



УДК 621.182

OPTIMIZATION OF THERMAL PROCESSES IN MODERN LARGE-CAPACITY PRODUCTION AND HEATING COMPLEXES

ОПТИМІЗАЦІЯ ТЕПЛОТЕХНІЧНИХ ПРОЦЕСІВ У СУЧАСНИХ ВИРОБНИЧО-ОПАЛЮВАЛЬНИХ КОМПЛЕКСАХ ВЕЛИКОЇ ПОТУЖНОСТІ

Hlushchenko O. / Глущенко О.Л.

c.t.s., as.prof. / к.т.н., доц.

ORCID: 0000-0002-9230-9958

Mishcheryakov Y. / Міщеряков Ю.Ю.

master's degree / магістр

Dniprovsky State Technical University, Kamianske, Dneprostroievskaja 2, 51918

Дніпровський державний технічний університет, Кам'янське, Дніпробудівська 2, 51918

Анотація. У статті розглянуто актуальну проблему модернізації енергетичної галузі України, зумовлену вразливістю та низькою ефективністю застарілих централізованих систем теплопостачання. Основна увага приділена складності забезпечення енергією об'єктів зі змішаним навантаженням, які потребують одночасного постачання технологічної пари для промисловості та гарячої води для житлового сектору. Метою роботи є розробка проекту високоефективної виробничо-опалювальної котельні, що відповідає сучасним технічним та екологічним стандартам.

У ході дослідження проведено розрахунок теплової схеми котельні для чотирьох характерних температурних режимів, що дозволило обґрунтовано підібрати основне (котли E-50-1,4ГМ та KBГМ-23,26-150) і допоміжне обладнання. Виконано детальні аеродинамічні розрахунки газових трактів, на основі яких обрано енергоефективні тягодуттьові машини. Основним внеском авторів є обґрунтування схеми з розділенням генерації пари та гарячої води, що дозволяє досягти ККД на рівні 91–94%, знизити металоємність об'єкта та уникнути зайвих енерговитрат.

Ключові слова: виробничо-опалювальна котельня, тепла схема, оптимізація, енергоефективність, аеродинамічний розрахунок, теплове навантаження, паровий котел, водогрійний котел, хімоводоочистка, деаерація, тягодуттьове обладнання, модернізація, рентабельність

Вступ.

Сучасний стан енергетичної галузі України характеризується необхідністю докорінної трансформації підходів до теплопостачання. Особливої гостроти набуває проблема забезпечення тепловою енергією об'єктів зі змішаним навантаженням — виробничо-опалювальних комплексів, які повинні задовольняти як стабільні технологічні потреби промисловості (пара), так і динамічні сезонні потреби житлового сектору (опалення, ГВП). Проектування сучасної виробничо-опалювальної котельні є відповіддю на ці виклики, поєднуючи в собі вимоги до надійності, гнучкості та економічної ефективності.

Таким чином, розробка проекту сучасної котельні, яка здатна ефективно



працювати в режимах змішаного навантаження, забезпечуючи синергію промислового та комунального споживання, є критично важливим завданням. Це дозволяє не лише гарантувати стабільність технологічних процесів та комфорт населення, але й досягти прийнятних термінів окупності капітальних інвестицій.

Метою роботи є розробка проекту вискоелективної виробничо-опалювальної котельні встановленою потужністю 115 МВт, яка забезпечує надійне постачання пари на технологічні потреби та гарячої води для систем опалення і ГВП.

Реалізація цього проекту дозволить створити стійке джерело тепlopостачання, яке відповідає сучасним технічним нормам, екологічним стандартам та вимогам економічної доцільності в умовах нестабільного енергетичного ринку.

Постановка задачі. За останнє десятиліття в Європі та, зокрема, в Україні відбулося помітне зміщення фокусу в інфраструктурі тепlopостачання. Історично великі централізовані системи, успадковані Україною, виявилися вразливими, неефективними та такими, що потребують значної модернізації [1]. У відповідь на ці виклики, малі газові котельні набули значної актуальності як елемент децентралізації та підвищення енергетичної стійкості.

Однією з ключових переваг використання малої котельні для змішаного промислово-житлового навантаження є синергія попиту. Промислові підприємства зазвичай мають стабільну базову потребу в тепловій енергії (наприклад, для технологічних процесів, вентиляції), що дозволяє підтримувати високі річні години роботи обладнання. Житлові райони, навпаки, додають значні сезонні піки попиту (в опалювальний період).

