалювання відходів деревини демонструє суттєві переваги цього виду палива порівняно з природним газом. Розрахунки показали, що валові викиди вуглекислого газу (CO_2) під час спалювання деревинних гранул становлять 21350 т/рік, що зумовлено особливостями біомаси як вуглецево нейтрального палива. Натомість викиди CO_2 від спалювання природного газу досягають 12912 т/рік.

Валові викиди оксидів азоту (NO_x) становлять 20,47 т/рік для природного газу та 16,2 т/рік для деревини. Хоча емісія оксидів азоту в розрахунку на одиницю теплоти для деревини вища (200 г/ГДж проти 150 г/ГДж для природного газу). Двостадійне спалювання, може значно знизити ці викиди.

Викиди інших парникових газів, таких як оксид діазоту (N_2O) і метан (CH_4), є незначними для обох видів палива. Для деревинних гранул вони становлять 0,927 т/рік та 1,16 т/рік відповідно, тоді як для природного газу — 0,0227 т/рік і 0,227 т/рік. У перерахунку на CO_2 -еквівалент загальні викиди становлять 21625 т/рік для деревини і 12942 т/рік для природного газу.

Переведення котла на спалювання деревинних гранул дозволяє зменшити викиди парникових газів, зробити процес виробництва енергії більш екологічно безпечним і сприяти уповільненню кліматичних змін.

Таким чином, результати роботи підтверджують, що переведення котельні на спалювання відходів деревини є ефективним способом забезпечення як енергоефективності, так і екологічної безпеки. Запропоновані заходи можуть бути успішно впроваджені в практиці як для модернізації існуючих котелень, так і при проєктуванні нових об'єктів, орієнтованих на сталий розвиток і екологічно відповідальний підхід до енергоспоживання.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

1. Боднар Л.А., Математичне моделювання показників роботи передтопки для парогенератора Condor HD 01-12 [Електронний ресурс] / Л. А. Боднар, Д.С. Бондар // Матеріали ЛІІІ на-уково-технічної конференції підрозділів ВНТУ, Вінниця, 20-22 березня 2024 р. – Електрон. текст. дані. – 2024. – Режим доступу: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/all-fbtegp/all-fbtegp-2024/paper/view/20172> (Дата звернення 01.11.2024).
2. Ткаченко О. О. Високотемпературні процеси та установки. Ч. 1. : підручник / Ткаченко О. О. – [2-ге вид.]. Х. : "Ранок", 2008. 336 с.
3. Тепло- і масообмінні апарати і установки промислових підприємств. Ч.1 / за ред. Б. О. Левченко. Харків : ХДПУ, 1999. 420 с.
4. Liu Chen, Wang Lin / Study on calculation of flue gas temperature at the exit of heating furnace of oil and gas field. URL: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/721/1/012060/pdf> (Дата звернення 01.11.2024).
5. Рогачов В. А., Рева С. А. Аналіз сучасних методів спалювання бурого вугілля в передтопках. Східно-Європейський журнал передових технологій. 2013. № 3. С. 50 – 54.
6. Юрченко М.М., Топал А.І. Левченко Н.І. Аналіз існуючих способів термічної переробки твердого палива в передтопках. Енерготехнології і ресурсозбереження. 2010. №6. С. 3 – 7.
7. Сайт підприємства «Агрона фрукт Україна». URL: <http://www.ua.agrana.com> (дата звертання 20.04.2022 р.)
8. Ткаченко С. Й., Чепурний М. М., Степанов Д. В. Розрахунки теплових схем і основи проектування джерел теплопостачання: навч. посібн. Вінниця : ВНТУ, 2005. 137 с.
9. Чепурний М. М. , Степанов Д. В. , Корженко Є. С. Теплові розрахунки парогенераторів. Навчальний посібник. Вінниця: ВНТУ, 2006. 155 с.

10. БіоЕнергоБанк URL: <https://bioenergybank.com.ua/uk/peleti-dub-din-8mm/> (Дата звернення 01.11.2024).
11. Turboden. URL: <https://www.turboden.com/> (Дата звернення 01.11.2024).
12. Waste heat recovery. URL: <https://www.ormat.com/en/renewables/reg/main/> (Дата звернення 01.11.2024).
13. GMK. URL: <https://www.gmk.info/en/products/> (Дата звернення 05.11.2024).
14. ТЕЦ з ORC-турбіною в Житомирі – технологічні рішення в Україні. URL: <https://uabio.org/news/13285/> (Дата звернення 05.11.2024).
15. Клименко В.В. , Кравченко В.І. Газифікація твердих біопалив та обґрунтування конструкції газогенераторів для її провадження. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин*. 2013 р. №2. С. 113 – 119.
16. Боднар Л. А., Сологуб Т.А. Проблеми використання генераторного газу як джерела енергії. *Науково-технічний журнал "Сучасні технології матеріали і конструкції в будівництві"*. 2019. №1. С. 160 – 165.
17. Кремнева О. В. Розробка енергозбережної технології двостадійної газифікації біомаси для когенераційних установок. *Східно – Європейський журнал передових технологій*. 2014. №6. С. 40 – 46.
18. Мисак С. Й., Гнатишин Я. М., Івасик Я. Ф. Паливні пристрої для спалювання низькосортних палив. Львів : Львівська політехніка, 2002. 135 с.
19. Кошторисні норми України. Ресурсні елементні кошторисні норми на будівельні роботи. Металеві конструкції (Збірник 9). . URL : <https://www.minregion.gov.ua/wp-content/uploads/2022/11/knu-resursni-elementni-koshtorysni-normy-na-budivelni-roboty.-metalevi-konstrukciyi.-zbirnyk-9.pdf> (Дата звернення 05.11.2024).
20. Кошторисні норми України. Ресурсні елементні кошторисні норми на монтаж устаткування. Збірник 6. Теплосилове устаткування. Чинний від 2023- 02-07. Київ: Мінрегіон України, 2021. 190 с. URL:

<https://econstruction.gov.ua/files/upload/2022-12-28/3d756bb9-88ac-4278-bc69-f8a09d09652a.pdf> (Дата звернення 07.11.2024).

21. Кошторисні норми України. Ресурсні елементні кошторисні норми на монтаж устаткування. Збірник 7. Компресорні установки, насоси і вентилятори. Чинний від 2023-02-07. Київ: Мінрегіон України, 2021. 57 с. URL: <https://econstruction.gov.ua/files/upload/2022-12-28/c464e588-eedb-417b-8d9f83a4e5d3df86.pdf> (Дата звернення 07.11.2024).

22. Кошторисні норми України. Ресурсні елементні кошторисні норми на будівельні роботи. Збірник 20. Вентиляція та кондиціювання повітря. Чинний від 2023-02-07. Київ: Мінрегіон України, 2021. 150 с. URL: <https://econstruction.gov.ua/files/upload/2022-11-05/d55e5c6b-59be-464f-a9f6-0c2555f5ad79.pdf> (Дата звернення 07.11.2024).

23. Вантажні автомобілі JAC. URL: <https://agsolco.com/gruzovye-avtomobili-jac/> (Дата звернення 10.11.2024).

24. Зварювальний апарат PATON PRO-630-400V. URL: <https://paton.ua/svarochnoe-oborudovanie/svarochnye-inventory-mma/zvaryvalniy-aparatpaton-pro-630/> (Дата звернення 10.11.2024).

25. Кутова шліфмашина Makita GA7020RF. URL: <https://makita.market/uglovaya-shlifovalnaya-mashina-makita-ga-7020rf> (Дата звернення 10.11.2024).

26. Компресор поршневий ВКП LB550 10-270. URL: https://xn--80addceesnhi0axzh6mb.com.ua/ua/products/pnevmo_products/101/547/ (Дата звернення 10.11.2024).

27. Каталог будівельних машин і інструментів URL: <http://powertools.co.nz> (Дата звернення 10.11.2024).

28. Ножичний підіймач COMPACT 10N. URL: <https://technopodjem.com.ua/produkcija/podemniki/nozhnichnyepodemniki/jelektricheskij-nozhnichnij-podemnik-compact-10n> (Дата звернення 10.11.2024).

29. Автокран КС-3575. URL: <https://300sparta.kiev.ua/equipment/avtokrans-3575-1/> (Дата звернення 10.11.2024).

30. Степанова Н. Д., Степанов Д. В. Монтаж теплоенергетичного та теплотехнологічного обладнання : навчальний посібник. Вінниця : ВНТУ, 2022. 119 с

31. Економіка енергетики : практикум / О. Г. Лялюк. Вінниця: ВНТУ, 2009. 118 с

32. Економічне обґрунтування інноваційних рішень / О. Г. Лялюк, О. Г. Ратушняк. Вінниця: ВНТУ, 2019. 96 с.

33. Водогрійні котельні для систем децентралізованого та помірно централізованого теплопостачання: навч. посіб. для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика» / М.Ф.Боженко; КПІ ім. Ігоря Сікорського. Електронні текстові дані. Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2022. 170 с. URL: <https://ela.kpi.ua/server/api/core/bitstreams/9951a020-c769-4ab2-b6f9-2e7077a401d3/content>. (Дата звернення 10.11.2024).

34. ГКД 34.02.305–2002. Викиди забруднювальних речовин у атмосферу від енергетичних установок. Методика визначення. 40 с.

ДОДАТКИ

Додаток А
(обов'язковий)

ПРОТОКОЛ ПЕРЕВІРКИ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ НА НАЯВНІСТЬ ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ

Назва роботи: Підвищення енергоекологічної ефективності котельні товариства з обмеженою відповідальністю "Аграва Фрут"

Тип роботи: Магістерська кваліфікаційна робота

(кваліфікаційна робота, курсовий проект (робота), реферат, аналітичний огляд, інше (зазначити))

Підрозділ кафедра теплоенергетики, ФБЦЕІ, група ТЕ-23м

(кафедра, факультет (інститут), навчальна група)

Керівник к.т.н., доцент Боднар Л.А.

(прізвище, ініціали, посада)

Показники звіту подібності

Turnitin	
Оригінальність	89%
Загальна схожість	11%

Аналіз звіту подібності (відмітити потрібне)

- ☒ Запозичення, виявлені у роботі, оформлені коректно і не містять ознак плагіату.
- ☐ Виявлені у роботі запозичення не мають ознак плагіату, але їх надмірна кількість викликає сумніви щодо цінності роботи і відсутності самостійності її автора. Роботу направити на доопрацювання.
- ☐ Виявлені у роботі запозичення є недобросовісними і мають ознаки плагіату та/або в ній містяться навмисні спотворення тексту, що вказують на спроби приховування недобросовісних запозичень.

Заявляю, що ознайомлений (-на) з повним звітом подібності, який був згенерований Системою щодо роботи (додається)

Автор 
(підпис)

Бондар Д.С.
(прізвище, ініціали)

Опис прийнятого рішення

Робота допущена до захисту

Особа, відповідальна за перевірку

(підпис)

Співак О.Ю.

(прізвище, ініціали)

Експерт

(за потреби)

(підпис)

(прізвище, ініціали, посада)

Додаток Б
(обов'язковий)

Міністерство освіти і науки України
Вінницький національний технічний університет
Факультет будівництва, цивільної та екологічної інженерії

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ТЕ

доц. Д.В. Степанов

“10” 09 2024 р.

