

УДК 629.7.036

DOI <https://doi.org/10.32838/2663-5941/2020.1-2/10>**Халатов А.А.**

Інститут технічної теплофізики Національної академії наук України

Доник Т.В.

Інститут технічної теплофізики Національної академії наук України

Ступак О.С.

Інститут технічної теплофізики Національної академії наук України

АНАЛІЗ ТЕРМОДИНАМІЧНОГО ЗВОРОТНОГО ЦИКЛУ БРАЙТОНА З УТИЛІЗАЦІЄЮ ВИКИДНОЇ ТЕПЛОТИ ПО М-ЦИКЛУ

Газотурбобудування є однією з пріоритетних галузей промисловості України. Головним напрямом підвищення економічності газових турбін є зростання температури на вході, що обмежується жароміцністю металів. Тому необхідні принципово нові газотурбінні технології з відносно невисокою температурою потоку та високим ККД. Одним із таких напрямів є використання регенерації викидної теплоти по циклу Майсоценка в прямому та зворотному циклі Брайтона. Такий цикл використовує енергію навколишнього середовища і дозволяє використовувати більшу просту камеру згоряння атмосферного типу. Подальшим розвитком цього циклу є підігрів повітря перед турбіною за рахунок сонячного нагрівача.

Метою роботи є термодинамічний аналіз зворотного циклу Брайтона з регенерацією теплоти за циклом Майсоценка та підігрівом повітря перед турбіною сонячною енергією.

Авторами досліджено вплив різних факторів на ефективність циклу. Розрахунки показали, що збільшення температури повітря на виході із сонячного нагрівача і температури пароповітряної суміші перед турбіною призводить до зростання ККД. Збільшення температури повітря за сонячним нагрівачем призводить і до зростання ступеня регенерації циклу, а підвищення температури пароповітряної суміші перед турбіною призводить до спадання теплової потужності апарату М-циклу.

Зі збільшенням відносної вологості атмосферного повітря збільшуються споживчі витрати повітря газотурбінною установкою, з підвищенням температури повітря за сонячним нагрівачем споживчі витрати зменшуються. Збільшення температури навколишнього середовища призводить до падіння ККД ГТУ. Зі збільшенням відносної вологості атмосферного повітря значення ККД зменшується. Це обумовлено зменшенням ролі регенерації в апараті Майсоценка.

Ключові слова: газотурбінна установка, зворотній цикл Брайтона, цикл Майсоценка, сонячний нагрівач.

Постановка проблеми. Газотурбобудування є однією з пріоритетних галузей промисловості України. В останні роки проектування традиційних газових турбін досягло високого ступеня досконалості за рахунок прогресу в області обчислювальної математики, теплофізики, матеріалознавства та комп'ютерних технологій. Сьогодні газові турбіни простого циклу мають ККД 40%, а потужні комбіновані установки парогазового циклу – ККД на рівні 60% і вище. Для підвищення термодинамічної ефективності циклу було запропоновано зворотній цикл Брайтона, в якому термодинамічні процеси протікають у зворотному напрямі – спочатку відбувається розширення робочого тіла в турбіні нагрітого при атмосферному тиску робочого тіла до тиску нижче атмосферного, потім відбувається охолодження

робочого тіла в теплообміннику для підтримки необхідного перепаду тиску на турбіні, далі – стиснення робочого тіла в компресорі до тиску, наближеного до атмосферного. Використанні в такому циклі багатоступінчатого охолодження та стиснення робочого тіла дозволяють істотно підвищити термодинамічну ефективність із більш повним використанням хімічної енергії палива [1, с. 258; 2; 3].

Головним напрямом підвищення економічності сучасних газових турбін є зростання температури на вході, що досить складно у зв'язку з обмеженнями по жароміцності металів. Тому необхідні принципово нові газотурбінні технології з відносно невисокою температурою потоку та високою теплофізичною ефективністю. Одним із таких напрямів є використання регенерації

за циклом Майсоценка [4, с. 10; 5, с. 1] у прямому та зворотному циклі Брайтона, за рахунок чого високий ККД турбіни досягається за відносно невисокої температури парогазової суміші на вході.

