

УДК 536.7

Андрій Русанов¹, д-р техн. наук, професор, <https://orcid.org/0000-0003-1345-7010>
Андрій Костіков^{1*}, д-р техн. наук, професор, <https://orcid.org/0000-0001-6076-1942>
Валерій Федорейко², д-р техн. наук, професор, <https://orcid.org/0000-0001-5822-3002>
Даріуш Кардаш³, д-р техн. наук, професор, <https://orcid.org/0000-0001-6995-1857>
Вікторія Тарасова¹, д-р техн. наук, ст. досл., <https://orcid.org/0000-0003-3252-7619>
Микола Ганжа¹, <https://orcid.org/0000-0003-3625-6131>
Михайло Кузнецов¹, канд. техн. наук, <https://orcid.org/0000-0002-5180-8830>

¹Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України, вул. Пожарського, 2/10, м. Харків, 61046, Україна;

²Тернопільський Національний педагогічний університет ім. В. Гнатюка, вул. Кривоноса, 2, м. Тернопіль, 46000, Україна;

³Інститут проточних машин ім. Р. Шевальського Польської академії наук, вул. Фішера, 14, м. Гданськ, 80-231, Польща

*Автор-кореспондент: kostikov@ipmach.kharkov.ua

ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ТА ЕКОНОМІЧНОСТІ КОГЕНЕРАЦІЙНОЇ ЕНЕРГОУСТАНОВКИ З ПОВІТРЯНОЮ ТУРБІНОЮ

Анотація. Використання як палива відновлюваних паливно-енергетичних ресурсів (ПЕР) дозволяє зменшити вартість одиниці виробленої електричної та теплової енергії, зменшити навантаження на основну енергосистему держави, покращити в цілому екологічний вплив на довкілля. Завдяки використанню піролізного передтопку, як первинне паливо можна використовувати: відходи деревини, пелети, шелуху соняшника, гречки тощо, а застосування повітряної турбіни дозволяє уникнути забруднення її робочої поверхні. Метою роботи є підвищення енергоефективності та економічності когенераційної енергоустановки з повітряною турбіною, яка включає наступні основні елементи: бункер палива, піролізний передтопок, топкову камеру-змішувач, нагрівач повітря, компресор, повітряну турбіну, електрогенератор, водонагрівач, димовсмоктувач та димову трубу. Для досягнення означеної мети розглянуто та проаналізовано за енергетичними та економічними показниками три варіанти схеми когенераційної установки з повітряною турбіною електричною потужністю 300 кВт та з різним підключенням водонагрівача та без нього. Термодинамічний аналіз схемних рішень когенераційної установки та порівняння їх за капітальними витратами на створення установки показав, що за практично однакової вартості основних елементів, в порівнянні зі схемою, де вода нагрівається повітрям після турбіни, та схемою, де водонагрівач відсутній, схема когенераційної установки з нагрівом води топковим газом має найбільший повний коефіцієнт ефективності. Цю схему обрано як раціональну. Внаслідок заміщення вихідного палива теплотою вихлопу повітряної турбіни повний коефіцієнт ефективності когенераційної установки за цією схемою становить 73,9 %, а електричний ККД – 36,2 %, що відповідає рівню газотурбінної установки за циклом Брайтона з регенерацією теплоти робочого тіла, за помірного значення ступеня стиснення повітря в компресорі $\pi_k = 3$. Останнє зумовлює невисоку питому капітальну вартість основного обладнання когенераційної установки – 134,6 \$/кВт (без урахування рівня інфляції).

Ключові слова: піролізний передтопок, повітряна турбіна, термодинамічний аналіз, капітальні витрати, повний коефіцієнт ефективності, електричний ККД.

1. Вступ

Одним з прогресивних рішень енергетичних проблем, що наразі гостро постають в Україні, є будівництво малих теплоелектростанцій (міні-ТЕЦ) з когенераційними установками – економічно ефективними та екологічно безпечними. Міні-ТЕЦ з глибоким діапазоном регулювання від 0 % до 100 % електричного навантаження є особливо актуальними для споживачів з циклічними, нерівномірними навантаженнями протягом доби. У країнах Європи урядами всіляко заохочується будівництво енергоцентрів на базі міні-ТЕЦ і приєднання їх до розподільних мереж. Враховуючи це, в Україні у 2005 році був прийнятий Закон України [1] про комбіноване виробництво теплової та електричної енергії (когенерацію) та використання скидного енергопотенціалу. Таке виробництво з використанням єдиного первинного джерела енергії дозволяє підвищити повний коефіцієнт ефективності з 30–40 %, як у ТЕС великої потужності, до 85–90 %.

Крім того, надмірна централізація джерел теплової та електричної енергії призводить до значних втрат при її транспортуванні до споживачів. Так, по даним Міністерства енергетики, норматив втрат електроенергії на її передачу і поставку складає біля 12,8 %. Рівень втрат теплової енергії в теплових мережах не повинен перевищувати нормативного значення 13 %. Однак за рахунок зношення теплової ізоляції в окремих випадках вони можуть досягати 30–50 %.

У зв'язку з цим використання розміщених біля споживачів децентралізованих джерел енергії малої потужності, що працюють за способом комбінованого виробництва, є актуальним, особливо у воєнний час. Це дозволить використовувати місцеві відновлювані паливно-енергетичні ресурси (деревина, відходи сільгоспвиробництва, біогази звалищ, торф, горючі сланці, солома, відходи деревообробних підприємств) та не залежати від традиційних паливних ресурсів.

Незважаючи на те, що сьогодні на ринку представлено досить великий спектр енергогенеруючого обладнання, в той же час має місце обмежений вибір так званих малих когенераційних установок (потужністю 20–300 кВт), що працюють на різних видах палива з високим електричним і сумарним ККД. Створення таких установок відповідає світовим тенденціям розвитку «розподіленої енергетики» і положенням нової Енергетичної стратегії України на період до 2035 року, де передбачено значне підвищення використання відновлюваних паливних ресурсів.

Зараз багато світових компаній виробляють малі когенераційні установки потужністю від декількох сотень кВт і нижче. З кінця 90-х років почалося серійне виробництво мікро-ГТУ такими фірмами як: Capstone Turbine Corporation (CPST), Toyota Turbine And Systems Inc., Calnetix Technologies, Bowman Power Group, Wilson Turbo Power Inc., Turbec R & DAB, Nissan Motors Co., UTC Power та ін. [2]. Виробники пропонують свої оригінальні варіанти технічних рішень для стаціонарних і мобільних когенераційних установок. Аналіз мікро-ГТУ, що серійно випускаються, показав, що вони відрізняються за конструкцією, режимними характеристиками, потужністю та видами використовуваного палива. Найбільші успіхи в плані енергоефективності досягнуті для установок на базі двигунів внутрішнього згоряння [3]. Електричний ККД цих установок може досягати 40–45 %. Однак вони вимагають використання дорогого рідкого або газоподібного палива. До числа недоліків таких систем можна віднести неуніверсальність за видом палива, тобто неможливість одночасного використання різних палив. Для установок, які розроблено на базі газотурбінного устаткування, електричний ККД є трохи нижчим (35–37 %), але вони також вимагають використання дорогого природного газу. Створювані малі когенераційні установки, що працюють на різних видах біопалива, по своїй енергоефективності знаходяться ще на значно нижчому рівні. Для біогазових установок на основі газотурбінного устаткування ККД становить 21–27 % [3].