Комбінація цих двох профілів навантаження забезпечує високу завантаженість котельні протягом року, що є критично важливим для фінансової моделі. Капітальні витрати на одиницю тепла швидко знижуються зі збільшенням коефіцієнта використання потужності [6].

У роботі пропонується розробка районної котельні для забезпечення споживачів тепловою енергією у вигляді пари та гарячої води.



Залежно від характеру теплових навантажень котельні установки прийнято розділяти на наступні типи:

- 1) виробничі котельні, призначені для постачання теплотою технологічних споживачів;
- 2) виробничо-опалювальні котельні, які забезпечують тепlopостачання технологічних споживачів, а також дають теплоту для опалення, вентиляції та гарячого водopостачання промислових, громадських і житлових будівель і споруд;
- 3) опалювальні котельні, що виробляють теплову енергію тільки для потреб опалення, вентиляції і гарячого водopостачання житлових, громадських, промислових будівель і споруд.

Котельня, що проектується, є виробничо-опалювальною, оскільки пара, яка виробляється в котельні, йде на технологічні потреби споживачів, а гаряча вода для опалення району.

Результати роботи. Вихідні дані для розрахунку теплової схеми представлені в таблиці 1 для трьох режимів: 1 - максимально зимовий режим; 2 - режим найбільш холодного місяця; 3 – літній режим. Результати розрахунку теплової схеми котельні представлені в таблиці 2 для другого режиму.

Таблиця 1 – Вихідні дані для розрахунку котельні

| Назва показника | Позначення | Режими | | |
|--|------------|----------|----------|----------|
| | | 1 | 2 | 3 |
| <i>I</i> | <i>2</i> | <i>3</i> | <i>4</i> | <i>5</i> |
| 1. Витрата пари на технологічні потреби, т/год. | D_m | 61 | | |
| 2. Розрахункова потужності на опалення та вентиляцію, МВт | Q_{ov} | 33 | 19,55 | 0 |
| 3. Розрахункова потужність на гаряче водopостачання, МВт | Q_{ce} | 9 | 9 | 6,3 |
| 4. Розрахункова температура зовнішнього повітря на опалення, °С | t_{po} | -20 | -20 | - |
| 5. Розрахункова температура зовнішнього повітря для вентиляції, °С | t_{pe} | -11 | -11 | - |
| 6. Температура повітря всередині приміщення, °С | $t_{вн}$ | 18 | 18 | - |



| Назва показника | Позначення | Режими | | |
|---|--------------|--------|-------|----|
| | | 1 | 2 | 3 |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| 7. Температура мережної води в прямому трубопроводі, °С | t_1 | 150 | 100,5 | 70 |
| 8. Температура мережної води у зворотному трубопроводі, °С | t_2 | 70 | 53,1 | 42 |
| 9. Температура гарячої води в місці розбору, °С | $t_{зв}$ | 55 | | |
| 10. Частка повернення конденсату від зовнішніх споживачів, % | β | 75 | | |
| 11. Ентальпія свіжої пари, кДж/кг (1,4 МПа) | $h'_{роу}$ | 2815 | | |
| 12. Ентальпія редукованої пари, кДж/кг (0,6 МПа) | $h''_{роу}$ | 2805 | | |
| 13. Температура сирі води, °С | $t_{св}$ | 5 | 5 | 15 |
| 14. Температура живильної води, °С | $t_{нев}$ | 104 | | |
| 15. Ентальпія живильної води, кДж/кг | $h_{нев}$ | 437 | | |
| 16. Безперервна продувка котлів, % | $P_{пр}$ | 3 | | |
| 17. Ентальпія котлової води, кДж/кг | $h_{кв}$ | 830 | | |
| 18. Ентальпія продувної води, що виходить із сепаратора безперервної продувки, кДж/кг | $h'_{раси}$ | 437 | | |
| 19. Ентальпія пари, що виходить із розширювача безперервної продувки, кДж/кг | $h''_{раси}$ | 2690 | | |
| 20. Температура води після хімоводоочистки, °С | $t'_{хов}$ | 30 | | |
| 21. Температура живильної води, °С | $t_{нод}$ | 70 | | |
| 22. Ентальпія живильної води, кДж/кг | $h_{нод}$ | 294 | | |
| 23. Температура конденсату, який повертається до споживача, °С | t_k | 80 | | |
| 24. Ентальпія конденсату, кДж/кг | h_k | 336 | | |
| 25. Температура продувної води, що скидається в дренаж, °С | $t_{пр}$ | 50 | | |
| 26. Ентальпія конденсату (при P=0,6 МПа), кДж/кг | $h^k_{роу}$ | 670 | | |
| 27. ККД підігрівача | η | 0,98 | | |
| 28. Витік води в тепломережі, % | $k_{ум}$ | 1,5 | | |
| 29. Ентальпія хімічноочищеної води після підігрівача живильної води | $h''_{осв}$ | 336 | | |
| 30. Ентальпія живильної води на виході з деаератора, кДж/кг | $h'_{осв}$ | 437 | | |