Такий цикл використовує енергію навколишнього середовища у формі психрометричної різниці температур (цикл Майсоценка), більш просту камеру згоряння атмосферного типу і більш дешеві матеріали в конструкції камери згоряння. Подальшим розвитком цього циклу є використання сонячної енергії для підігріву повітря перед турбіною. Вперше такий термодинамічний цикл був проаналізований у роботі [6, с. 75] (рис. 1).

Метою роботи є подальше дослідження параметрів термодинамічного циклу та оцінка ефективності впливу сонячного нагрівача повітря на параметри циклу.

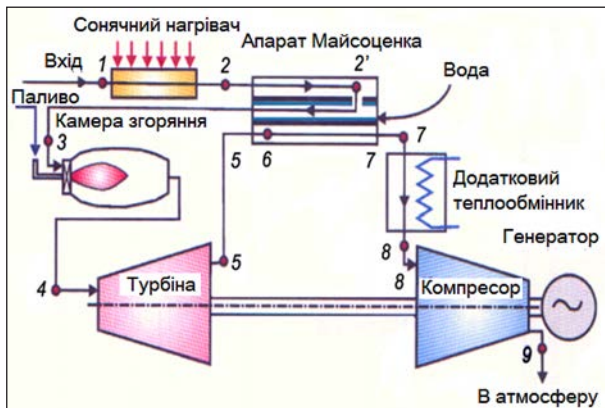


Рис. 1. Схема ГТУ на основі зворотного циклу Брайтона із тепломасообмінним апаратом Майсоценка та сонячним нагрівачем [6, с. 73]

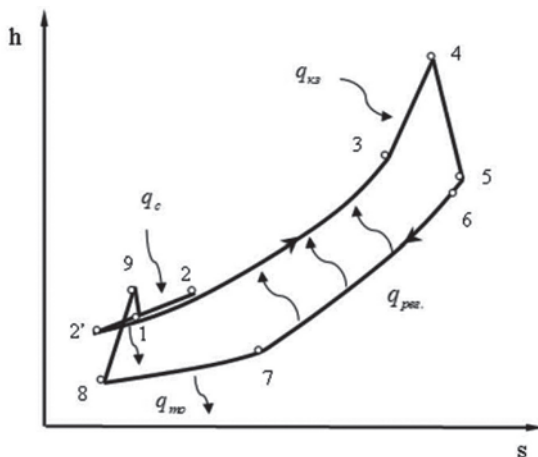


Рис. 2. $h-s$ діаграма зворотного циклу Брайтона із тепломасообмінним апаратом Майсоценка та сонячним нагрівачем [6, с. 74]

Схема газотурбінної установки. Термодинамічний цикл в $h-s$ діаграмі наведений на рис. 2. Установка працює так: повітря із атмосфери

нагрівається у сонячному нагрівачі (процес 1–2 із підводом теплоти q_c), далі охолоджується в сухих каналах апарату Майсоценка (процес 2–2' із відведенням теплоти $q_{2-2'}$), а потім збільшує вологість та ентальпію насиченого повітря у вологих каналах апарату Майсоценка (процес 2'–3, підвід теплоти $q_{2'-3}$).

Після апарату Майсоценка високоентальпійна пароповітряна суміш надходить до камери згоряння (процес 3–4, підвід теплоти $q_{кз}$), після чого вона подається на турбіну, розширюючись і виконуючи при цьому роботу (процес 4–5). Розширене у турбіні робоче тіло, яке ще володіє значним невикористаним енергетичним потенціалом, потрапляє у канали конденсації апарату Майсоценка, охолоджується до насиченого стану (процес 5–6, відведення теплоти q_{5-6}), продовжуючи рух у каналах конденсації апарату Майсоценка, зазнає подальшого охолодження до повної конденсації вологи (процес 6–7, відведення теплоти $q_{рег.}$). Повітряна суміш після виходу із апарату потрапляє у низькотемпературний теплообмінник, де здійснюється додаткове відведення теплоти $q_{то}$ (процес 7–8). Після низькотемпературного теплообмінника сухе повітря потрапляє у компресор, стискаючись до тиску, близького до атмосферного (процес 8–9), проходить через регенератор і повертається на початок циклу.