В цілому можна констатувати, що наразі існує гостра потреба в малих когенераційних установках, що працюють на різних видах палива, в тому числі відновлюваних (деревина, листя, відходи деревного і сільськогосподарського виробництва, тверді побутові відходи тощо, які при цьому б мали досить високий ККД установки [4, 5]. Практична значимість створення таких систем для України безперечна. У напруженій економічній ситуації і ситуації військового конфлікту малі когенераційні установки здатні забезпечити теплом і електричною енергією військові підрозділи,

розквартировані на прилеглий до зони конфлікту території. Потенційними споживачами виробленої енергії є підприємства у віддалених від ТЕЦ і ТЕС населених пунктах, куди підвести тепло та електромережі від великих енергооб'єктів важко, а транспортні витрати з доставки палива дуже великі.

2. Аналіз схем когенераційних установок, що представлено в літературних джерелах

Використання як палива відновлюваних паливно-енергетичних ресурсів (ПЕР) дозволяє зменшити вартість одиниці виробленої електричної та теплової енергії, зменшити навантаження на основну енергосистему держави, покращити в цілому екологічний вплив на довкілля. Крім цього, з'являється можливість скоротити площі, які займають звалища, відстійники великих господарств по вирощуванню великої рогатої худоби, свиноферм та птахофабрик.

Серед наявних схем когенераційних установок можна виділити установки, які працюють на відновлюваних джерелах енергії. До них можна віднести когенераційні установки на базі двигунів внутрішнього згорання, такі як газопоршневі дизельні двигуни і двигуни з іскровим запаленням різної потужності, в яких як паливо використовуються біогази метантенків, очисних споруд, бродіння відходів сільськогосподарських виробництв, гази звалищ твердих побутових відходів. Наразі такі установки знаходять широке впровадження [6–8].

Основними проблемами отримання і використання біогазу є інтенсифікація виробництва, очистка і кондиціонування для роботи в якості моторного палива.

В роботах [8, 9] розглянуті питання використання когенераційних установок на базі двигунів внутрішнього згорання в муніципальній енергетиці, де підкреслюється перспективність твердопаливних і біогазових технологій.

На відміну від когенераційних установок на базі двигунів внутрішнього згорання у когенераційних установках на базі газових турбін [10] існують підвищені вимоги до якості палива. Враховуючи те, що біогаз, а також газ піролізних теплогенераторів, має різні включення, що при прямому використанні може призвести до відкладення на елементах робочої частини турбіни смол, дьогтю, масел і твердих включень.

Тверді включення в складі робочого тіла призводять до зносу поверхонь лопаток, що може викликати розбалансування роторів і, як наслідок, знижує ефективність і ресурс роботи установки.

Підготовка такого палива для прямого згорання в камерах ГТУ (очищення, стабілізація складу, сушка, компресія) є енергозатратною і не може гарантовано забезпечити стабільність показників палива, особливо в перехідних режимах роботи установки. Враховуючи це, пряме використання як робочого тіла продуктів згорання газів з відновлюваних джерел є проблематичним.

В роботах [4], [11–13] розглянуті питання створення енергетичних комплексів, де як робоче тіло використовується повітря. Так, в роботі [4] повітря після стискання в компресорі підігрівається в рекуперативному теплообміннику і направляється в турбіну. Потенціал чистого гарячого повітря з вихлопу турбіни використовується при згоранні палива, підігріві повітря після компресора і нагріві води в теплоутилізаторі. Джерелами палива для такої установки можуть виступати деревні відходи, біогаз, генераторний газ, отриманий в результаті піролізу і газифікації деревних і твердих побутових відходів.

В останні роки в усьому світі енергетичне використання деревної біомаси і, зокрема, деревних відходів, розглядається як бажана альтернатива традиційним видам палива. Це пов'язано з тим, що деревні відходи є CO₂-нейтральними, мають низький вміст сірки і належать до поновлюваних джерел енергії. Все це призвело до того, що технології отримання енергії з деревних відходів в останні роки розвиваються і удосконалюються. Основними технологіями при використанні даного виду палива є: спалювання, газифікація та швидкий піроліз [14, 15].

Оцінки автора роботи [14] показали, що використання деревних відходів в теплогенераторі піролізного типу в порівнянні з природним газом, який спалюється в теплогенераторах іншого типу, дозволяє суттєво скоротити експлуатаційні витрати. Наразі широко впроваджуються парогенератори з

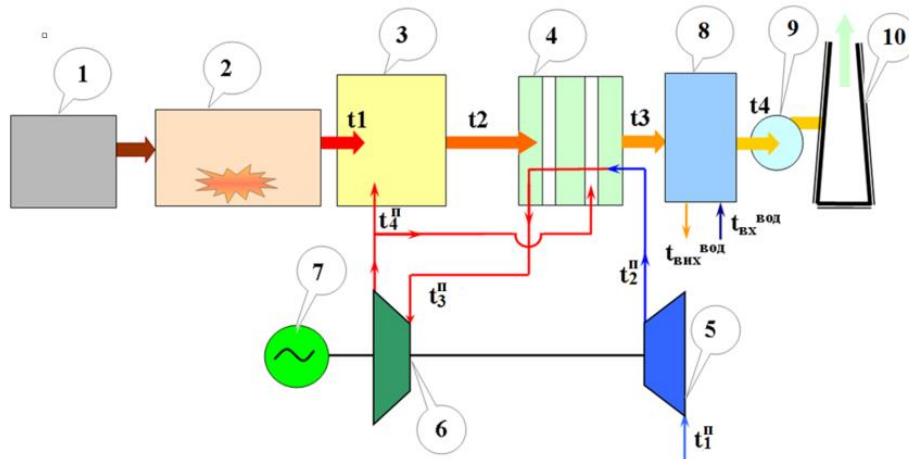
передтопками піролізного типу [16], але замало робіт, присвячених установкам щодо комбінованого виробництва теплової та електричної енергії.

Таким чином, створення когенераційних установок з використанням технології швидкого піролізу є актуальним питанням та перспективним напрямком дослідження.

3. Принцип роботи когенераційної енергоустановки з повітряною турбіною з використанням технології швидкого піролізу

Для створення когенераційної енергоустановки з повітряною турбіною з використанням технології швидкого піролізу було розглянуто різні схемні рішення комбінації основних її елементів. Варіанти блок-схем когенераційної установки наведені на рис. 1–3. Установка працює за циклом, подібним до регенеративного циклу Брайтона, що дозволяє підвищити її ефективність у порівнянні з простим циклом без регенерації теплоти робочого тіла [17].

Схемні рішення 1–3 (рис. 1–3) установки з повітряною турбіною відрізняються тільки підключенням водонагрівача 8 (рис. 2) або його відсутністю (рис. 3). Крім того, у варіантах 1 та 2 когенераційної установки виробляється електрична та теплова енергія, а в енергетичній установці (варіант 3) – тільки електрична енергія.