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

на магістерську кваліфікаційну роботу

ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕКОЛОГІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ КОТЕЛЬНИ
ТОВАРИСТВА З ОБМЕЖЕНОЮ ВІДПОВІДАЛЬНІСТЮ «АГРАНА ФРУТ»

08-15.МКР. 001.00.00.000 ТЗ

Керівник роботи:

к.т.н., доц. кафедри ТЕ

Боднар Лілія Анатоліївна

Виконавець:

студент гр.ТЕ-23 м

Бондар Дмитро Сергійович

Вінниця – 2024 рік

5.1 Технічні характеристики

Паливо – природний газ з теплою згорання $Q_{рн} = 34,03 \text{ МДж/м}^3$, елементний склад пелет: $C^p=45,23\%$, $H^p=5,41\%$, $N^p=0,53\%$, $W^p=9,5\%$, $A^p=9,5\%$, $O^p=37,52\%$, марка котла CONDOR HD 01-12 (2 шт), вартість природного газу $17,3 \text{ грн/м}^3$, вартість пелет деревини $8,50 \text{ грн/кг}$, витрата природного газу при роботі заводу на повному навантаженні $0,2285 \text{ м}^3/\text{с}$, на частковому навантаженні $0,174 \text{ м}^3/\text{с}$; електрична потужність власних потреб котельні на максимальному навантаженні $43,76 \text{ кВт}$, на частковому – $23,26 \text{ кВт}$; вартість електроенергії $8,52 \text{ грн/кВт}\cdot\text{год}$, витрата води на підживлення на максимальному навантаженні $0,319 \text{ кг/с}$, на частковому – $0,239 \text{ кг/с}$.

5.1 Вимоги до стандартизації та уніфікації

Деталі та вузли обладнання котельні повинні бути по можливості стандартними та уніфікованими, щоб забезпечити можливість швидкого монтажу та можливість їх ремонту чи заміни.

5.2 Вимоги з надійності

На ефективність роботи обладнання котельні впливають якість проєкту та якість монтажу. Параметри показників надійності встановлюються у відповідних державних стандартах.

6 Економічні вимоги

Проаналізувати роботу котельні до та після встановлення притопки для спалювання твердої біомаси, визначити собівартість виробництва теплової енергії, скласти локальний кошторис вартості влаштування обладнання.

Таблиця 6.1 – Етапи розробки і терміни їх виконання

№ з/п	Назва етапів МКР	Строк виконання етапів МКР	При-мітка
1	2	3	4
1	Аналітичний огляд літературної інформації	20.09.24...29.09.24	
2	Дослідження ефективності переведення котельні на спалювання твердого палива	30.09.24...24.10.24	

1	2	3	4
3	Технологія монтажу системи відведення, очищення димових газів після парогенератора CONDOR HD01-12	25.10.24...05.11.24	
4	Економічна частина	05.11.24...12.11.24	
5	Оцінка екологічної ефективності переведення котла на спалювання відходів деревини	13.11.24...20.11.24	
6	Оформлення МКР	21.11.24...24.11.24	
7	Попередній захист МКР	25.11.24...11.12.24	
8	Захист МКР	12.12.24...19.12.24	

11 Порядок контролю і приймання

Порядок контролю за виконанням розробки здійснює дипломний керівник відповідно до встановлених термінів. Приймання розробки відбувається на попередньому і заключному етапах захисту за участю екзаменаційної комісії згідно з графіком захисту

Розробив студент групи ТЕ-23 м

Бондар Д. С.

Додаток В
(довідниковий)

Математична модель притопки

Теплота згорання палива

$$Q_H^p = 338 \cdot C^p + 1025 \cdot H^p - 108,5 \cdot (O^p - S^p) - 25 \cdot W^p \text{ [кДж/кг]}. \quad (B1)$$

Теоретична кількість повітря

$$V^0 = 0,0889 \cdot (C^p + 0,375 \cdot S^p) + 0,265 \cdot H^p - 0,033 \cdot O^p \text{ [м}^3\text{/кг]}. \quad (B2)$$

Теоретичний об'єм триатомних газів

$$V_{RO_2} = 0,01866 \cdot (C^p + 0,375 \cdot S^p) \text{ [м}^3\text{/кг]}. \quad (B3)$$

Теоретичний об'єм азоту

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot V^0 + 0,008 \cdot N^p \text{ [м}^3\text{/кг]}. \quad (B4)$$

Теоретичний об'єм водяних парів

$$V_{H_2O}^0 = 0,111 \cdot H^p + 0,0124 \cdot W^p + 0,0161 \cdot V^0 + 1,24 \cdot W_\phi \text{ [м}^3\text{/кг]}. \quad (B5)$$

Дійсний об'єм водяної пари

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0,016(\alpha - 1)V^0 \text{ [м}^3\text{/кг]}. \quad (B6)$$

Дійсний об'єм двоатомних газів

$$V_{R_2} = V_{N_2} = V_{N_2}^0 + (\alpha - 1) \cdot V^0 \text{ [м}^3\text{/кг]}. \quad (B7)$$

Дійсний об'єм димових газів для твердого та рідкого палива, м³/кг, та для газового палива

$$V_r = V_{RO_2} + V_{N_2} + V_{H_2O} \text{ [м}^3\text{/кг]}. \quad (B8)$$

Ентальпія газоподібних продуктів згорання визначається як сума ентальпій окремих складових димових газів

$$\begin{aligned} I_r = \Sigma(V_r \cdot c_r \cdot \vartheta_r) = & V_{CO_2} \cdot (c\vartheta)_{CO_2} + V_{SO_2} \cdot (c\vartheta)_{SO_2} + V_{N_2} \cdot (c\vartheta)_{N_2} + \\ & + V_{O_2} \cdot (c\vartheta)_{O_2} + V_{H_2O} \cdot (c\vartheta)_{H_2O} + \dots \text{ [кДж/кг]}, \end{aligned} \quad (B9)$$

де $V_{CO_2}, V_{SO_2}, \dots$ – об'єми складових газів, м³/кг;

$(c\vartheta)_{CO_2}, (c\vartheta)_{SO_2}, \dots$ – питомі ентальпії складових газів, кДж/м³,

З іншого боку, якщо знехтувати складовими неповного горіння і врахувати надлишкове повітря, то ентальпія димових газів визначається

$$\begin{aligned} I_r = I_r^0 + (\alpha - 1) \cdot I_{\Pi}^0 = \\ = V_{RO_2} \cdot (c\vartheta)_{RO_2} + V_{N_2}^0 \cdot (c\vartheta)_{N_2} + V_{H_2O}^0 \cdot (c\vartheta)_{H_2O} + (\alpha - 1) \cdot V^0 \cdot (c\vartheta)_{\text{пов}}, \end{aligned} \quad (B10)$$

де I_r^0, I_{Π}^0 – ентальпії теоретичної кількості газів і повітря, кДж/кг.

Об'ємна густина тепловиділення в об'ємі топки V_T , м³ та з площі дзеркала горіння R , м²

$$q_v = \frac{B_p \cdot Q_H^p}{V_T} \text{ [кВт/м}^3\text{]}. \quad (B11)$$

Площа дзеркала горіння

$$q_R = \frac{B_p \cdot Q_H^p}{R} \text{ [кВт/м}^2\text{]}. \quad (B12)$$

Адіабатична температура горіння

$$\vartheta_a = \frac{Q_T}{(V_T \cdot C_{cp})} [^{\circ}\text{C}], \quad (B13)$$

де Q_T – корисне тепловиділення в топці, кДж/кг або кДж/м³;

V_T , C_{cp} – об'єм та середня теплоємність димових газів, м³/кг та кДж/(м³·К);

Корисне тепловиділення в топці визначається за наявною теплотою Q_H та теплотою внесеною з повітрям $Q_{пов}$,

$$Q_T = Q_H \frac{100 - (q_3 + q_4 + q_6)}{100 - q_4} + Q_{пов} \text{ [кДж/кг]}. \quad (B14)$$

Метою теплового розрахунку топки є визначення температури газів на виході ϑ_T'' . Розрахована за цією температурою ентальпія I_T'' використовується в рівнянні теплового балансу топки для визначення променистого теплосприйняття топки, кДж/кг

$$Q_{пр} = \varphi \cdot (Q_T - I_T'') \text{ [кДж/кг]}, \quad (B15)$$

де φ – коефіцієнт збереження теплоти, що визначається за формулою

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{(\eta_k + q_5)} \cdot \quad (B16)$$

З іншого боку, променисте теплосприйняття топки можна визначити за наслідками закону Стефана – Больцмана, кДж/кг

$$Q_{\text{пр}} = a_T \cdot c_0 \cdot \psi \cdot F_{\text{ст}} \cdot (\bar{T}^4 - \bar{T}_{\text{ст}}^4) \cdot 10^{-3}, \quad (B17)$$

де a_T – міра чорноти топки;

c_0 – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла, Вт/(м²·К⁴);

ψ – коефіцієнт теплової ефективності;

$F_{\text{ст}}$ – площа стін топки;

$\bar{T}$ – середня температура продуктів згорання, К;

$\bar{T}_{\text{ст}}$ – середня температура поверхні нагріву, К.

Методика розрахунку теплообміну в топці котлоагрегату більш детально описана в [6].

Коефіцієнт поглинання променів газовою фазою продуктів згорання (H₂O, RO₂)

$$k_r = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{\text{H}_2\text{O}}}{\sqrt{10 \cdot p \cdot r_n \cdot s}} - 1 \right) \cdot (1 - 0,37 \cdot 10^{-3} \cdot T''_T) \cdot r_n, \quad (B18)$$

де r_n – сумарна об'ємна частка триатомних газів в продуктах згорання;

T''_T – температура газів на виході з топки, К.

Коефіцієнт ослаблення променів частинками золи

$$k_{\text{зл}} \cdot \mu_{\text{зл}} = \frac{10^4 \cdot A_{\text{зл}}}{\sqrt[3]{(T''_{\text{г}})^2}} \cdot \frac{\mu_{\text{зл}}}{1 + 1,2 \cdot \mu_{\text{зл}} \cdot s}, \quad (\text{B19})$$

де $\mu_{\text{зл}}$ – концентрація золи в продуктах згорання;

$$A_{\text{зл}} = 0,6.$$

Коефіцієнт ослаблення променів

$$K = k_{\text{г}} + k_{\text{зл}} \cdot \mu_{\text{зл}}. \quad (\text{B20})$$

Методика розрахунку сумарного теплообміну в топці базується на застосуванні теорії подібності до топкового процесу. Основними параметрами, що визначають безрозмірну температуру газів на виході з топки, є критерій радіаційного теплообміну Больцмана (Bo) і критерій поглинальної здатності Бугера (Bu). Вигляд функціональної залежності, що пов'язує між собою ці параметри, встановлено на основі дослідних даних по теплообміну в топках котлів.

Вплив неізотермічності температурного поля топки і ефекту розсіювання забезпечується використанням ефективного значення критерія $B\tilde{u}$.