Таблиця 2 – Результати розрахунку теплової схеми котельні

| <i>Назва величини</i> | <i>Одиниці виміру</i> | <i>Результат розрахунку</i> |
|---|-----------------------|-----------------------------|
| <i>1</i> | <i>2</i> | <i>3</i> |
| 1. Температура мережної води на потреби опалення та вентиляції у лінії, що подає | °C | 100,5 |
| 2. Температура зворотної мережної води після системи опалення та вентиляції | °C | 53,1 |
| 3. Витрата води на гаряче водопостачання | кг/с | 43 |
| 4. Витрата мережної води на опалення та вентиляцію | кг/с | 98,52 |
| 5. Кількість живильної води, яка необхідна для покриття потреб гарячого водопостачання та витоків у тепловій мережі | кг/с | 45,12 |
| 6. Кількість теплоти, яка вноситься разом із водою, що йде на підживлення | МВт | 13,19 |
| 7. Теплове навантаження водопідігрівальної установки | МВт | 12,09 |
| 8. Витрата пари на деаератор живильної води | кг/с | 1,89 |
| 9. Витрата хімічноочищеної води на деаератор живильної води | кг/с | 43,24 |
| 10. Температура хімічноочищеної води після охолоджувача живильної води | °C | 65 |
| 11. Витрата пари на підігрівач хімічноочищеної води, що надходить у деаератор живильної води | кг/с | 1,302 |
| 12. Витрата сирої води на ХВО для підживлення теплової мережі | кг/с | 54,04 |
| 13. Витрата пари на підігрівач сирої води, що спрямовується на ХВО для підживлення теплової мережі | кг/с | 2,71 |
| 14. Сумарна витрата редукованої пари зовнішнім споживачам | кг/с | 5,9 |
| 15. Сумарна витрата свіжої пари зовнішнім споживачам | кг/с | 22,96 |
| 16. Витрата пари на власні потреби котельні | | 1,836 |
| 17. Паропродуктивність котельні за попередньою оцінкою з урахуванням втрат теплоти в циклі | кг/с | 25,56 |
| 18. Кількість води на виході з розширювача безперервної продукції | кг/с | 0,63 |



| <i>Назва величини</i> | <i>Одиниці виміру</i> | <i>Результат розрахунку</i> |
|--|-----------------------|-----------------------------|
| <i>1</i> | <i>2</i> | <i>3</i> |
| 19. Втрати конденсату зовнішніми виробничими споживачами | кг/с | 4,24 |
| 20. Втрати конденсату у циклі котельні | кг/с | 0,767 |
| 21. Витрата хімічноочищеної води, що надходить у деаератор живильної води | кг/с | 6,89 |
| 22. Витрата сирі води, що надходить на хімоводоочищення | кг/с | 8,61 |
| 23. Температура сирі води після охолоджувача безперервної продувки | °С | 8,9 |
| 24. Витрата пари на підігрівач сирі води, що надходить на хімоводоочищення | кг/с | 0,36 |
| 25. Витрата пари на підігрівач хімічно очищеної води, встановлений перед деаератором живильної води | кг/с | 0,72 |
| 26. Кількість конденсату, який повертається зовнішніми виробничими споживачами | кг/с | 11,86 |
| 27. Сумарна кількість води і пари, що надходить в деаератор живильної води, без урахування пари, що гріє | кг/с | 19,94 |
| 28. Середня температура води в деаераторі без урахування пари, що гріє | °С | 88,05 |
| 29. Витрата пари, що гріє, на деаератор живильної води | кг/с | 0,58 |
| 30. Витрата редукованої пари на власні потреби котельні | кг/с | 1,63 |
| 31. Витрата свіжої пари на власні потреби котельні | кг/с | 1,66 |
| 32. Дійсна паропроductивність котельні | кг/с | 25,38 |
| 33. Сумарна витрата редукованої пари | кг/с | 7,53 |

В результаті розрахунку до установки приймаються три однотипні парові котлоагрегати (один у резерві) Е-50-1,4ГМ паропроductивністю по 50 т/год (13,9 кг/с) кожен з номінальними параметрами пари: надлишковий тиск 1,4 МПа, температурою пари 225 °С. Також для покриття навантажень опалення, вентиляції та ГВП встановлені два водогрійні котлоагрегати КВГМ-23,26-150 номінальною теплопроductивністю 23,26 МВт.