У розглянутому циклі використовуються два робочих тіла: насичена високоентальпійна пароповітряна суміш у турбіні і сухе холодне повітря у компресорі, яке істотно зменшує витрати енергії на його роботу. За рахунок значного зростання ентальпії потоку, що відбувається за використання енергії доквілля (психрометричної різниці температур) і високого ступеня регенерації в М-циклі, термічний ККД ГТУ досягає 75% і більше [4, с. 10; 5, с. 2].

Особливістю апарату Майсоценка є те, що при зниженні тиску нижче атмосферного за рахунок конденсації пари води в каналах апарату М-циклу і одночасному зменшенні температури потоку волога із пароповітряної суміші може випадати у формі рідини і твердої фази. Таким чином конденсована волога може «блокувати» поверхню конденсації апарату М-циклу. Для відловлювання дрібних часток твердої фази і отримання із них рідкої фракції, яка далі буде використовуватися у вологих каналах апарату М-циклу, між низькотемпературним теплообмінником і компресором встановлюється уловлювач, який не показаний на рис. 1. Наявність твердої фази в низькотемпературному теплообміннику ефективно використовується

для інтенсифікації теплообміну. Інша особливість М-циклу полягає в тому, що теплота, яка виділяється в каналах конденсації, витрачається на фазовий перехід – нагрів і випаровування води у вологих каналах апарату М-циклу.

Основні параметри циклу розраховувалися за такими залежностями:

– величина питомої теплоти, яка підводиться до робочого газу у циклі, знаходиться за рівнянням: $q_1 = q_c + q_{2-3} + q_{кз}$;

– величина питомої теплоти, яка відводиться від робочого газу у циклі, знаходиться за рівнянням: $q_2 = q_{2-2'} + q_{5-6} + q_{рег} + q_{то}$;

– питома теплота регенерації циклу за умови ідеального теплообміну буде визначатися як різниця ентальпій робочого тіла в апараті Майсоценка: $q_{2-3} = h_3 - h_2$;

– значення термічного ККД циклу ГТУ з урахуванням регенерації теплоти: $\eta_{тп} = (q_1 - q_2) / (q_1 - q_c) = l_{ц} / (q_1 - q_{2-3})$, де $l_{ц}$ – питома робота циклу;

– значення термічного ККД циклу ГТУ: $\eta_t = (l_t - l_k) / l_t$;

– значення електричного ККД циклу ГТУ: $\eta_{ел} = (l_t - l_k) / (q_1 - q_{2-3})$;

– ступінь регенерації циклу ГТУ: $\sigma = q_{2-3} / q_2$;

– необхідні витрати повітря на вході у сонячний нагрівач із вологовмістом d_1 для забезпечення заданої величини електричної потужності газотурбінної установки $N_{ел}$, Вт: $G = N_{ел} / l_{ц}$;

– потужність сонячного нагрівача: $Q_c = G \cdot (h_2 - h_1)$;

– потужність апарату Майсоценка: $Q_{2-3} = G \cdot (h_3 - h_2)$;

– потужність камери згоряння: $Q_{3-4} = G \cdot (h_4 - h_3)$;

– потужність низькотемпературного теплообмінника: $Q_{то} = G \cdot (h_8 - h_7)$;

– масові витрати води в апараті Майсоценка, необхідні для забезпечення заданої потужності ГТУ: $G_w = G \cdot d_4$.

Спочатку була створена математична модель зворотного циклу ГТУ, що включає послідовний розрахунок його параметрів. Алгоритм розрахунку зворотного циклу Брайтона з утилізацією викидної теплоти по циклу Майсоценка реалізовано у вигляді комп'ютерної програми.

Вихідні дані. Вихідними даними, які використовуються при розрахунку параметрів ГТУ із тепломасообмінним апаратом Майсоценка, є газова постійна сухого повітря: 287 Дж/(кг·К); газова стала повітря на виході із камери згоряння: 289 Дж/(кг·К); газова стала водяного пару: 461,5 Дж/(кг·К); питома ізобарна теплоємність водяного пару: 1875,69 Дж/(кг·К); питома теплота випаровування водяного пару: 12501 Дж/(кг·К);

атмосферний тиск: 101,325 кПа; температура повітря на вході у сонячний нагрівач: 20°C (варіюється); відносна вологість атмосферного повітря: 20% (варіюється); вологовміст атмосферного повітря визначається за психрометричною діаграмою (варіюється); температура повітря на виході із сонячного нагрівача: 40–90°C (варіюється).