Безрозмірна температура газів на виході з топкової камери

$$\theta''_{\text{г}} = \frac{T''_{\text{г}}}{T_{\text{а}}} = \frac{Bo^{0,6}}{M \cdot B\tilde{u}^{0,3} + Bo^{0,6}}, \quad (\text{B21})$$

де M – параметр, що враховує вплив на інтенсивність теплообміну міри забаластованості топкових газів та інших факторів.

Параметр М

$$M = M_0 \cdot (1 + \rho) \sqrt[3]{r_v}, \quad (B22)$$

де $\rho = R / F_{\text{ст}}$ – співвідношення між поверхнею R дзеркала горіння (шару) і поверхнею стін топки $F_{\text{ст}}$;

$M_0=0,46$ для шарових топок.

r_v – параметр забаластованості топкових газів

$$r_v = \frac{V_{\text{г}}^{\text{H}}(1 + r)}{V_{0.\text{N}_2}^{\text{H}} + V_{0.\text{RO}_2}^{\text{H}}} [M^3/M^3]. \quad (B23)$$

Критерій Бугера

$$Bu = K \cdot P \cdot S. \quad (B24)$$

Критерій Больцмана

$$Bo = \frac{\phi \cdot B_p \cdot (Vc)_{\text{cp}}}{\sigma_0 \cdot \psi_{\text{cp}} \cdot F_{\text{ст}} \cdot T_a^3}, \quad (B25)$$

де B_p – розрахункова витрата палива, кг/с;

$F_{\text{ст}}$ – поверхня стін топки, м².

$(Vc)_{\text{cp}}$ – середня сумарна теплоємність продуктів згорання 1 кг палива в інтервалі температур $(T_a - T''_t)$, кДж/кг.

Ефективне значення критерію Бугера $B_{\text{в}}$

$$\tilde{Bu} = 1,6 \cdot \ln \left(\frac{1,4 \cdot Bu^2 + Bu + 2}{1,4 \cdot Bu^2 - Bu + 2} \right) \quad (B26)$$

Температура газів на виході з топки

$$\vartheta_t'' = \frac{T_a}{1 + M \cdot \tilde{Bu}^{0,3} \cdot \left[\frac{5,67 \cdot 10^{11} \cdot \psi_{cp} \cdot F_{ct} \cdot T_a^3}{\varphi \cdot B_p \cdot (Vc)_{cp}} \right]} - 273 \text{ [}^\circ\text{C]}. \quad (B27)$$

Розходження по теплосприйняттю

$$\delta Q = \frac{|Q_{т.6} - Q_{т.}|}{Q_{т.6}} \cdot 100. \quad (B28)$$

Додаток Г (довідковий)
Локальний кошторис

Локальний кошторис на будівельні роботи № 1

на	(найменування робіт та витрат, найменування будівлі, споруди, лінійного об'єкта інженерно-транспортної інфраструктури)									
ОСНОВА: креслення(специфікації)№	Кошторисна вартість		259.740 тис. грн.							
	Кошторисна трудомісткість		0.20612 тис. люд.-год							
	Кошторисна заробітна плата		18.262 тис. грн.							
	Середній розряд робіт		3.8 розряд							

Складений в поточних цінах станом на 2024 р.

№ Ч.ч.	Обґрунтування (шифр норми)	Найменування робіт і витрат	Одиниця виміру	Кількість	Вартість одиниці, грн.		Загальна вартість, грн.			Витрати труда робітників, люд.год. не зайнятих обслугову- ванням машин	
					Всього	експлуа- тації машин	Всього	заробітної плати	експлуа- тації машин	тих, що обслуговують машини	
										на одиницю	всього
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	КБ20-39-2	Установлення циклонів масою до 0,5 т	10 шт циклонів	0.2	22066.86	12949.25	4413	1488	2590	87.3800	17.48
					7438.66	3253.35			651	31.6642	6.33
2	КМ7-186-2	Монтаж димососа однобічного всмоктування, маса 1,55 т	шт	1.0	6306.93	1319.50	6307	3192	1320	39.2000	39.20
					3191.66	315.93			316	3.3067	3.31
3	КП7-38-3	Пристрої для збору і викиду димових газів. Труба димова	Тр.дим.	1.0	3059.84	-	3060	3060	-	28.0000	28.00
					3059.84	-			-	-	-
4	2203-1025	Самонесуча димова труба діаметром 1000 мм та висотою 31 м	шт	1.0	198983.05		198983				
5	КБ20-13-8	Установлення клапанів зворотних периметром до 3200 мм	клапан	1.0	2190.01	48.52	2190	386	49	5.1500	5.15
					385.84	15.16			15	0.1862	0.19
6	КБ18-17-10	Установлення Трійник 1000 700 /700 500 мм, L = 700 мм = 1,5 мм (f = 2,39 м2)	шт	1.0	1208.29	36.27	1208	134	36	1.6600	1.66
					133.65	10.72			11	0.1231	0.12
7	КБ18-17-10	Установлення Трійник 900 / 710 мм, = 1,5 мм (f = 3,48 м2)	шт	1.0	1488.49	36.27	1488	134	36	1.6600	1.66
					133.65	10.72			11	0.1231	0.12

Будівельні Технології: Кошторис 8.3 Онлайн

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
8	КБ18-17-10	Установлення Перехід 690 / 710 мм, L = 300 мм, = 1,5 мм (1,08 м2)	шт	2.0	1188.29	36.27	2377	267	73	1.6600	3.32
					133.65	10.72			21	0.1231	0.25
9	КБ18-17-10	Установлення Перехід 900 / 815 мм, L = 300 мм, = 1,5 мм (0,88 м2)	шт	1.0	1383.29	36.27	1383	134	36	1.6600	1.66
					133.65	10.72			11	0.1231	0.12
10	КБ18-17-10	Установлення Перехід 1000 700 /620 470 мм, L = 300 мм = 1,5 мм (f = 1,53 м2)	шт	1.0	1143.29	36.27	1143	134	36	1.6600	1.66
					133.65	10.72			11	0.1231	0.12
11	КБ18-17-10	Установлення Перехід 1000 700 / 1000 мм, L = 300 мм, = 1,5 мм (1,89 м2)	шт	1.0	1538.29	36.27	1538	134	36	1.6600	1.66
					133.65	10.72			11	0.1231	0.12
12	КБ18-17-10	Установлення Перехід 700 500 /1110 260 мм, L = 300 мм = 1,5 мм (f = 1,41 м2)	шт	2.0	1638.29	36.27	3277	267	73	1.6600	3.32
					133.65	10.72			21	0.1231	0.25
13	КБ18-17-10	Установлення Перехід 1000 700 / 900 мм, L = 300 мм, = 1,5 мм (1,13 м2)	шт	1.0	1735.81	36.27	1736	134	36	1.6600	1.66
					133.65	10.72			11	0.1231	0.12
14	КБ18-17-10	Установлення Коліно 90°, 710 мм, = 1,5 мм (f =2,84 м2)	шт	1.0	1029.40	36.27	1029	134	36	1.6600	1.66
					133.65	10.72			11	0.1231	0.12
15	КБ18-17-10	Установлення Коліно 90°, 1000 700 мм, = 1,5 мм (f =3,69 м2)	шт	1.0	1087.99	36.27	1088	134	36	1.6600	1.66
					133.65	10.72			11	0.1231	0.12
16	КБ18-17-10	Установлення Перехід 900 / 710 мм, L = 300 мм, = 1,5 мм (1,05 м2)	шт	1.0	1609.39	36.27	1609	134	36	1.6600	1.66
					133.65	10.72			11	0.1231	0.12
17	КБ18-17-10	Установлення Коліно 90°, 700 1000 мм, = 1,5 мм (f =2,89 м2)	шт	1.0	1083.29	36.27	1083	134	36	1.6600	1.66
					133.65	10.72			11	0.1231	0.12
18	КБ18-17-10	Установлення Коліно 90°, 700 500 мм, = 1,5 мм (f =1,66 м2)	шт	1.0	1029.49	36.27	1029	134	36	1.6600	1.66
					133.65	10.72			11	0.1231	0.12
19	КБ18-17-10	Установлення Коліно 90°, 900 мм, = 1,5 мм (f =4,74 м2)	шт	2.0	1398.39	36.27	2797	267	73	1.6600	3.32
					133.65	10.72			21	0.1231	0.25
20	КБ20-8-3	Прокладання Газохід 1000* 700 мм, 700*500 мм = 1,5 мм	100 м2 поверхні повітроводів	0.027	19438.60	1321.31	525	369	36	180.2000	4.87
					13664.57	213.69			6	2.5960	0.07
21	КБ20-8-3	Прокладання Газохід діаметр 710, 900 мм, = 1,5 мм	100 м2 поверхні повітроводів	0.2904	19438.60	1321.31	5645	3968	384	180.2000	52.33
					13664.57	213.69			62	2.5960	0.75
Разом прямих витрат по кошторису							243908	14738	4994	175.25	
									1234	12.72	
Разом прямі витрати						грн.	243908				
в тому числі:											
вартість матеріалів, виробів і комплектів						грн.	25193				

Будівельні Технології: Кошторис 8.3 Онлайн

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
		вартість ЕММ				грн.	4994				
		в т.ч. заробітна плата в ЕММ				грн.		1234			
		заробітна плата робітників				грн.		14738			
		Вартість устаткування				грн.	198983				
		вартість нарахувань на устаткування				грн.	7814				
		Всього вартість устаткування				грн.	206797				
		всього заробітна плата				грн.		15972			
		Загальновиробничі витрати				грн.	8018				
		трудомісткість в загальновиробничих витратах				люд-г					18.15
		заробітна плата в загальновиробничих витратах				грн.		2290			
		Всього по кошторису				грн.	259740				
		Кошторисна трудомісткість				люд-г					206.12
		Кошторисна заробітна плата				грн.		18262			

Склав

[посада, підпис (ініціали, прізвище)]

Перевірив

[посада, підпис (ініціали, прізвище)]

(найменування об'єкта будівництва)

Локальний кошторисний розрахунок на придбання устаткування, меблів та інвентарю

придбання обладнання. димосос, циклон

(вид устаткування, меблів, інвентарю і робіт, найменування будівлі, споруди, лінійного об'єкта інженерно-транспортної інфраструктури)

ОСНОВА: креслення(специфікації) № _____, відомості тощо
Кошторисна вартість 269,257 тис. грн.

Складений в поточних цінах станом на 2024 р.

№ Ч.ч.	Документ, що обґрунтовує ціну	Найменування і характеристика устаткування, меблів та інвентарю, маса одиниці устаткування	Одиниця виміру	Кількість	Вартість одиниці , грн	Загальна вартість, грн.
1	2	3	4	5	6	7
1	2309-1002	Циклон-утилізатор МЦ-У 1500	шт	2.0	38017.6	76035
2	2308-2039	Димосос для відсмоктування запилених димових газів,парових котлів малої потужності при т 200град.с з електродвигуном ЧА250МЧ ДН-12,5	шт	1.0	183048.04	183048
Разом						259083
Транспортні та заготівельно-складські витрати						10174
Всього по кошторису						269257

Склав

[посада, підпис (ініціали, прізвище)]

Перевірів

[посада, підпис (ініціали, прізвище)]

Об'єктний кошторис

на будівництво	димосос, циклон
(найменування будівлі, споруди, лінійного об'єкта інженерно-транспортної інфраструктури)	
Кошторисна вартість 528.997 тис. грн.	
Кошторисна трудомісткість 0.20612 тис. люд.-год	
Кошторисна заробітна плата 18.262 тис. грн.	
Вимірник одиничної вартості	

Складений в поточних цінах станом на 14 серпня 2024 р.