1 – бункер палива ($V=5 \text{ м}^3$); 2 – піролізний передтопок ($4,7 \times 2,3 \times 2,6 \text{ м}$); 3 – топкова камера-змішувач ($3,0 \times 2,3 \times 3,5 \text{ м}$); 4 – нагрівач повітря ($3,0 \times 2,3 \times 3,5 \text{ м}$, $F=500 \text{ м}^2$); 5 – компресор (К); 6 – повітряна турбіна; 7 – електрогенератор; 8 – конвективний водонагрівач ($2,0 \times 2,3 \times 3,5 \text{ м}$); 9 – димовсмоктувач; 10 – димова труба ($H=30 \text{ м}$, $d=0,6 \text{ м}$)

Рисунок 1. Блок-схема когенераційної установки (варіант схеми 1)

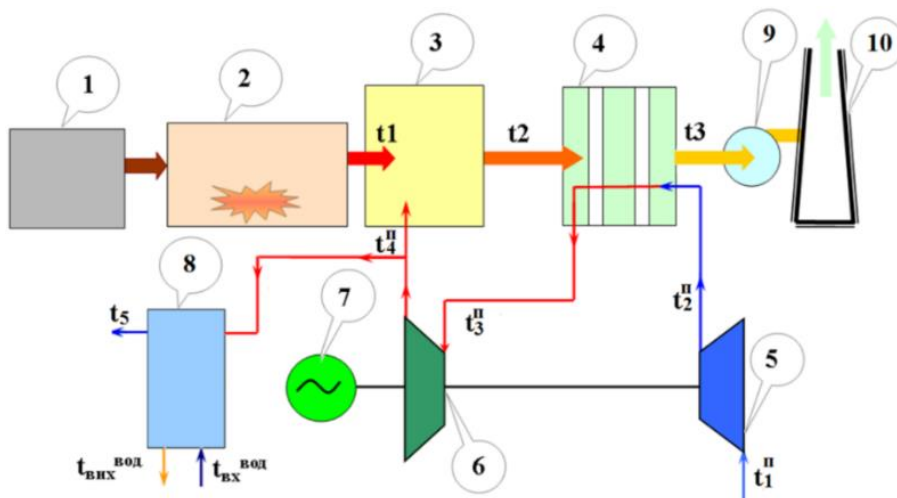


Рисунок 2. Блок-схема когенераційної установки (варіант схеми 2)

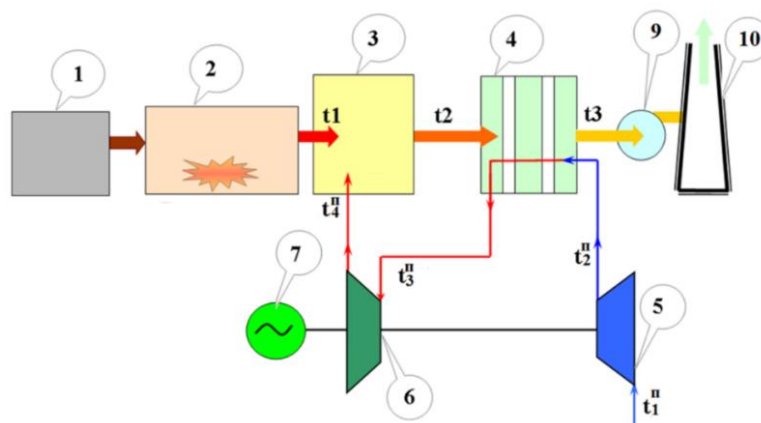
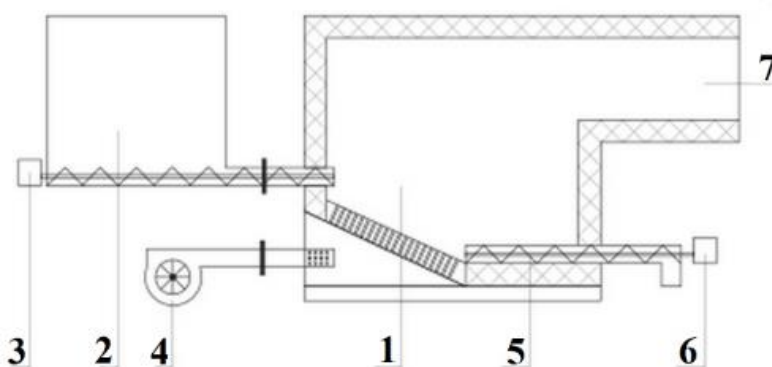


Рисунок 3. Блок-схема енергетичної установки (варіант схеми 3)

Призначення елементів 1–3 установки – нагрів робочого тіла (повітря) в схемі газотурбінного двигуна із зовнішнім підводом теплової енергії.

Для отримання горючих газів, що будуть використані для підігріву повітря, яке направляється в газову турбіну, можуть використовувати піролізні газогенератори 2 різного типу. В Україні широко досліджуються установки піролізного типу для отримання горючого газу, який використовується для нагріву теплоносія в системах опалення [4], [14]. На рис. 4 наведено технологічну схему автономного передтопоку піролізного типу, що випускається Монастирищенським машинобудівним заводом [16]. Як первинне паливо, яке подається з бункера-накопичувача 1 в камеру піролізу, може використовуватись тверде паливо: відходи деревини, пелети, шелуха соняшника, гречки і т.п. Згідно з технічною характеристикою теплова потужність на виході з теплогенератора складає 0,7–1,8 МВт [16].



1 – камера згоряння; 2 – бункер; 3 – моторедуктор і шнек; 4 – вентилятор;
5 – шнек; 6 – моторедуктор; 7 – камера допалювання СО газів

Рисунок 4. Технологічна схема передтопка [13]

Залежно від типу і якості твердого палива, температура згоряння генераторного газу на виході t_1 може сягати 1200–1600 °С, що при низьких коефіцієнтах тепловіддачі газоподібних теплоносіїв може призвести в наших умовах до перевищення допустимих температур металевих жаростійких поверхонь теплообміну і виходу їх із ладу. У зв'язку з цим в схему включена топкова камера-змішувач 3, де продукти горіння газу змішуються з частиною гарячого чистого повітря після вихлопу турбіни, знижуючись до необхідного рівня, тобто безпечного для подачі його в теплообмінник 4. Крім цього, маючи велику теплову інерцію, камера вирівнює можливі коливання потужності теплогенератора (паливо може мати несталий склад і витрату), що забезпечує стабільність роботи теплообмінника і турбіни. Теплообмінник 4 призначений для нагріву стисненого чистого повітря після компресора до рівня близько 600–800 °С на вході в турбіну.

Теплообмінник 4 є основним елементом когенераційної системи. Підігрів повітря в теплообміннику відбувається через поверхні теплообміну, які можуть бути виконані у вигляді оребрених труб, каналів різної форми і геометрії з інтенсифікацією тепловіддачі.

Конструктивно теплообмінник komponується з декількох секцій з можливістю глибокого використання потенціалу продуктів згоряння і подачі в тракт підігріву надлишку гарячого повітря (що не використовується в камері змішування) після виходу з турбіни.

Для використання теплоти відхідних газів за підігрівачем повітря встановлено водонагрівач 8, що дає можливість отримати гарячу воду для різних господарчих потреб. Продукти згоряння на виході з водонагрівача з температурою біля 120 °С за допомогою димовсмоктувача 9 прямують в димову трубу 10.