В роботі були також проведені детальні аеродинамічні розрахунки газових трактів котельних агрегатів КВГМ-23,26-150 і Е-50-1,4ГМ, що дозволило



підібрати енергоефективне тягодуттьове обладнання (димососи ДН-17, вентилятори ВДН-15) та сучасне насосне господарство, яке буде забезпечувати стабільну роботу котельні.

Висновки.

1. Аналіз переходу ринку від субсидованої моделі до ринкових цін на природний газ доводить, що використання конденсаційних технологій (ККД до 95%) та систем глибокої утилізації тепла є не опцією, а фінансовою необхідністю для проєкту потужністю 115 МВт. Розрахункові терміни окупності преміального обладнання (2–5 років) підтверджують, що економія палива на рівні 8–12% є єдиним дієвим механізмом страхування від коливання цін на енергоносії та забезпечення рентабельності виробництва теплової енергії.

2. Встановлено, що для проєктованої потужності оптимальною є схема з розділенням генерації: парові котли Е-50-1,4ГМ покривають технологічні потреби у перегрійній парі (250 °С), тоді як водогрійні котли КВ-ГМ забезпечують прямий нагрів мережевої води. Такий підхід дозволяє уникнути енерговитратних схем із проміжними пароводяними теплообмінниками для опалення, спрощує водопідготовку та знижує металоємність котельні.

3. Аналіз технічних характеристик обраних котлоагрегатів підтверджує можливість досягнення ККД у діапазоні 91–94% завдяки використанню газощільних екранованих топок та розвинених конвективних поверхонь нагріву. Застосування природної циркуляції у парових котлах та багатоходової схеми руху води у водогрійних агрегатах гарантує ефективний теплообмін та захист від локальних перегрівів металу при спалюванні як газу, так і резервного мазуту.

4. Визначено критичні умови експлуатації, зокрема необхідність підтримання температури зворотної води не нижче 70–110°C (залежно від виду палива) для запобігання низькотемпературній сірчаноокислотній корозії хвостових поверхонь. Розрахункова адаптація обладнання до п'яти характерних температурних режимів забезпечує стабільність роботи системи як при мінімальних літніх навантаженнях, так і під час пікових навантажень «максимально-зимового» періоду.



Література.

1. Ukrainian Communities Gained European Insights for Heating System Development [Електронний ресурс] / Ecoclub Rivne. — Режим доступу: https://ecoclubrivne.org/en/dhtour_ger/.

2. The curious case of district heating cost stability [Електронний ресурс] // Danfoss. — Режим доступу: <https://assets.danfoss.com/documents/latest/369129/AC461732956545en-000102.pdf>.

Abstract. *The article addresses the critical issue of modernizing Ukraine's energy sector, necessitated by the vulnerability and low efficiency of outdated centralized district heating systems. The primary focus is placed on the complexity of energy supply for mixed-load facilities that require the simultaneous delivery of process steam for industrial use and hot water for the residential sector. The aim of this study is to develop a design for a high-efficiency industrial-heating boiler plant that meets modern technical and environmental standards.*

During the research, the boiler plant's thermal scheme was calculated across four characteristic temperature regimes, enabling a well-founded selection of main equipment (E-50-1.4GM and KVGM-23.26-150 boilers) and auxiliary systems. Detailed aerodynamic calculations of the gas ducts were performed, serving as the basis for selecting energy-efficient draft and blast equipment. The authors' primary contribution lies in the justification of a configuration that separates steam and hot water generation. This approach achieves efficiency levels of 91–94%, reduces the facility's material intensity (metal consumption), and eliminates unnecessary energy losses.

Keywords: *industrial-heating boiler plant, thermal scheme, optimization, energy efficiency, aerodynamic calculation, thermal load, steam boiler, hot water boiler, chemical water treatment, deaeration, draft equipment, modernization, profitability.*

Стаття відправлена: 19.12.2025р.

© Глущенко О.Л.