№ Ч.ч.	Номери кошторисів і кошторисних розрахунків	Найменування робіт і витрат	Кошторисна вартість, тис.грн.			Кошторисна трудо- місткість, тис. люд.год	Кошторисна заробітна плата, тис.грн.	Показники одиничної вартості
			будівельних робіт	устаткування, меблів та інвентарю	всього			
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	03-001-001	придбання обладнання		269.257	269.257	-		
2	03-001-002	монтаж	52.943	206.797	259.740	0.20612	18.262	
		Всього по кошторису	52.943	476.054	528.997	0.20612	18.262	

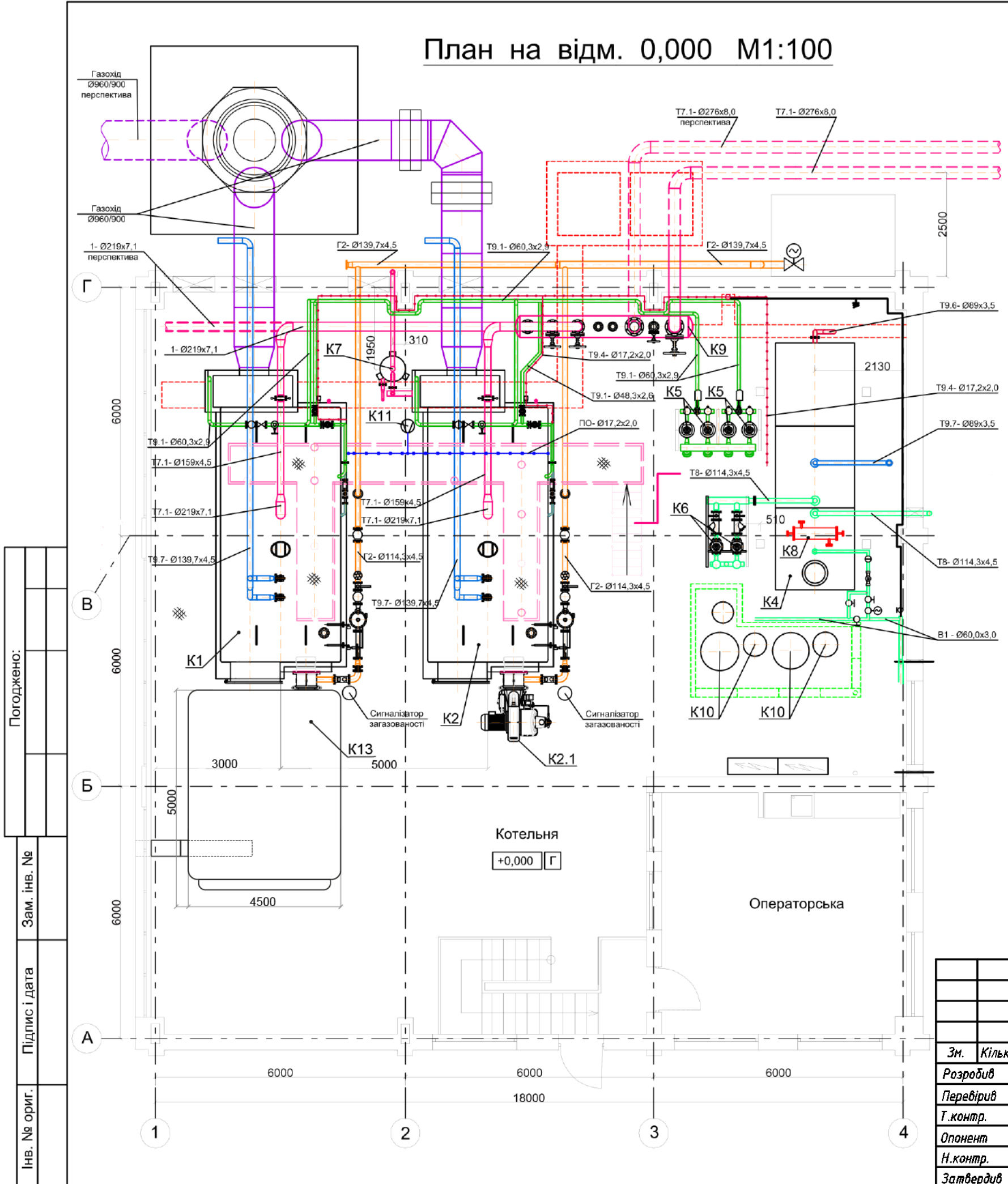
Склав _____
[посада, підпис (ініціали, прізвище)]

Перевірив _____
[посада, підпис (ініціали, прізвище)]

Додаток Д
(обов'язковий)

ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА

ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕКОЛОГІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ КОТЕЛЬНІ
ТОВАРИСТВА З ОБМЕЖЕНОЮ ВІДПОВІДАЛЬНІСТЮ «АГРАНА ФРУТ»



Експлікація обладнання

Поз.	Найменування	Кіл.	Примітки
K1	Котел паровий №1 продуктивністю пари 12,0 т/год, Рнад.=8 бар	1	
K2	Котел паровий №2 продуктивністю пари 12,0 т/год, Рнад. =8 бар	1	
K2.1	Пальник газовий котла №2	1	
K3	Деаератор атмосферний	1	
K4	Бак збору конденсату, V= 15 м³	1	
K5	Насос живильної води CR-15-12	4	Нел=10,5 кВт
K6	Насос конденсатний CR-15-2	2	Нел=1,8 кВт
K7	Сепаратор продувок	1	
K8	Теплообмінник пластинчастий	1	
K9	Гребінка парова, Ду 500мм	1	
K10	Установка хімічної водопідготовки	2	компл.
K11	Компресор повітряний	1	
K12	Теплообмінник кожухотрубчастий	1	
K13	Пальник універсальний 6МВт	1	

Погоджено:		
Зам. інв. №		
Підпис і дата		
Інв. № ориг.		

						08-15.МКР.001.01.00.000.АР			
						м. Вінниця			
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док.	Підпис	Дата	Підвищення енергоекологічної ефективності котельні товариства з обмеженою відповідальністю "Агрона Фрут"	Стадія	Аркуш	Архив
Розробив		Бондар Д.С.						1	
Перевірів		Бондар Л.А.							
Т.контр.						План котельні з притопкою			
Опонент		Кучеренко Л.В							
Н.контр.		Бондар Л.А							
Затвердив		Степанов Д.В							

Формат АЗ

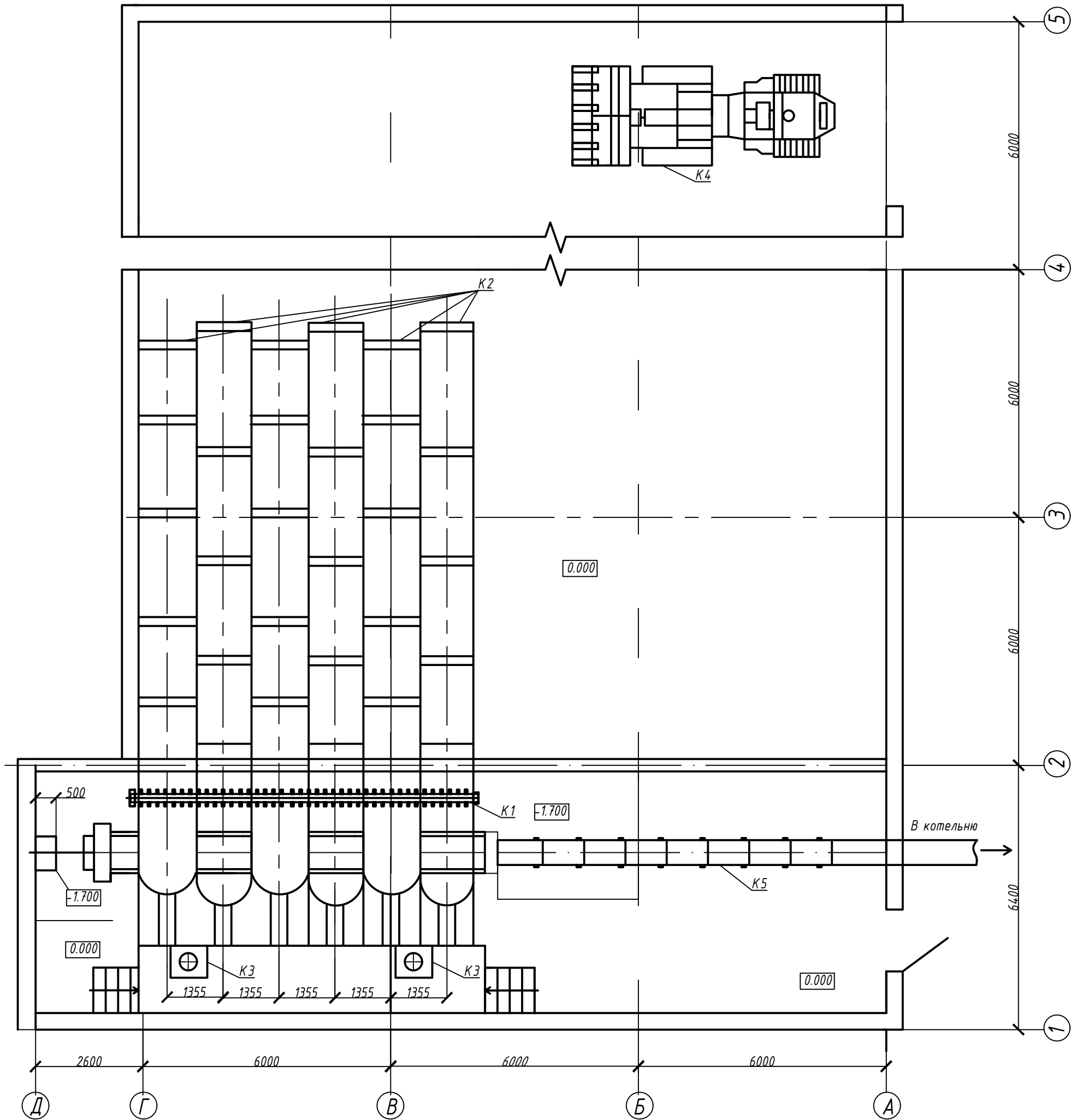
Копіював

Інв.№од.