З метою зниження шкідливих викидів в атмосферу необхідно встановити на виході фільтр. Зменшення витрат електричної енергії на власні потреби можливо досягти за рахунок підсилення природної тяги в тракту виходу димових газів, що дозволить відмовитись від установки димовсмоктувача.

4. Термодинамічний аналіз схемних рішень когенераційної установки з повітряною турбіною та порівняння їх за капітальними витратами на створення установки

У роботі [17] було проведено детальний термодинамічний аналіз ідеального та дійсного регенеративних циклів з визначенням оптимальних енергетичних параметрів когенераційної регенеративної установки з повітряною турбіною. При проектуванні установки необхідно враховувати не тільки енергетичні [18], а й економічні показники, тобто капітальні витрати на створення установки [19].

Розглянемо термодинамічну модель когенераційної установки у трьох варіантах схем (рис. 1–3), яка є складовою загальної термoeкономічної моделі та необхідна для визначення параметрів робочої речовини в основних вузлах схеми. Для проведення аналізу капітальної вартості основних елементів когенераційної установки наведені залежності знаходяться за рекомендаціями роботи [19] (без врахування інфляції). Нижче великою літерою T буде позначено температуру в К, а маленькою t – температуру в °С.

1. Компресор 5 (див. рис. 1–3).

Температура повітря після стиснення у компресорі дорівнює

$$T_2^n = T_1^n \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_k} \left[(\pi_k)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \right\},$$

де η_k – адіабатний ККД компресора; π_k – ступінь стиснення повітря в компресорі; k – показник адіабати.

Тиск та температура повітря на вході у компресор дорівнюють

$$P_1^n = P_0; T_1^n = T_0,$$

де T_0, P_0 – температура та тиск навколишнього середовища ($T_0 = 298,15$ К; $P_0 = 1,013$ бар).

Потужність приводу компресора визначається як

$$W_k = m_n c_{pn} (T_2^n - T_1^n) \frac{1}{\eta_{пк}},$$

де $m_n c_{pn}$ – масова витрата повітря у компресорі; c_{pn} – питома ізобарна теплоємність повітря, при цьому враховується, що вона залежить від температури повітря; $\eta_{пк}$ – механічний ККД приводу компресора.

Капітальна вартість компресора у доларах дорівнює

$$Z_k = \left(\frac{44,7 \cdot m_n}{0,95 - \eta_k} \right) (\pi_k) \ln(\pi_k).$$

2. Нагрівач повітря 4 (див. рис. 1–3).

Функціональним призначенням повітряного підігрівача є підвищення температури повітря перед повітряною турбіною. Рівняння теплового балансу для повітряного підігрівача записується як

$$m_n c_{pn} (T_3^n - T_2^n) = m_r c_{pr} (T_2 - T_3), \quad (1)$$

де m_r – масова витрата топкових газів; c_{pr} – питома теплоємність топкового газу.

Тиск повітря на виході з підігрівача (на вході у камеру згорання) знаходиться як

$$P_3^{\text{п}} = P_2^{\text{п}}(1 - \Delta P_{\text{нп}}^{\text{п}}),$$

де $\Delta P_{\text{нп}}^{\text{п}}$ – узагальнений коефіцієнт втрат тиску потоку повітря та топкових газів у підігрівачеві, відповідно ($\Delta P_{\text{нп}}^{\text{п}} = 0,05$).

Теплотехнічний ККД нагрівача повітря –

$$\eta_{\text{нп}} = \frac{T_2 - T_3}{T_2 - T_2^{\text{п}}}.$$

Капітальна вартість повітряного підігрівача –

$$Z_{\text{нп}} = 4122 \left(\frac{c_{\text{пр}} \cdot m_{\text{г}} (T_2 - T_3)}{18 \cdot \Delta T_{\text{нп}}} \right)^{0,6},$$

де $\Delta T_{\text{нп}}$ – середньологарифмічна різниця температури.

3. Повітряна турбіна 6 (див. рис. 1–3).

Температура робочої речовини (повітря) на виході з газової турбіни дорівнює

$$T_4^{\text{п}} = T_3^{\text{п}} \left\{ 1 - \eta_{\text{турб}} \left[1 - \left(\frac{P_3^{\text{п}}}{P_4^{\text{п}}} \right)^{\frac{1-k}{k}} \right] \right\},$$

де $\eta_{\text{турб}}$ – адиабатний ККД турбіни.

Потужність турбіни визначається за рівнянням

$$W_{\text{турб}} = m_{\text{в}} c_{\text{рв}} (T_3^{\text{п}} - T_4^{\text{п}}) \eta_{\text{мт}},$$

де $\eta_{\text{мт}}$ – механічний ККД турбіни.

Капітальна вартість повітряної турбіни –

$$Z_{\text{турб}} = \left(\frac{301,45 \cdot m_{\text{п}}}{0,95 - \eta_{\text{турб}}} \right) \left(\frac{P_3^{\text{п}}}{P_4^{\text{п}}} \right) \cdot \left[1 + e^{(0,025T_3^{\text{п}} - 1570)} \right].$$

4. Передтопок 2, топкова камера-змішувач 3 (див. рис. 1–3).

Витрата топкового газу розраховується як

$$m_{\text{г}} = m_{\text{п}} + m_{\text{ф}},$$

де $m_{\text{ф}}$ – масова витрата палива для всієї системи.

Рівняння теплового балансу передтопку, топкової камери-змішувача –

$$m_{\text{п}} i_4^{\text{п}} + Q_{\text{т}} = m_{\text{г}} i_2,$$

де i – ентальпія робочої речовини.

Теплопродуктивність визначається за формулою

$$Q_{\text{т}} = m_{\text{ф}} Q_L \eta_{\text{т}},$$

де Q_L – нижча теплота згорання палива. У розрахунках прийнято $Q_L = 12$ МДж/кг, згідно з даними роботи [20], де нижча теплота згорання піролізного газу складає від 11 до 17 МДж/кг в залежності від низькокалорійного палива; $\eta_{\text{т}}$ – ККД передтопку.

Капітальна вартість передтопку та топкової камери-змішувача –

$$Z_{\text{т}} = \frac{46,08 \cdot m_{\text{г}}}{(0,995 - \eta_{\text{т}})} \cdot (e^{(0,18T_2 - 26,4)}).$$

5. Водонагрівач конвективний 8 (див. рис. 1, 2).

Водонагрівач є важливим елементом когенераційної семи, що виробляє другий продукт установки та використовує теплоту від надлишкового потоку гарячого повітря для нагріву води, яка йде на гаряче водопостачання.

Рівняння теплового балансу теплообмінника для схеми 1 записується у наступному вигляді:

$$m_{\text{п}} c_{\text{рп}} (T_3 - T_4) = m_{\text{вод}} c_{\text{рвод}} (t_{\text{вих}}^{\text{вод}} - t_{\text{вх}}^{\text{вод}}),$$

де $m_{\text{вод}}$ – масова витрата води у теплообміннику; $c_{\text{рвод}}$ – питома теплоємність води.