Розрахунки проводяться для 1 кг робочого повітря. Вони не враховують гідравлічні втрати на усіх функціональних елементах установки. Вважається, що ККД компресора та турбіни дорівнюють одиниці (адіабатичний підхід). Температура повітря на вході у сонячний нагрівач T_1 становить 20°C, а на виході із нього – T_2 . Температура пароповітряної суміші перед турбіною T_4 варіюється у діапазоні 140°C–340°C.

Результати розрахунку. На рис. 3, 4 наведено $P - v$ та $T - \Delta s$ діаграми термодинамічного циклу ГТУ для температури повітря на виході із сонячного нагрівача 50°C і температури пароповітряної суміші перед турбіною 180°C. Як показують розрахунки, теплота, отримана робочим тілом у вологих каналах апарату М-циклу, менша, ніж теплота, яка відведена в навколишнє середовище у процесах 5–8 ($q_{5-6-7-8} > q_{2-3}$). Отже, на виході з вологих каналів апарату для охолодження повітря до мінімальної температури циклу потрібен додатковий низькотемпературний теплообмінник, лінія 7–8 для відведення надлишкової теплоти $q_{7-8} = q_{5-6-7-8} - q_{2-3}$. На рис. 5, 6, 7 її наведено з урахуванням енергоефективних показників ГТУ: залежність термічного ККД $\eta_{тп}$ з урахуванням регенерації теплоти, термічного ККД η_t та електричного ККД $\eta_{ел}$ від температури повітря на виході із сонячного нагрівача T_2 та температури пароповітряної суміші перед турбіною T_4 .

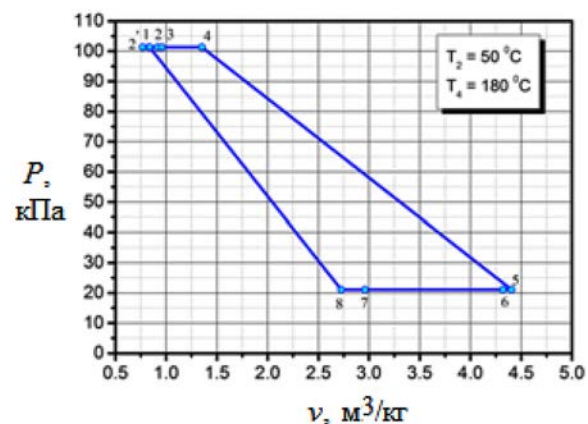


Рис. 3. $P - v$ діаграма ГТУ зворотного циклу Брайтона із тепломасообмінним апаратом Майсоценка та сонячним нагрівачем

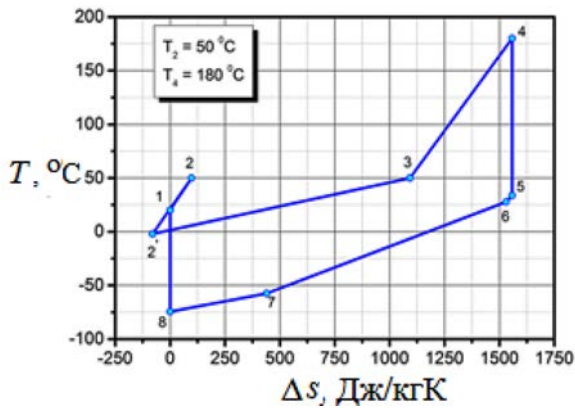


Рис. 4. $T - \Delta s$ діаграма ГТУ зворотного циклу Брайтона із тепломасообмінним апаратом Майсоценка та сонячним нагрівачем

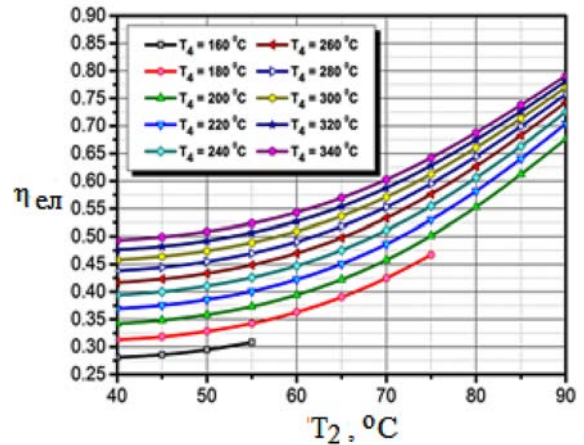


Рис. 7. Залежність електричного ККД ГТУ $\eta_{ел}$ від температури повітря на виході із сонячного нагрівача T_2 та температури пароповітряної суміші перед турбіною T_4