Підпис і дата

Зам. інв.№

Погоджено:



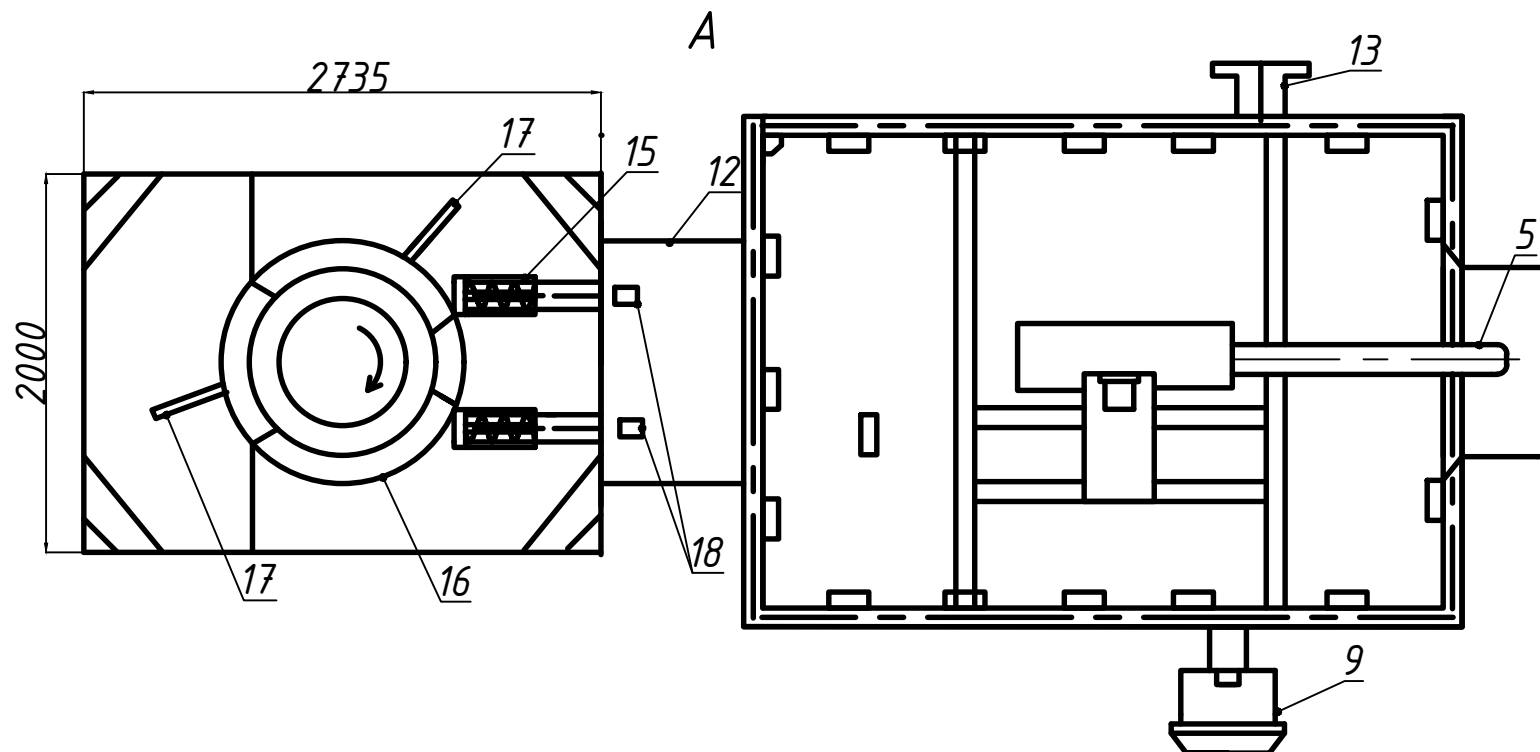
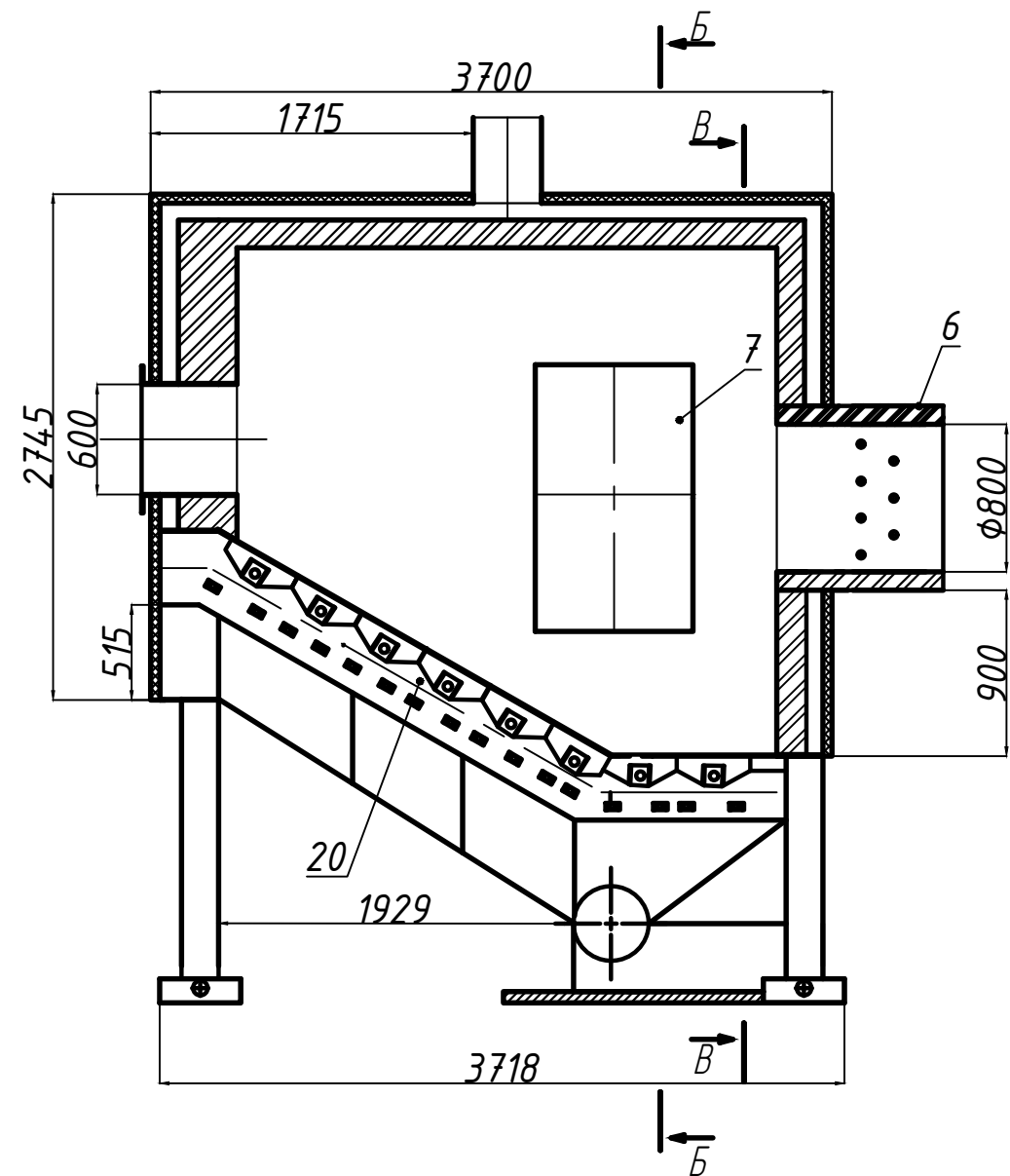
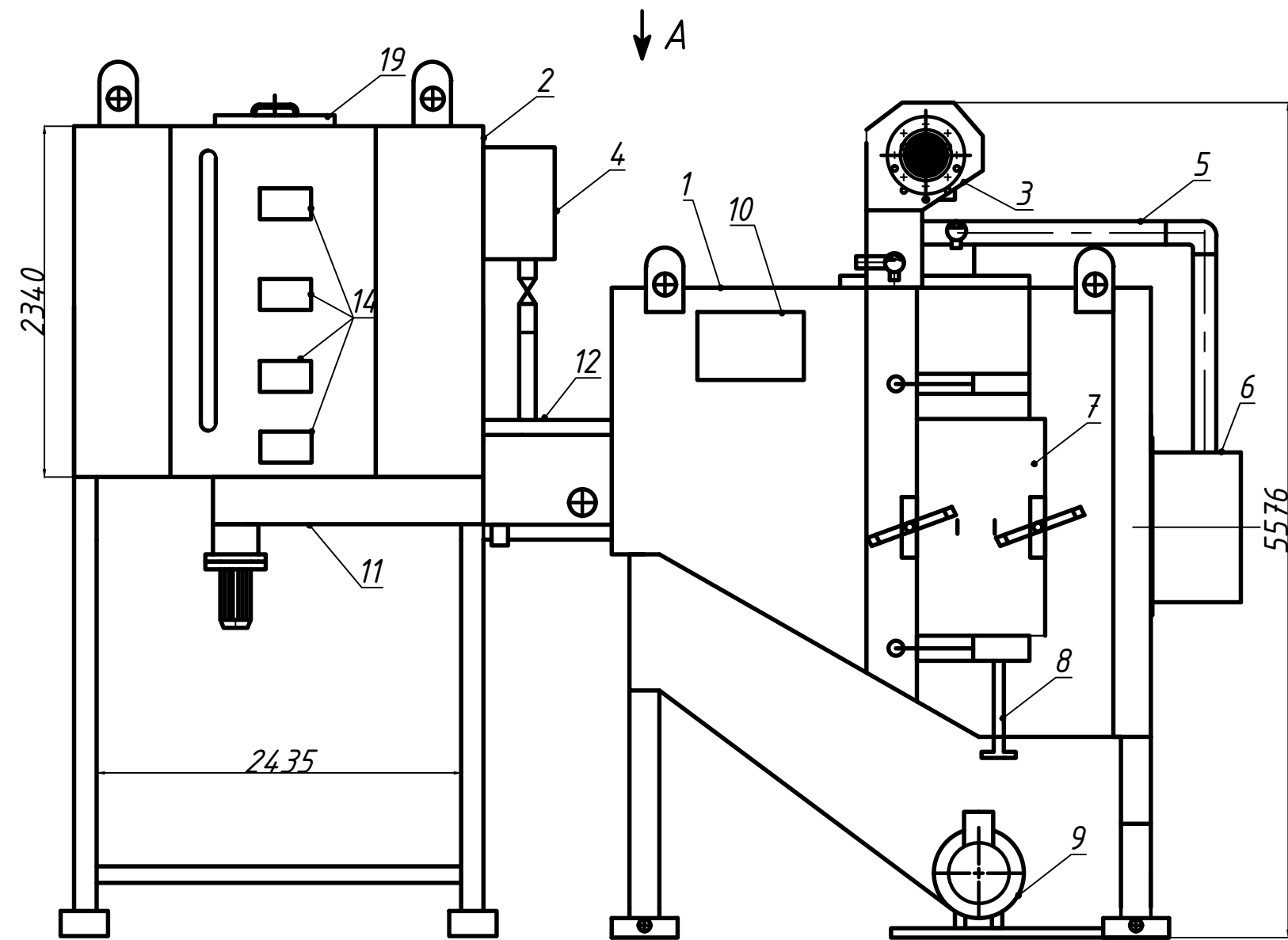
Експлікація обладнання

Поз.	Найменування	Кільк.	Примітка
К1	Розподільвач палива	1	
К2	Рухома підлога	1	
К3	Гідравлічний резервуар	1	
К4	Вантажна машина	1	
К5	Ланцюговий скребковий транспортер	1	