Теплотехнічний ККД водонагрівача у схемі 1 (див. рис. 1) визначається як

$$\eta_{\text{вн}} = \frac{t_{\text{вих}}^{\text{вод}} - t_{\text{вх}}^{\text{вод}}}{t_3 - t_{\text{вх}}^{\text{вод}}}.$$

Рівняння теплового балансу теплообмінника для схеми 2 записується як

$$m_{п1} c_{pп} (T_4^п - T_5^п) = m_{вод} c_{pвод} (t_{вих}^{вод} - t_{вх}^{вод}),$$

де $m_{п1}$ – масова витрата повітря, яка відбирається після турбіни.

При цьому у варіанті 2 $m_{п}$ розраховується таким чином, щоб

$$t_3 = (t_2^п + \Delta t), \quad (2)$$

де $\Delta t = 20$ °С, а температура повітря $t_2^п$ приймається на 5 °С вищою за значенням, ніж $t_{вх}^{вод}$.

Теплотехнічний ККД водонагрівача визначається як

$$\eta_{Вн} = \frac{t_{вих}^{вод} - t_{вх}^{вод}}{t_4^п - t_{вх}^{вод}}.$$

Вартість водонагрівача дорівнює

$$Z_{Вн} = 231 \left(\frac{F_{Вн}}{0,0929} \right)^{0,639},$$

де $F_{Вн}$ – теплообмінна поверхня водонагрівача.

6. Електрогенератор 7 (див. рис. 1–3).

Корисна вихідна потужність турбіни визначається

$$W_{net} = (W_{Турб} - W_k) \eta_{ег},$$

де $\eta_{ег}$ – ККД електрогенератора.

Вартість електрогенератора визначається як

$$Z_{ег} = 60 \cdot W_{net}^{0,95}.$$

Повний коефіцієнт ефективності когенераційної установки з урахуванням двох продуктів (електроенергія та тепла енергія) визначається як

$$K_{ког} = \frac{W_{net} + Q_{теп}}{Q_T},$$

де $Q_{теп}$ – тепла енергія, яка знаходиться за залежністю

$$Q_{теп} = m_{вод} c_{pвод} (t_{вих}^{вод} - t_{вх}^{вод}),$$

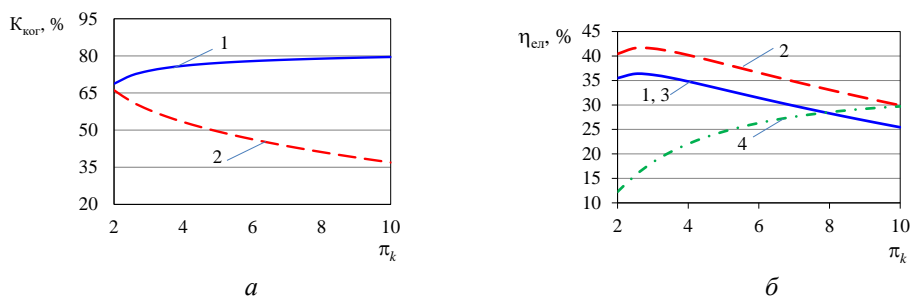
а електричний ККД установки –

$$\eta_{ел} = \frac{W_{net}}{Q_T}.$$

При аналізі схемних рішень когенераційної установки з повітряною турбіною було обрано фіксованими наступні параметри: потужність $W_{net} = 300$ кВт; температура та тиск навколишнього середовища $t_0 = 25$ °С; $P_0 = 1,013$ бар; температура на вході у турбіну $t_3^п = 800$ °С; температура газів $t_2 = 850$ °С; температура води на вході у водонагрівач 20 °С та на виході з нього 95 °С; температура повітря на виході з водонагрівача у схемі 2 25 °С; адиабатний ККД компресора $\eta_k = 0,87$ та турбіни $\eta_{Турб} = 0,9$; ККД передтопку $\eta_T = 0,93$; ККД електрогенератора $\eta_{ег} = 0,97$.

Як варійований параметр було обрано ступінь стиснення компресора π_k в діапазоні від 2 до 10. Також варіювалася температура газів на вході у димовсмоктувач 9 в залежності від схеми. Так, для схеми 1 ця температура дорівнювала 120 °С, для схеми 2 вона визначалась за рівнянням (2), а для схеми 3 t_3 визначалась за рівнянням теплового балансу (1). Як визначальні фактори при виборі варіанта параметрів установки було обрано електричний ККД і повний коефіцієнт ефективності когенераційної установки та вартість капітальних витрат на її створення.

На рис. 5 показано залежність повного коефіцієнта ефективності когенераційної установки (схеми 1 та 2) та електричного ККД (схеми 1–3) від ступеня стиснення компресора.



1 – варіант 1 (див. рис. 1); 2 – варіант 2 (див. рис. 2); 3 – варіант 3 (див. рис. 3); 4 – варіант без регенерації теплоти повітря, що виходить з повітряної турбіни (не показано на рисунках)

Рисунок 5. Залежність $K_{\text{ког}}$ (а) та $\eta_{\text{ел}}$ варіантів 1–3 установки від π_k

З рис. 5, а видно, що $K_{\text{ког}}$ у варіанті схеми 1 збільшується з ростом π_k . Це відбувається через те, що необхідно збільшувати витрату палива для утримання температури $t_2 = 850^\circ\text{C}$ при зниженні температури повітря після турбіни $t_4^{\text{п}}$ через збільшення π_k (при $\pi_k = 2$, $t_4^{\text{п}} = 638^\circ\text{C}$; $\pi_k = 10$, $t_4^{\text{п}} = 342^\circ\text{C}$). $K_{\text{ког}}$ у варіанті схеми 2 навпаки зменшується з ростом π_k , так як $Q_{\text{теп}}$ зменшується через зниження $t_4^{\text{п}}$.

З рис. 5, б видно, що $\eta_{\text{ел}}$ варіанта схеми 2 когенераційної установки більше, ніж у варіантів 1, 3. Це відбувається внаслідок меншої витрати повітря $m_{\text{п}}$, що йде до топкової камери-змішувача 3, так як частина повітря відбирається на нагрівач води 8, і тому на нагрів топкового газу витрачається менше палива. Для порівняння на рис. 5, б також показано $\eta_{\text{ел}}$ установки, яка працює за простим циклом Брайтона [17]. Видно, що в цьому випадку при збільшенні π_k до 10 значення $\eta_{\text{ел}}$ зростає до 29 %.

На рис. 6 показано залежність сумарної вартості когенераційної установки від ступеня стиснення компресора для трьох варіантів схеми, а також $K_{\text{ког}}$ та $\eta_{\text{ел}}$ когенераційної установки при змінненні π_k .