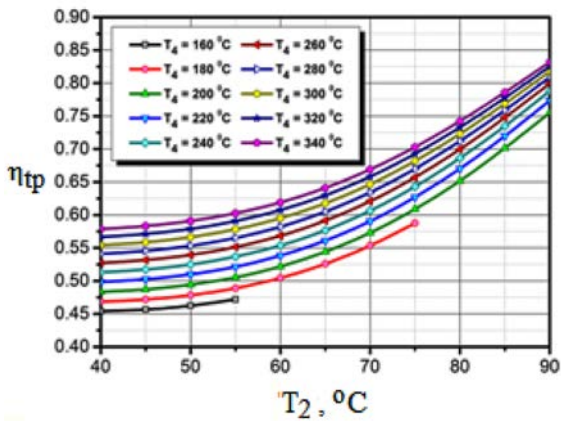


Рис. 5. Залежність термічного ККД ГТУ $\eta_{тр}$ з урахуванням регенерації теплоти від температури повітря на виході із сонячного нагрівача T_2 та температури пароповітряної суміші перед турбіною T_4

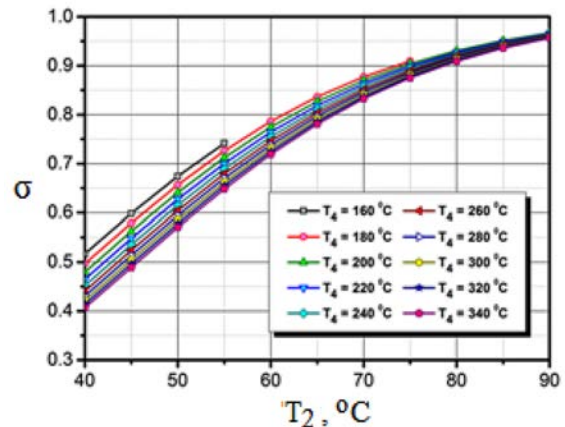


Рис. 8. Ступінь регенерації теплоти в апараті Майсоценка від температури повітря за сонячним нагрівачем і температури T_4 пароповітряної суміші перед турбіною

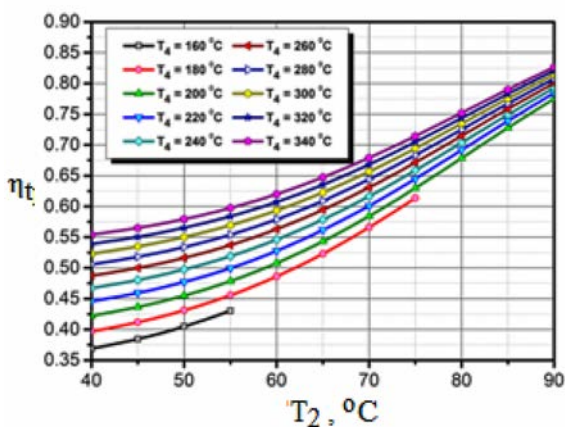


Рис. 6. Залежність термічного ККД ГТУ η_t від температури повітря на виході із сонячного нагрівача T_2 та температури пароповітряної суміші перед турбіною T_4

Збільшення як температури повітря на виході із сонячного нагрівача, так і температури пароповітряної суміші перед турбіною призводить до зростання відповідних значень ККД. Наприклад, для термічного ККД $\eta_{тр}$, який враховує регенерацію теплоти у циклі, зміна температури T_4 у діапазоні від 160 °C до 340 °C призводить до зростання $\eta_{тр}$ від 45% до 58%, фіксуючи температуру за сонячним нагрівачем рівною 40 °C.

Розглядаючи такий діапазон температур робочого тіла перед турбіною T_4 : 200 °C–340 °C, але фіксуючи вже більшу температуру повітря за сонячним нагрівачем, яка дорівнює 90 °C, бачимо, що $\eta_{тр}$ зростає із 75% до 83%, η_t – із 77% до 82,5%, а $\eta_{ел}$ – із 67,5% до 79%. Важливою особливістю цього циклу є можливість досягнення

високих техніко-економічних показників при досить низьких значеннях температур робочого тіла перед турбіною: 160°C–340°C.