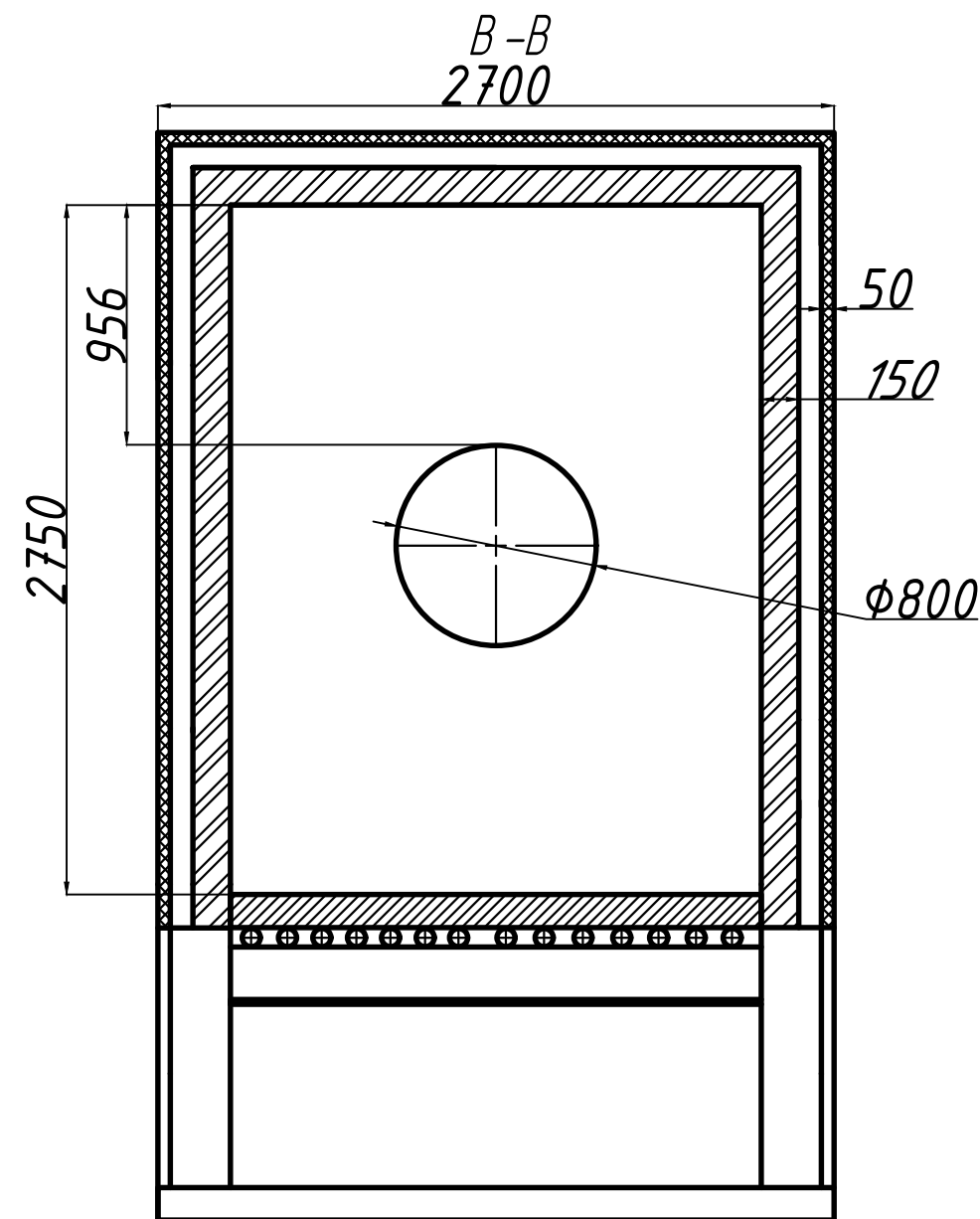
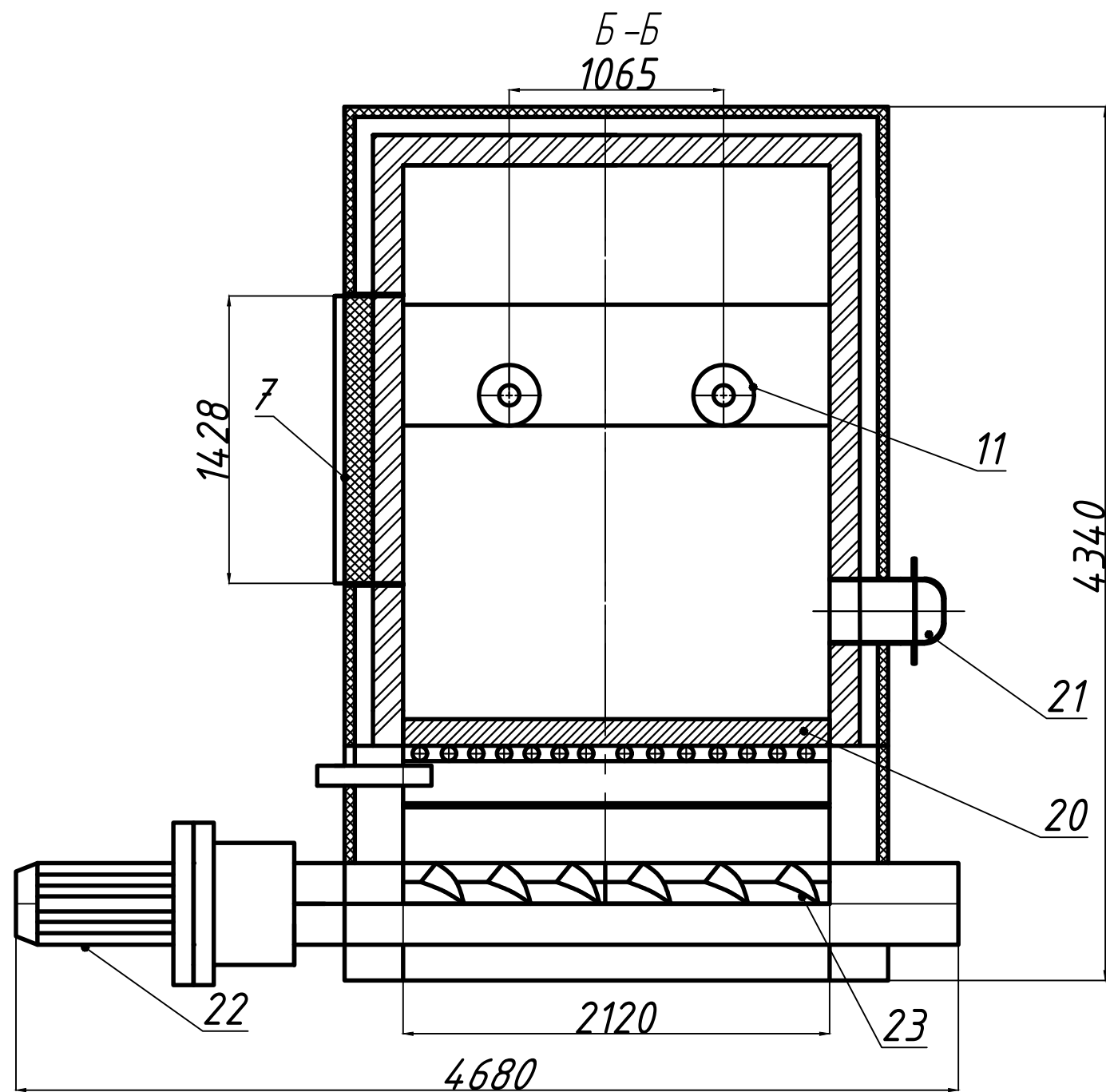
						08-15.МКР.001.02.00.000.АР			
						м. Вінниця			
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док.	Підпис	Дата	Підвищення енергоекологічної ефективності котельні товариства з обмеженою відповідальністю "Агрона Фрут"	Стадія	Аркуш	Аркушів
Розробив	Бондар Д.С.							1	1
Перевірів	Боднар Л.А.								
Т.контр.									
Опонент	Кучеренко Л.В.								
Н.контр.	Боднар Л.А.					Склад палива з рухомою підлогою	ВНТУ, ТЕ-23м		
Затвердив	Степанов Д.В.								

Формат		Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кільк.	Примітка			
					<u>Документація</u>					
А3				08-15. МКР.001.03.00.000 СК	<u>Складальне креслення</u>					
					<u>Складальні одиниці</u>					
				1	08-15. МКР.001.03.01.000	Притопка	1			
				2	08-15. МКР.001.03.02.000	Бункер для палива	1			
				3	08-15. МКР.001.03.00.000	Вентилятор	1			
				4	08-15. МКР.001.03.04.000	Бак для води	1			
				5	08-15. МКР.001.03.05.000	Трубопровід вторинного повітря	1			
				6	08-15. МКР.001.03.06.000	Перехідник	1			
				7	08-15. МКР.001.03.07.000	Технологічний люк	1			
				8	08-15. МКР.001.03.08.000	Ручка повороту колосників	1			
				9	08-15. МКР.001.03.09.000	Шнек вивантаження золи	1			
				10	08-15. МКР.001.03.10.000	Оглядове вікно	1			
				11	08-15. МКР.001.03.11.000	Шнек подачі палива	2			
				12	08-15. МКР.001.03.12.000	Перехідник від бункера	1			
				13	08-15. МКР.001.03.13.000	Отвір для вивантаження золи	1			
				14	08-15. МКР.001.03.14.000	Датчики рівня	4			
				15	08-15. МКР.001.03.15.000	Прийомний жолоб шнека	2			
				16	08-15. МКР.001.03.16.000	Поворотний диск	1			
				17	08-15. МКР.001.03.17.000	Ресорсні лопаті	2			
				18	08-15. МКР.001.03.18.000	Установка датчика BVTS	2			
				19	08-15. МКР.001.03.19.000	Люк для завантаження палива	1			
				20	08-15. МКР.001.03.20.000	Колосникове полотно	1			
				08-15. МКР.001.03.01.000						
				Зм.	Арк.	№ докумен.	Підпис	Дата		
Інв. № об.	Разробив		Бондар Д.С.		Притопка для спалювання твердого палива			Літ.	Аркуш	Аркушів
	Перевірив		Бондар Л.А.						1	2
	ОпONENT		Кучеренко Л.В.							
	Н.контр.		Бондар Л.А.							
	Затвердив		Степанов Д.В.							
				TE -23 м, ВНТУ						

Копіював	Підпис і дата	Інв. № змін.	Зам. інв. №
Інв. № од.	Підпис і дата	Інв. № од.	Інв. № од.



					08-15. МКР.001.03.00.000. СК				
					Притопка для спалювання твердого палива	Літ.		Лист	Масштаб
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				1	1:40
Розроб.		Бондар Д.С.							
Перевір.		Бондар Л.А.							
Т.контр.									
ОпONENT		Кучеренко Л.В.				ВНТУ, ТЕ-23 м			
Н.контр.		Бондар Л.А.							
Затверд.		Степанов Д.В.							