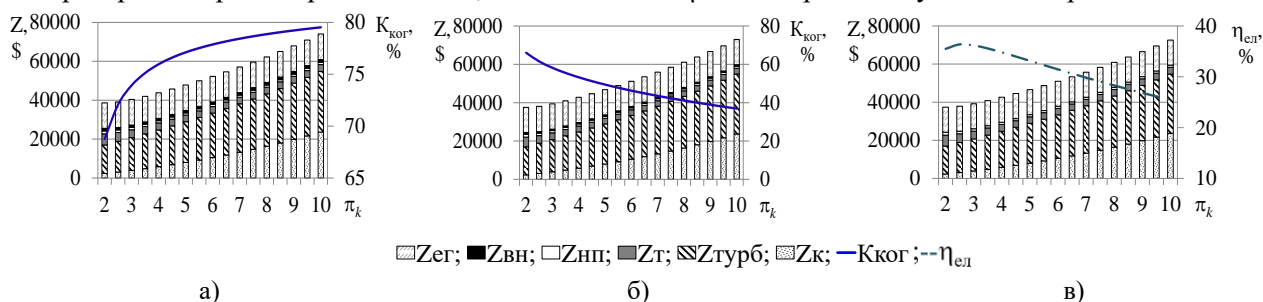
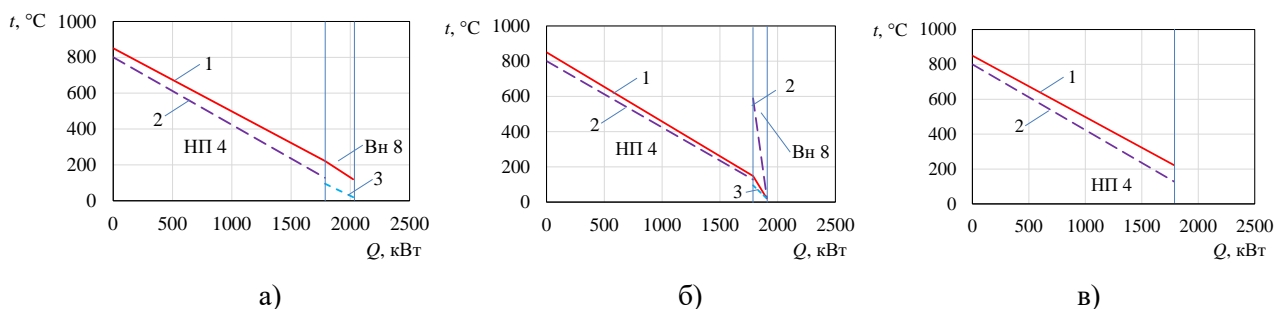


Рисунок 6. Залежність капітальної вартості елементів, $K_{\text{ког}}$ та $\eta_{\text{ел}}$ варіантів 1 (а), 2 (б) та 3 (в) установки від π_k

На рис. 7 показано діаграму передачі теплоти у нагрівачі повітря 4 (НП 4) та водонагрівачі 8 (Вн 8) при $\pi_k = 2,5$, коли спостерігається максимальне значення $\eta_{\text{ел}}$ для всіх варіантів.

З рис. 6 видно, що варіант схеми 1 когенераційної установки має найбільший повний коефіцієнт ефективності $K_{\text{ког}}$ та найбільше значення другого продукту установки – теплоти Q (рис. 7) за практично однакової вартості основних елементів.



1 – топковий газ; 2 – повітря; 3 – вода, що нагрівається
Рисунок 7. Діаграма передачі теплоти у НП 4 та Вн 8 варіантів 1 (а), 2 (б) та 3 (в) при $\pi_k = 2,5$

Тому схема 1 може бути обрана як раціональна для подальшого аналізу її режимно-конструктивних параметрів. По-перше, це остаточний вибір π_k . Для цього проаналізовано на скільки змінюється $K_{\text{ког}}$ та сумарна капітальна вартість когенераційної установки:

$$\Delta K_{\text{ког}} = \frac{K_{\text{ког}j} + K_{\text{ког}(j+1)}}{K_{\text{ког}j}} 100 \% ; \Delta Z_{\text{ког}} = \frac{Z_{\text{ког}j} + Z_{\text{ког}(j+1)}}{Z_{\text{ког}j}} 100 \%$$

при зміні π_k , де j – номер шага.

На рис. 8, а показано зміння $K_{\text{ког}}$ та сумарної капітальної вартості когенераційної установки при збільшенні π_k на 1, а на рис. 8, б – відносної капітальної вартості основних елементів когенераційної установки $z_{\text{ког}}$ за 1 кВт встановленої електричної потужності від π_k .

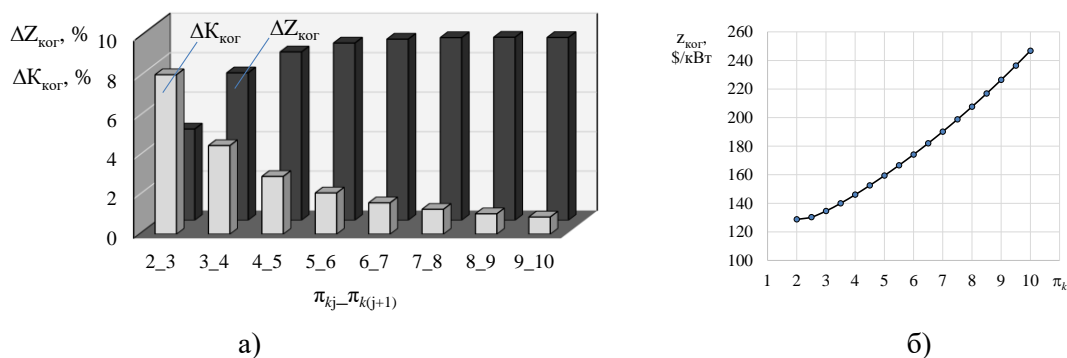


Рисунок 8. Зміння $\Delta K_{\text{ког}}$ та $\Delta Z_{\text{ког}}$ (а) та $z_{\text{ког}}$ (б) з ростом π_k

З рис. 8, а можна бачити, що починаючи з $\pi_k = 6$ вже не відбувається значного підвищення $\Delta K_{\text{ког}}$, зріст складає менше 2 % у порівнянні з $\pi_k = 5$. Натомість зростання $\Delta Z_{\text{ког}}$ при підвищенні значення π_k з 5 до 6 складає більше 9 %. При зростанні значення π_k з 2 до 3 спостерігається підвищення $\Delta K_{\text{ког}} = 8 \%$ та збільшення $\Delta Z_{\text{ког}} = 4 \%$. При подальшому зростанні значення π_k 3 до 4 вже відбувається зменшення $\Delta K_{\text{ког}} = 4 \%$ при подальшому підвищенні $\Delta Z_{\text{ког}} = 7,5 \%$. Рис. 8, б також показує, що з ростом π_k відносна капітальна вартість основних елементів когенераційної установки суттєво підвищується з 129 \$/кВт при $\pi_k = 2$ до 247 \$/кВт при $\pi_k = 10$, що не суперечить наведеним у роботі [2] даним.

5. Висновки

1. Розглянуто схемні рішення когенераційної установки електричною потужністю 300 кВт з піролізним передтопком, як первинне паливо для якого може використовуватись тверде паливо: відходи деревини, пелети, шелуха соняшника, гречки тощо, у трьох варіантах з водонагрівачем та без нього. Встановлено, що схема 1 з нагрівом води топковим газом показує найбільший повний коефіцієнт ефективності когенераційної установки в порівнянні зі схемою 2, де вода нагрівається повітрям після турбіни, та схемою 3, де водонагрівач відсутній.

2. Термодинамічний аналіз схемних рішень когенераційної установки з повітряною турбіною та порівняння їх за капітальними витратами на створення установки показав, що схема 1 когенераційної установки має найбільший повний коефіцієнт ефективності $K_{\text{ког}}$ за практично однакової вартості основних елементів. Тому вона може бути обрана як раціональна для подальшого аналізу її режимно-конструктивних параметрів.