На рис. 8 наведено залежність ступеня регенерації теплоти в апараті Майсоценка σ від температури повітря за сонячним нагрівачем T_2 і температури пароповітряної суміші перед турбіною T_4 . Для усіх фіксованих значень температури робочого тіла перед турбіною збільшення температури повітря за сонячним нагрівачем призводить до різкого зростання міри регенерації циклу. Це обумовлено конструктивними особливостями апарату Майсоценка, теплова потужність якого визначається за абсолютною температурою T_2 .

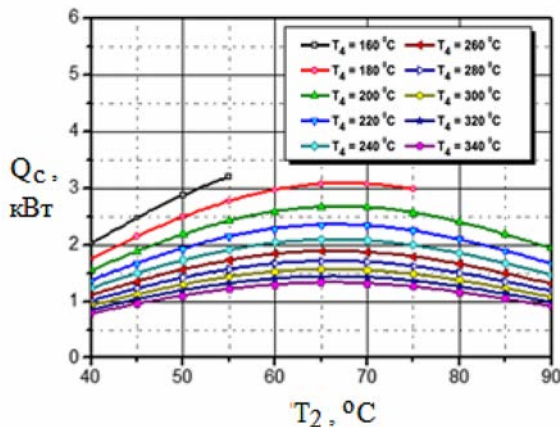


Рис. 9. Залежність теплової потужності сонячного нагрівача від температури повітря за сонячним нагрівачем T_2 та температури пароповітряної суміші перед турбіною T_4

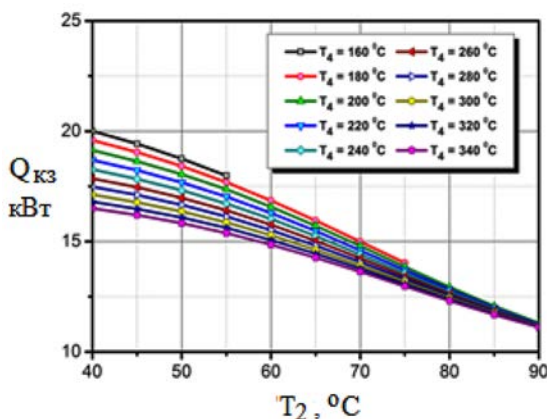


Рис. 10. Залежність теплової потужності камери згорання від температури повітря за сонячним нагрівачем T_2 і температури пароповітряної суміші перед турбіною T_4

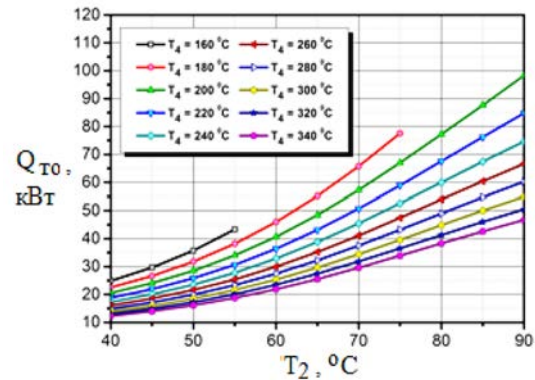


Рис. 11. Залежність теплової потужності додаткового теплообмінника від температури повітря за сонячним нагрівачем T_2 і температури пароповітряної суміші перед турбіною T_4

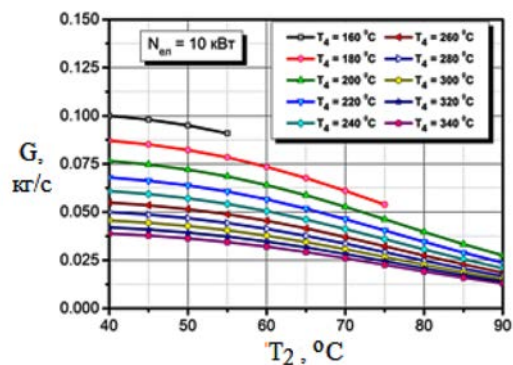


Рис. 12. Залежність масових витрат повітря G від температури повітря за сонячним нагрівачем T_2 і температури пароповітряної суміші перед турбіною T_4