Технічні характеристики

Теплова потужність притопки $Q=8$ МВт

Витрата палива (пелети, $W^p=9.5\%$) $B_p=0.54$ кг/с

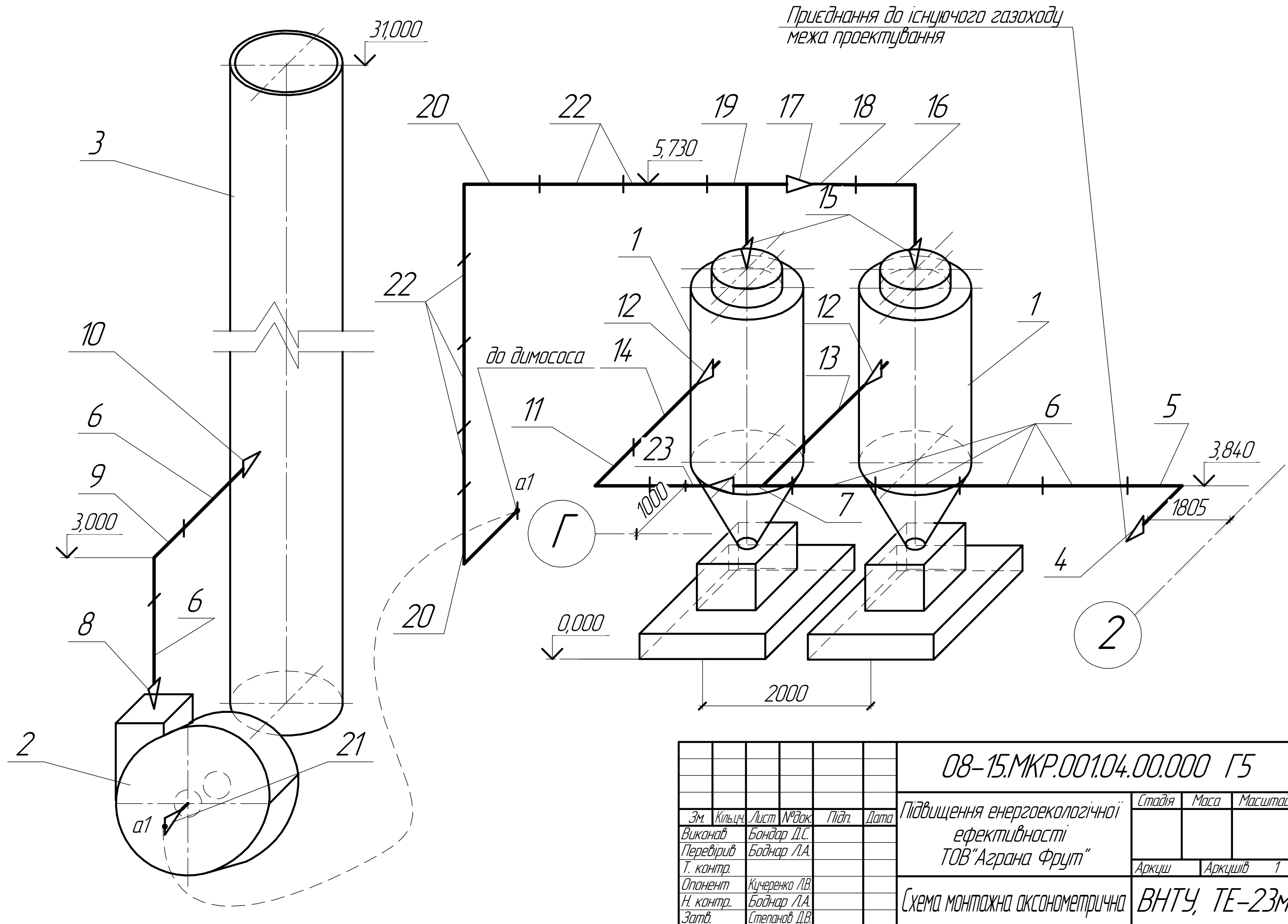
Витрата палива (тріска деревини, $W^p=20\%$) $B_p=0.635$ кг/с

Габаритні розміри дункера для палива (ВхШхГ) 5837 x 2736 x 2000 мм

					08-15. МКР.001.03.02.000. СК						
					Притопка для спалювання твердого палива.	Літ.			Лист	Масштаб	
									2	1:30	
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата							
Розроб.	Бондар Д.С.										
Перевір.	Бондар Л.А.										
Т.контр.											
Опонент	Кучеренко Л.В										
Н.контр.	Бондар Л.А.								ВНТУ, ТЕ-23 м		
Затверд.	Степанов Д.В.										

					Поз.	Найменування	Кільк.	Примітка	
						Обладнання			
					1	Циклон МЦ-У1500	2	шт	
					2	Димосос ДН-12,5 з електродвигуном АІР225М6	1	шт	
					3	Самонесуча димова труба D=1000 мм, H=31м	1	шт	
					4	Перехід (1000х700)/ φ 900	1	шт	
					5	Відвід 90 ° 1000х700	1	шт	
					6	Секція газоходу 1000х700, L=1000 мм	6	шт	
					7	Трійник (1000х700)/(500х700) мм	1	шт	
					8	Перехід (620х470)/(1000х700) мм	1	шт	
					9	Відвід 90 ° 700 х1000	1	шт	
					10	Перехід (620х470/(1000х700) мм	1	шт	
					11	Відвід 90 ° 700х500	1	шт	
					12	Перехід (500х700)/(1110х260) мм	2	шт	
Погоджено					13	Секція газоходу 700х500 мм, L=1000 мм	1	шт	
					14	Секція газоходу 700х500 мм, L=1000 мм	1	шт	
					15	Перехід φ690хφ710 мм	2	шт	
					16	Відвід 90° φ710 мм	1	шт	
					17	Перехід φ710/φ900	1	шт	
					18	Секція газоходу φ710 мм, L=520 мм	1	шт	
Зам.інв.№					19	Трійник φ900/φ710 мм	1	шт	
					20	Відвід 90° φ900 мм	2	шт	
					21	Перехід φ900/φ815 мм	1	шт	
					22	Секція газоходу φ900 мм, L=1000мм	5	шт	
					23	Секція газоходу 700х500 мм, L=700 мм	1	шт	
					24	Дросель-клапан ДКП 900х600	1	шт	
Підпис і дата					08-15. МКР.001.04.00.000				
	Зм.	Арк.	№ докумен.	Підпис	Дата				
	Розробив	Бондар Д.С.				Схема газоходів монтажна аксонометрична	Літ.	Аркуш	Аркушів
	Перевірив	Бондар Л.А.							
	ОпONENT	Кучеренко Л.В.							
Н.контр.	Бондар Л.А.								
Затвердив	Степанов Д.В.								
Інв.№ орг.						ТЕ-23 м, ВНТУ			

Інв. № оригін.	Підп. і дата	Взам. інв. №



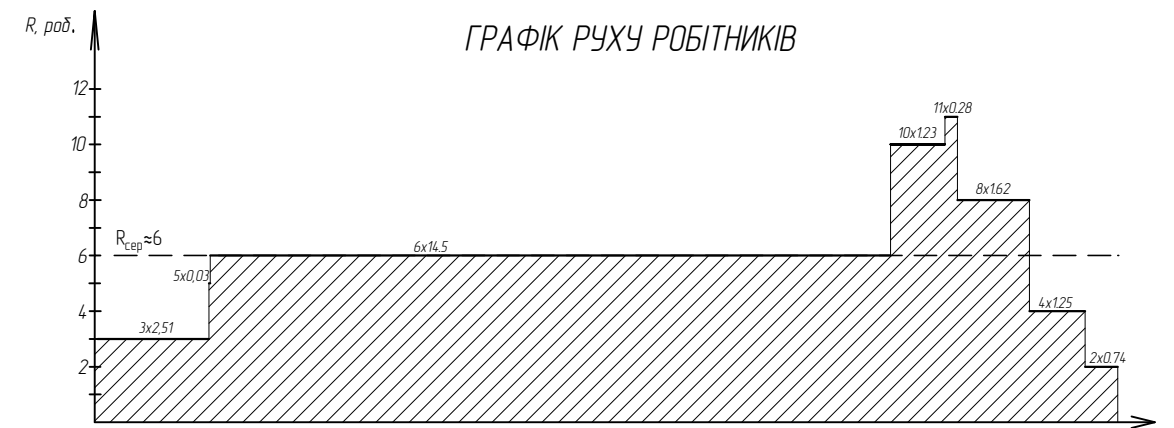
						08-15.МКР.001.04.00.000 Г5			
						Підвищення енергоекологічної ефективності ТОВ "Агрона Фрут"	Стадія	Маса	Масштаб
Зм.	Кільч.	Лист	№ док.	Підп.	Дата				
Виконав	Бондар Л.С.								
Перевірив	Бондар Л.А.								
Т. контр.									
Опонент	Кучеренко Л.В.					Схема монтажна аксонометрична	Аркцш	Аркцшів	1
Н. контр.	Бондар Л.А.								
Затв.	Степанов Д.В.								

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН МОНТАЖУ ОБЛАДНАННЯ З ВІДВЕДЕННЯ ТА ОЧИЩЕННЯ ТЕПЛОТИ ДИМОВИХ ГАЗІВ

[illegible]

ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ ГРАФІКУ РУХУ РОБІТНИКІВ

№ п/п	Позначення	Формула	Результат	Одиниця виміру
1	$Q_{\text{зог}}$	ΣQ_i	129,57	люд.-дні
2	$T_{\text{зог}}$		22,97	дні
3	R_{max}		11	люд.
4	$R_{\text{сер}}$	$Q_{\text{зог}}/T_{\text{зог}}$	5,64	люд.
5	$T_{\text{встан}}$		30	дні
6	$\pm_1$	$R_{\text{сер}}/R_{\text{max}}$	0,51	
7	$\pm_2$	$T_{\text{встан}}/T_{\text{зог}}$	1,31	