3. Раціональним значенням ступеня стиснення повітря в компресорі обрано $\pi_k = 3$ для схеми 1, при якому $K_{\text{ког}} = 73,9 \%$, електричний ККД $\eta_{\text{ел}} = 36,2 \%$, а відносна капітальна вартість основних елементів когенераційної установки за 1 кВт встановленої електричної потужності дорівнює 134,6 \$/кВт (без урахування рівня інфляції). Електрична потужність когенераційної установки складає 300 кВт, а тепла – 313 кВт.

Посилання

1. Про комбіноване виробництво теплової та електричної енергії (когенерація) та використання скидного енергопотенціалу: Закон України від 5.04.2005 № 2509-IV. *Офіційний сайт Верховної Ради України*. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2509-15#Text> (дата звернення: 03.08.2023).
2. Халатов А.А., Карп И.Н., Куцан Ю.Г. Энергетическое газотурбостроение: перспективы использования в энергетике Украины. *Вісник НАН України*. 2015. № 11. С. 52—58. <https://doi.org/10.15407/vsn2015.11.052>
3. Мазуренко А.С., Денисова А.Е., Климчук А.А., Хиєу Н.М., Котов П.А. Эксергетические характеристики биогазовых установок. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. 2014. № 1/8(67). С. 7—12.
4. Братута Э.Г., Семеней А.Р. Оценка эффективности использования пиролизного теплогенератора в схемах тепло- и электроснабжения. *Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит*. 2011. № 5. С. 23—28.
5. Сельницын А.С. Когенерационные газотурбинные установки на продуктах газификации твердых бытовых отходов. *Политехнический молодежный журнал*. 2018. № 1(18). С. 1—12. <http://doi.org/10.18698/2541-8009-2018-1-240>
6. Mărcuș G., Iordache V., Iordache F., Iiie A. Energy analysis of a CHP plant with internal combustion engines, for a district heating system, based on the information from the annual database. *E3S Web of Conferences*. 2019. Vol. 85. 01012. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/20198501012>
7. Андреев С.Ю., Маляренко В.А., Темнохуд І.О., Немировський І.А. Когенерація у муніципальній енергетиці. *Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит*. 2015. № 2. С. 15—24.
8. Куріс Ю.В. Енергетичні аспекти біогазових технологій. *Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит*. 2013. № 3. С. 33—38.
9. Курис Ю.В., Губинский М.В. Способы и технологии переработки отходов биомассы. *Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит*. 2009. № 5. С. 42—47.
10. Khaliq A., Choudhary K., Dincer I. Exergy analysis of a gas turbine trigeneration system using the Brayton refrigeration cycle for inlet air cooling. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*. 2010. Vol. 224(4). P. 449—461. <https://doi.org/10.1243/09576509JPE897>
11. Carcasci C., Costanzi F., Pacifici B. Performance analysis in off-design condition of gas turbine air-bottoming combined system. *Energy Procedia*. 2014. Vol. 45. P. 1037—1046. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.01.109>
12. Chmielniak T., Czaja D., Lepszy S., Stępczyńska-Drygas K. Thermodynamic and economic comparative analysis of air and steam bottoming cycle. *Energy*. 2015. Vol. 92(2). P. 189—196. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.04.019>
13. Huang F.F., Wang L. Thermodynamic study of an indirect fired air turbine cogeneration system with reheat. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 1987. Vol. 109(1). P. 16—21. <https://doi.org/10.1115/1.3240000>
14. Семеней А.Р. Результаты испытаний и промышленного внедрения теплогенераторов пиролизного типа. *Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит*. 2013. № 2. С. 7—12.
15. Datta A., Ganguly R., Sarkar L. Energy and exergy analyses of an externally fired gas turbine (EFGT) cycle integrated with biomass gasifier for distributed power generation. *Energy*. 2010. Vol. 35(1). P. 341—350. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2009.09.031>
16. Передтопок піролізного типу для парових котлів. URL: <https://mmzavod.com.ua/index.php/produksiya-2/vspromogatelnoe-oborudovanie-2/predtopok-na-alternativnom-toplive> (дата звернення: 03.08.2023).
17. Rusanov A.V., Kostikov A.O., Shubenko O.L., Kharlampidi D.Kh., Tarasova V.O., Senetskiy O.V. Highly efficient cogeneration power plant with deep regeneration based on air Brayton cycle. *Journal of Mechanical Engineering*. 2019. Vol. 22(4). P. 12—23. <https://doi.org/10.15407/pmach2019.04.012>
18. Tarasova V., Kuznetsov M., Ganzha M., Litvinenko M. Optimization of the thermodynamic cycle of a combined-cycle power plant. *2021 IEEE 2nd KhPI Week on Advanced Technology (KhPIWeek 2021)*. Kharkiv, Ukraine. 2021. P. 208—212. <https://doi.org/10.1109/KhPIWeek53812.2021.9570103>
19. Kostikov A., Tarasova V., Kuznetsov M., Satayev M., Kharlampidi D. Thermoeconomical optimization of a regenerative air turbine cogeneration system. *Journal of Thermal Engineering*. 2021. Vol. 7(7). P. 1719—1730. <https://doi.org/10.18186/thermal.1025958>
20. Kryshchyna S., Kryshchyna L., Panchuk M., Šmigins R., Dolishnii B. Composition and energy value research of pyrolyse gases. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science (ISCSEES 2020)*. Ivano-Frankivsk, Ukraine. 2021. Vol. 628. 012008. <http://doi.org/10.1088/1755-1315/628/1/012008>

INCREASING THE EFFICIENCY AND ECONOMY OF A COGENERATION POWER PLANT WITH AN AIR TURBINE

Andrii Rusanov¹, Dr. Sci. (Engin.), Professor, <https://orcid.org/0000-0003-1345-7010>
Andrii Kostikov^{1*}, Dr. Sci. (Engin.), Professor, <https://orcid.org/0000-0001-6076-1942>
Valerii Fedoreiko², Dr. Sci. (Engin.), Professor, <https://orcid.org/0000-0001-5822-3002>
Dariusz Kardaś³, Dr. Sci. (Engin.), Professor, <https://orcid.org/0000-0001-6995-1857>
Victoria Tarasova¹, Dr. Sci. (Engin.), Senior Researcher, <https://orcid.org/0000-0003-3252-7619>

Mykola Ganzha¹, <https://orcid.org/0000-0003-3625-6131>

Mikhail Kuznetsov¹, PhD (Engin.), <https://orcid.org/0000-0002-5180-8830>

¹Anatolii Pidhornyi Institute of Mechanical Engineering Problems of NAS of Ukraine, 2/10, Pozharskogo St., Kharkiv, 61046, Ukraine;

²Ternopil Volodymyr Hnatiuk National Pedagogical University, 2, Kryvonosa St., Ternopil, 46000, Ukraine;

³The Szewalski Institute of Fluid-Flow Machinery of Polish Academy of Sciences, 14, Fiszerka St., Gdansk, 80-231, Poland