Ще один випадок: фіксуємо значення температури за сонячним нагрівачем T_2 і починаємо збільшувати температуру робочого тіла перед турбіною T_4 (залежність показано на рис. 8). У цьому випадку наявне незначне зменшення міри регенерації циклу. Висока міра регенерації теплоти у циклі – 90% і більше, яка досягається при температурі повітря за сонячним нагрівачем 80°C, сприяє збільшенню термічного ККД $\eta_{тр}$ від 65% до 74%, розглядаючи зміну температури робочого тіла перед турбіною від 200°C до 340°C.

На рис. 9 показано збільшення теплової потужності апарату М-циклу за рахунок зростання температури повітря на виході із сонячного нагрівача. Розглядаючи вплив температури пароповітряної суміші перед турбіною, бачимо, що її зростання призводить до зворотного ефекту – теплова потужність апарату М-циклу знижується. На рис. 10 наведена залежність теплової потужності камери згорання від температури повітря на виході із сонячного нагрівача та температури пароповітряної суміші перед турбіною. При цьому

необхідні теплові потужності сонячного нагрівача, камери згоряння, додаткового теплообмінника визначаються для електричної потужності ГТУ потужністю 10 кВт із метою визначення впливу температури повітря за сонячним нагрівачем і температури робочого тіла перед турбіною на теплові потужності зазначених вище конструктивних елементів ГТУ.

На рис. 9 показано, що теплова потужність сонячного нагрівача поступово зростає як при збільшенні температури повітря за сонячним нагрівачем, так і при збільшенні температури пароповітряної суміші перед турбіною. Максимум цієї функції досягається при температурі повітря за сонячним нагрівачем $T_2 = 65^\circ\text{C}$. Подальше збільшення температури T_2 призводить лише до зниження теплової потужності сонячного нагрівача для усіх значень температури пароповітряної суміші перед турбіною. Чим вищою є температура пароповітряної суміші перед турбіною T_4 , тим меншою є необхідна теплова потужність сонячного нагрівача для випаровування води в апараті Майсоценка.

Результати розрахунків для випадку, коли температура повітря за сонячним нагрівачем досягає 80°C , а температура робочого тіла перед турбіною – 200°C , показали, що теплова потужність сонячного нагрівача апарату М-циклу, камери згоряння і додаткового теплообмінника складають відповідно 2,5; 71,0; 12,7; 7,0 кВт. Для цього випадку міра регенерації М-циклу складає 0,95; термічний ККД $\eta_{\text{т}}$ циклу – 65%, а електричний ККД – 55%. Подальше зростання температури робочого тіла перед турбіною до 300°C призводить до збільшення термічного ККД циклу $\eta_{\text{т}}$ до 72,5%, а електричного – до 66%. Таке збільшення енергоефективності ГТУ відбувається за рахунок збільшення міри розширення робочого тіла до 9,3. Внаслідок цього теплова потужність сонячного нагрівача зменшується до 1,4 кВт, апарату М-циклу – до 40 кВт, додаткового теплообмінника (рис. 11) – до 45 кВт. Теплова потужність камери згоряння при цьому практично не змінюється і складає 12 кВт (рис. 10).

На рис. 12 представлена залежність споживчих витрат повітря від температури за сонячним нагрівачем T_2 і температури робочого газу перед тур-

біною T_4 . Із цієї залежності можна побачити, що споживчі масові витрати повітря зменшуються і зі зростанням температур T_2 і T_4 . Це забезпечується за рахунок збільшення ККД циклу газотурбінної установки. Таким чином газотурбінна установка зворотного циклу Брайтона з утилізацією викидної теплоти по М-циклу та сонячним нагрівачем повітря перед турбіною може застосовуватися для ефективного вироблення електроенергії. Важливою перевагою цієї схеми є можливість використання камери згоряння атмосферного типу, що значно знижує рівень окислів азоту при спалюванні палива в повітрі високої вологості та спрощує її вартість та експлуатацію.

Висновки. Розрахунки термодинамічного циклу газотурбінної установки, яка працює по зворотному циклу Брайтона з утилізацією теплоти по М-циклу та сонячним нагрівачем повітря перед турбіною, показали, що збільшення температури повітря на виході із сонячного нагрівача і температури пароповітряної суміші перед турбіною призводить до зростання ККД із 45% до 58%.