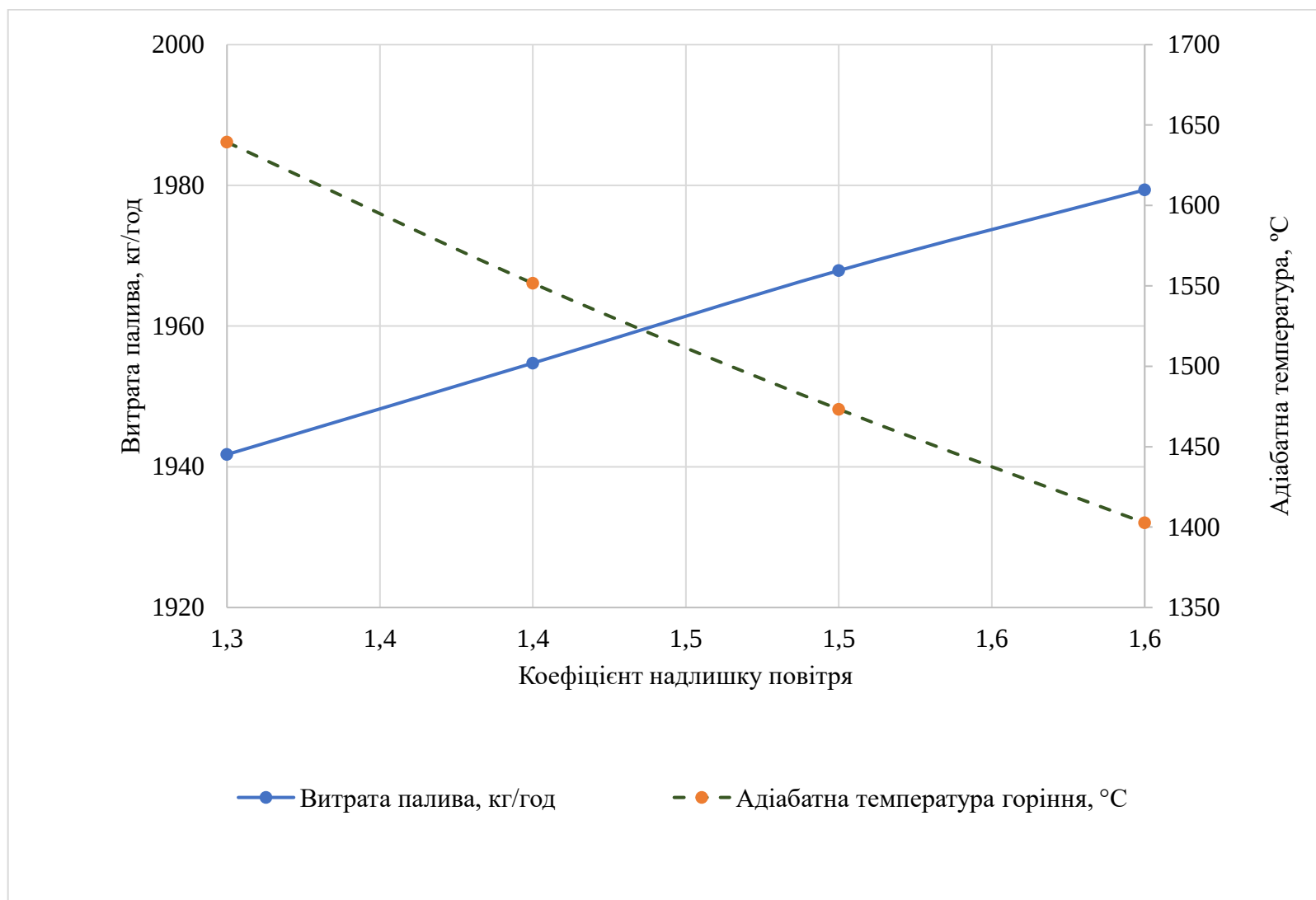


ГРАФІК РОБОТИ МАШИН І МЕХАНІЗМІВ

[illegible]

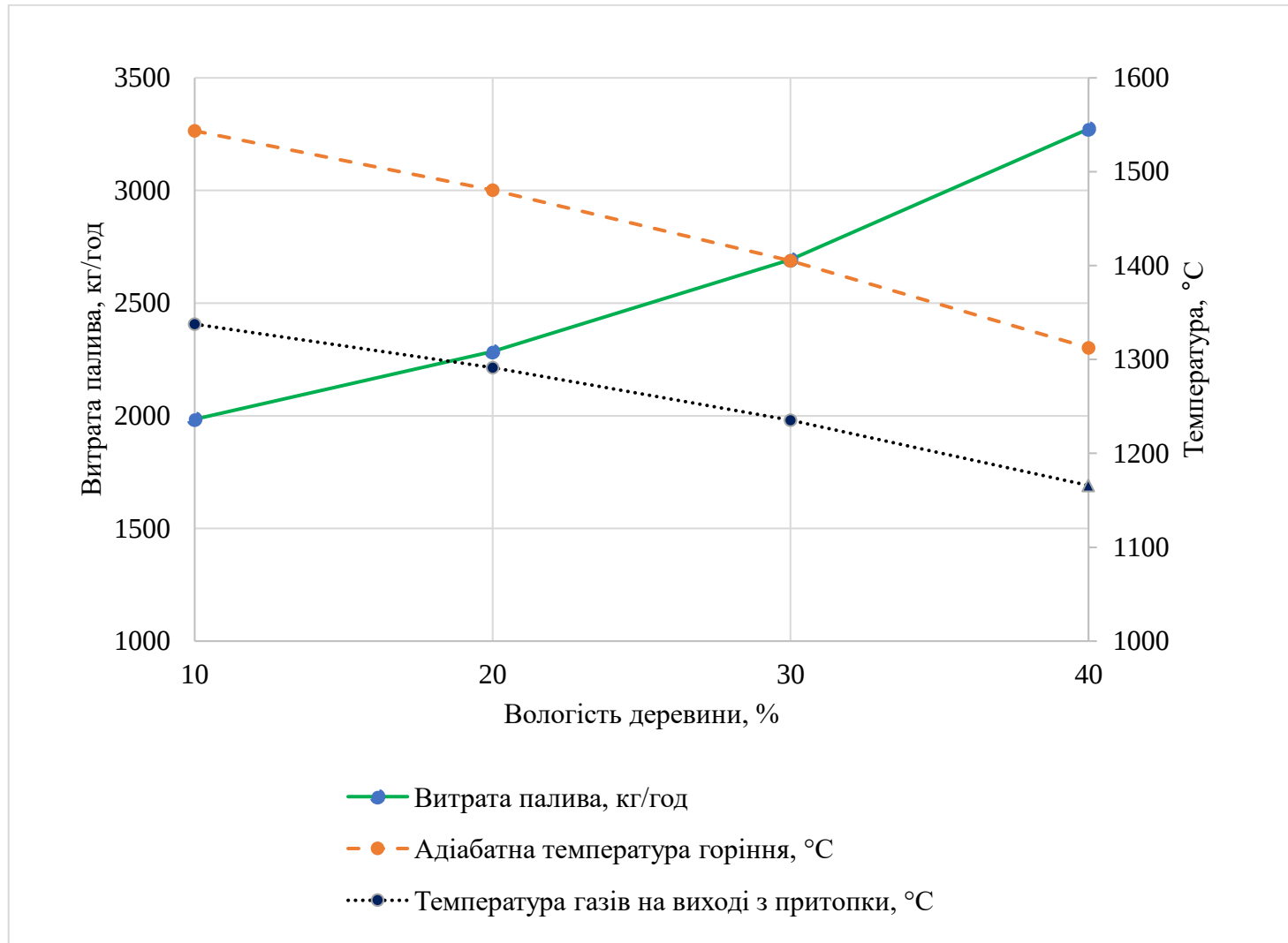
						08-15. МКР.001.05.00.000. АР м. Вінниця			
<i>Зм.</i>	<i>Кільк.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ док</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	<i>Підвищення енергоекологічної ефективності котельні товариства з обмеженою відповідальністю "Агрона Фрут"</i>	<i>Стадія</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Розробив</i>	<i>Бондар Д.С</i>								
<i>Перевірів</i>	<i>Боднар Л.А.</i>								
<i>Т. контр.</i>									
<i>Опонент</i>	<i>Кучеренко Л.В.</i>								
<i>Н. контр.</i>	<i>Боднар Л.А.</i>					Календарний план			
<i>Затвердив</i>	<i>Степанов Д.В.</i>								

Вплив коефіцієнта надлишку повітря на адіабатну температуру та витрату палива



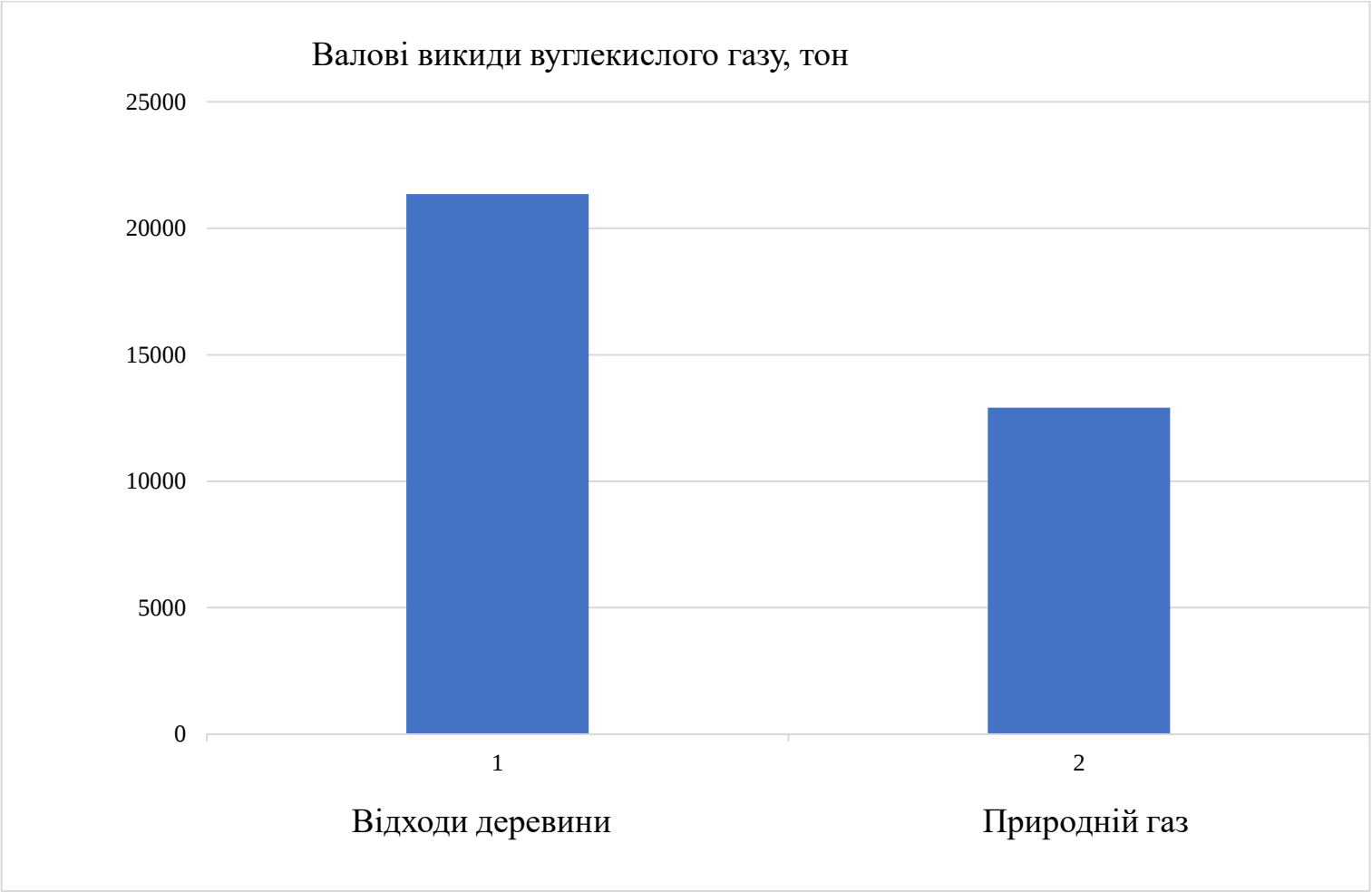
Вплив коефіцієнта надлишку повітря на адіабатну температуру та витрату палива

Вплив вологості деревини на витрату палива



Вплив вологості деревини на витрату палива

Валові викиди вуглекислого газу під час спалювання відходів деревини та природного газу



Валові викиди вуглекислого газу під час спалювання відходів деревини та природного газу