*Corresponding author: kostikov@ipmach.kharkov.ua

Abstract. *The use of renewable fuel and energy resources as fuel makes it possible to reduce the cost of a unit of electrical and thermal energy, reduce the load on the main energy system of the state, and improve the overall environmental impact on the environment. When using a pyrolysis pre-furnace, it is possible to use as a primary fuel: waste wood, pellets, sunflower husks, buckwheat, etc., and the use of an air turbine avoids contamination of its working surface. The aim of the work is to increase the efficiency and economy of a cogeneration power plant with an air turbine, which includes the following main elements: a fuel bunker, a pyrolysis pre-furnace, a combustion chamber-mixer, an air heater, a compressor, an air turbine, electric generator, water heater, smoke exhauster and chimney. To achieve this aim, three options for the scheme of a cogeneration plant with an air turbine with an electric power of 300 kW and with and without different connection variants of a water heater are considered and analyzed in terms of energy and economic indicators. A thermodynamic analysis of the circuit solutions of a cogeneration plant and their comparison in terms of capital costs for the creation of the plant showed that with almost the same cost for the main elements, compared with the circuit where the water is heated by air after the turbine and with the circuit where there is no water heater, the circuit of a cogeneration plant with water heating by flue gas has the highest overall efficiency. This scheme was chosen as rational. As a result of replacing the source fuel with the heat of the air turbine exhaust, the overall efficiency of the cogeneration plant according to this scheme is 73.9 %, and the electrical efficiency is 36.2 %, which corresponds to the level of a gas turbine plant according to the Brayton cycle with regeneration of the working fluid heat, at a moderate value of the degree of air compression in the compressor $\pi_k=3$. The latter causes the low specific capital cost of the main equipment of the cogeneration plant – 134.6 USD/kW (excluding inflation).*

Keywords: pyrolysis pre-furnace, air turbine, thermodynamic analysis, capital costs, overall efficiency, electrical efficiency.

References

1. About the combined production of thermal and electric energy (cogeneration) and the use of waste energy potential: Law of Ukraine No. 2509-IV dated April 5, 2005. *Official website of the Verkhovna Rada of Ukraine*. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2509-15#Text> (Last accessed: 03.08.2023) [in Ukrainian].
2. Khalatov, A.A., Karp, I.N., & Kutsan, Yu.G. (2015). The power gas turbines: prospects of application in power engineering of Ukraine. *Visnyk Natsyonal'noy akademyy nauk Ukrayiny*, 11, 52–58 [in Russian]. <https://doi.org/10.15407/visn2015.11.052>
3. Mazurenko, A.S., Denisova, A.E., Klimchuk, A.A., Hieu, N.M., & Kotov, P.A. (2014). Exergy characteristics of biogas plants. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 1/8(67), 7–12 [in Russian].
4. Bratuta, E.G., & Semeny, A.R. (2011). Evaluation of the efficiency of using a pyrolysis heat generator in heat and power supply schemes. *Energosberezheniye. Energetika. Energoaudit*, 5, 23–28 [in Russian].
5. Selnitsyn, A.S. (2018). Cogeneration gas turbine installations on products of gasification of municipal solid waste. *Politekhnicheskyy molodezhnyy zhurnal*, 1(18), 1–12 [in Russian]. <http://doi.org/10.18698/2541-8009-2018-1-240>
6. Mărcuş, G., Iordache, V., Iordache, F., & Ilie, A. (2019). Energy analysis of a CHP plant with internal combustion engines, for a district heating system, based on the information from the annual database. *E3S Web of Conferences*, 85, 01012. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/20198501012>

7. Andryeyev, S.Yu., Malyarenko, V.A., Temnokhud, I.O., & Nemyrovskyy, I.A. (2015). Cogeneration in municipal energetic. *Energoberezhniye. Energetika. Energoaudit*, 2, 15–24 [in Ukrainian].
8. Kuris, Yu.V. (2013). Energy aspects of biogas technology. *Energoberezhniye. Energetika. Energoaudit*, 3, 33–38 [in Ukrainian].
9. Kuris, Yu.V., & Gubinskiy, M.V. (2009). Methods and technologies for biomass waste processing. *Energoberezhniye. Energetika. Energoaudit*, 5, 42–47 [in Russian].
10. Khaliq, A., Choudhary, K., & Dincer, I. (2010). Exergy analysis of a gas turbine trigeneration system using the Brayton refrigeration cycle for inlet air cooling. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 224(4), 449–461. <https://doi.org/10.1243/09576509JPE897>
11. Carcasci, C., Costanzi, F., & Pacifici, B. (2014). Performance analysis in off-design condition of gas turbine air-bottoming combined system. *Energy Procedia*, 45, 1037–1046. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.01.109>
12. Chmielniak, T., Czaja, D., Lepszy, S., & Stępczyńska-Drygas, K. (2015). Thermodynamic and economic comparative analysis of air and steam bottoming cycle. *Energy*, 92(2), 189–196. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.04.019>
13. Huang, F.F., & Wang, L. (1987). Thermodynamic study of an indirect fired air turbine cogeneration system with reheat. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 109(1), 16–21. <https://doi.org/10.1115/1.3240000>
14. Semeny, A.R. (2013). Results of tests and industrial implementation of pyrolysis type heat generators. *Energoberezhniye. Energetika. Energoaudit*, 2, 7–12 [in Russian].
15. Datta, A., Ganguly, R., & Sarkar, L. (2010). Energy and exergy analyses of an externally fired gas turbine (EFGT) cycle integrated with biomass gasifier for distributed power generation. *Energy*, 35(1), 341–350. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2009.09.031>
16. Pre-furnace of pyrolysis type for steam boilers. URL: <https://mmzavod.com.ua/index.php/produktsiya-2/vspomogatelnoe-oborudovanie-2/predtopok-na-alternativnom-toplive> (Last accessed: 03.08.2023) [in Russian].
17. Rusanov, A.V., Kostikov, A.O., Shubenko, O.L., Kharlampidi, D.Kh., Tarasova, V.O., & Senetskyi, O.V. (2019). Highly efficient cogeneration power plant with deep regeneration based on air Brayton cycle. *Journal of Mechanical Engineering*, 22(4), 12–23. <https://doi.org/10.15407/pmach2019.04.012>
18. Tarasova, V., Kuznetsov, M., Ganzha, M., & Litvinenko, M. (2021). Optimization of the thermodynamic cycle of a combined-cycle power plant. *2021 IEEE 2nd KhPI Week on Advanced Technology (KhPIWeek 2021)*, Kharkiv, Ukraine, 208–212. <https://doi.org/10.1109/KhPIWeek53812.2021.9570103>
19. Kostikov, A., Tarasova, V., Kuznetsov, M., Satayev, M., & Kharlampidi, D. (2021). Thermoeconomical optimization of a regenerative air turbine cogeneration system. *Journal of Thermal Engineering*, 7(7), 1719–1730. <https://doi.org/10.18186/thermal.1025958>
20. Kryshchtopa, S., Kryshchtopa, L., Panchuk, M., Šmigins, R., & Dolishnii, B. (2021). Composition and energy value research of pyrolysis gases. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science (ISCSEES 2020)*, Ivano-Frankivsk, Ukraine, 628, 012008. <http://doi.org/10.1088/1755-1315/628/1/012008>

Надійшла до редколегії: 07.08.2023