Для фіксованих значень температури робочого тіла перед турбіною збільшення температури повітря за сонячним нагрівачем призводить до зростання ступеня регенерації циклу, що обумовлено конструктивними особливостями апарату Майсоценка. Зростання температури пароповітряної суміші перед турбіною призводить до спадання теплової потужності апарату М-циклу. Зі збільшенням відносної вологості атмосферного повітря значення ККД зменшується. Для температури повітря за сонячним нагрівачем 80°C при збільшенні відносної вологості від 20% до 100% ККД зменшується від 74% до 69%. Це зменшення обумовлено зменшенням ступеня регенерації теплової енергії в апараті Майсоценка.

Збільшення відносної вологості атмосферного повітря призводить до збільшення споживчих витрат повітря газотурбінною установкою, зі збільшенням температури повітря за сонячним нагрівачем споживчі витрати зменшуються. Збільшення температури навколишнього середовища призводить до падіння ККД ГТУ.

Подальша робота буде присвячена дослідженню впливу ефективності окремих елементів установки на показники ефективності циклу.

Список літератури:

1. Tsujikawa Y. et al. Proposal of atmospheric pressure turbine (APT) and high temperature fuel cell hybrid systems // JSME Intern. J. Ser. B. 2004. 47, № 2. P. 256–260.
2. Vermes G., Beer J. Ambient pressure gas turbine, U.S. Patent 6. 298, 654 BI, Oct. 9, 2001.
3. Maisotsenko V. et al. Evaporative duplex counter-heat exchanger, U.S. Patent № 6. 948, 558, B2, September 27, 2005.

4. Gillan L., Maisotsenko V., Maisotsenko open cycle used for gas turbine power generation / ASME/ IGTI Turbo Expo 2003. Atlanta, Georgia, June 16–19, 2003. P. 10.
5. Wickler K., Life below the wet bulb: The Maisotsenko cycle. Power, November-December 2003. P. 1–3.
6. Халатов А.А., Северин С.Д., Бродецкий П.И., Майсоценко В.С. Субатмосферный обратный цикл Брайтона с регенерацией выходной теплоты по циклу Майсоценко // Доповіді Національної академії наук України. 2015. № 1. С. 72–77.

Khalatov A.A., Donyk T.V., Stupak O.S. THERMODYNAMIC ANALYSIS OF THE REVERSE BRAYTON CYCLE WITH DISCHARGED HEAT UTILIZATION ACCORDING TO M-CYCLE

Gas turbine engineering is the priority branch of industry of Ukraine. The main direction of gas turbine efficiency growth is increase in the inlet temperature, which however is limited by the heat resistance of metals. Therefore, new gas turbine technologies with relatively low flow temperature and high efficiency are now needed. One of such area is the reverse Brayton cycle with exit heat recovery through the Maisotsenko cycle. This cycle uses the energy of environment and allows employing simpler combustion chamber of the atmospheric type. A further development of this cycle is the air heating in front of the turbine through application of solar heater. Therefore, the purpose of this work is detailed thermodynamic analysis of the reverse Brayton cycle with heat recovery through Maisotsenko cycle and air pre-heating in front of the turbine by solar energy. The influence of various factors on the total cycle efficiency was investigated, as well.

Calculations have shown the increase in the air temperature at the solar heater exit and air-steam mix temperature in front of gas turbine leads to increase in turbine efficiency. Increasing in the air temperature behind the solar heater leads to increase in reduction in cycle regeneration rate, while increase in the air-steam mix temperature in front of turbine leads to decrease in the power of the M-cycle equipment. With increase in the relative air humidity the air consumption coming through gas turbine increases, while increase in the air temperature behind the solar heater leads to decrease in the air consumption.

Increase in the ambient air temperature provides decrease in the gas turbine efficiency. Increase in the relative air humidity increases the air mass flow rate through gas turbine, while with increase in the air temperature after solar heater the air consumption drops down. Also, with increase in the relative air humidity the gas turbine efficiency decreases, nevertheless this decrease is due to reduction in the regeneration ratio of the Maisotsenko equipment.

Key words: gas turbine, reverse Brayton cycle, Maisotsenko cycle, solar heater.