

КОНЦЕПЦІЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ Й ПЕРСПЕКТИВИ РЕАЛІЗАЦІЇ ПРИНЦИПУ СТРУМИННОЇ ТЕРМОКОМПРЕСІЇ В МАЛІЙ ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЦІ

М. Г. Прокопов, кандидат технічних наук, старший викладач

С. О. Шарапов, кандидат технічних наук, старший викладач

Ю. С. Мерзляков, кандидат технічних наук, старший викладач

Д. М. Гусєв, аспірант

Сумський державний університет

E-mail: s.sharapov@kttf.sumdu.edu.ua

Анотація. Обґрунтовується доцільність реалізації принципу струминної термокомпресії для підвищення енергоефективності джерел електро- і теплопостачання малої теплоенергетики. Представлені результати термодинамічного аналізу і числової оптимізації параметрів компресорного паротурбінного циклу малої когенераційної енергоустановки. Апробований струминний понижуючий термотрансформатор як альтернатива традиційному котельному теплопостачанню.

На основі проведеного термодинамічного аналізу розроблений новий комбінований цикл знижувального термотрансформатора, який забезпечує ефективно перетворення енергії, що підводиться (переважно у формі тепла палива) в потік теплоносія системи теплопостачання з необхідним температурним рівнем 50...90 °С.

Принципова відмінність цього термотрансформатора від пароконпресорних теплових насосів полягає в заміні механічного компресора на струминний термокомпресорний модуль (СТК-модуль).

Робочий процес в СТК-модулі реалізується шляхом використання як активного середовища струминного компресора закипаючої при витіканні недогрітої до насичення рідкої фази холодильного агента. Інжекція пари з випарника забезпечується шляхом сформованого у вихідному перерізі сопла активного потоку струменя дрібнодисперсної парокрапельної структури.

Підготовлено й апробовано програму числового дослідження робочого процесу знижувального термотрансформатора, на базі якої проведено розрахунки багатьох варіантів.

На основі розрахункових досліджень встановлена область досяжних показників пропонованої системи теплопостачання; визначена область вихідних режимних параметрів, що відповідають максимальним значенням коефіцієнта перетворення й ексергетичної ефективності; отримані порівняльні показники основних параметрів досліджуваного термотрансформатора на різних робочих

речовинах у діапазоні режимів роботи як теплового насоса або холодильної машини.

Ключові слова: *робочий процес, струминний термокомпресор, понижуючий термотрансформатор, енергоефективність, теплонасосний режим*

Актуальність. Енергоефективність, економічність і екологічна чистота джерел електро- і теплопостачання є найважливішими проблемами сучасної світової економіки, яка характеризується стрімким збільшенням енергоспоживання (за останнє сторіччя у 25 разів) при зростаючому дефіциті викопних органічних палив.

В умовах енергетичної кризи, що розвивається, все більш актуальним стає застосування малих енергогенеруючих систем безпосередньо у споживачів [1].

Причому, розширення децентралізації вимагає не тільки пріоритетного переходу на альтернативні поновлювані енергоресурси, нейтральних щодо CO₂ - викидів, а й істотного підвищення коефіцієнта використання енергії палива в малих установках шляхом реалізації нових перспективних циклів і енерготехнологій.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Серед конкурентноспроможних енергоджерел особливий інтерес представляє асортимент парових турбін малої потужності [2], які органічно вписуються в діючі теплові мережі котелень при переході до когенераційних технологій електро- і теплопостачання. Володіючи рядом незаперечних переваг, які включають широкий спектр використовуваних палив і теплоносіїв, перетворення енергії, проте характеризуються низькою ефективністю (ККД на рівні близько 20 %) і, отже, - підвищеною витратою палива.

Основна причина такої низької енергоефективності полягає перш за все в самому способі передачі хімічної енергії палива E_I у формі тепла до робочої речовини циклу (води) в практично ізобарному поточному процесі з метою підвищення лише термічної складової ексергії цієї речовини. З позиції фундаментальних законів термодинаміки [3], ступінь ефективності в цьому випадку обмежується співвідношенням середніх температур навколишнього середовища T_{nc} і робочої речовини (\tilde{T}_1) в процесі нагрівання: $\eta_e \approx \eta_q \cdot (1 - (T_{oc} / \tilde{T}_1))$. Коефіцієнт

теплоспоживання η_q (ККД котельного агрегату) тут враховує тільки прямі втрати при теплопередачі. Оцінювальний аналіз показує, що при наявному рівні температур (\tilde{T}_1) у звичайних парових та водоگрійних котельних агрегатах втрачається на рівні 50-90 % підведеної енергії палива.

Мета дослідження - обґрунтування способу підвищення енергоефективності малих теплоенергетичних установок, який базується на принципах термокомпресорного замикання прямих і зворотних парових циклів. На основі результатів теоретико-експериментальних досліджень струминного термокомпресора (СТК) оцінюються досяжні показники ефективності компресорної паротурбінної установки (ПТУ) і струминного понижуючого термотрансформатора (ПТ) теплопостачання.

Матеріали та методи дослідження.

Компресорна паротурбінна енергоустановка

Принципові відмінності компресорного циклу на вологій водяній парі [4] чітко проявляються порівняно з відомим замкненим процесом традиційної ПТУ у фіксованому температурному інтервалі: $T_1, T_2 = const$ (рис.1).

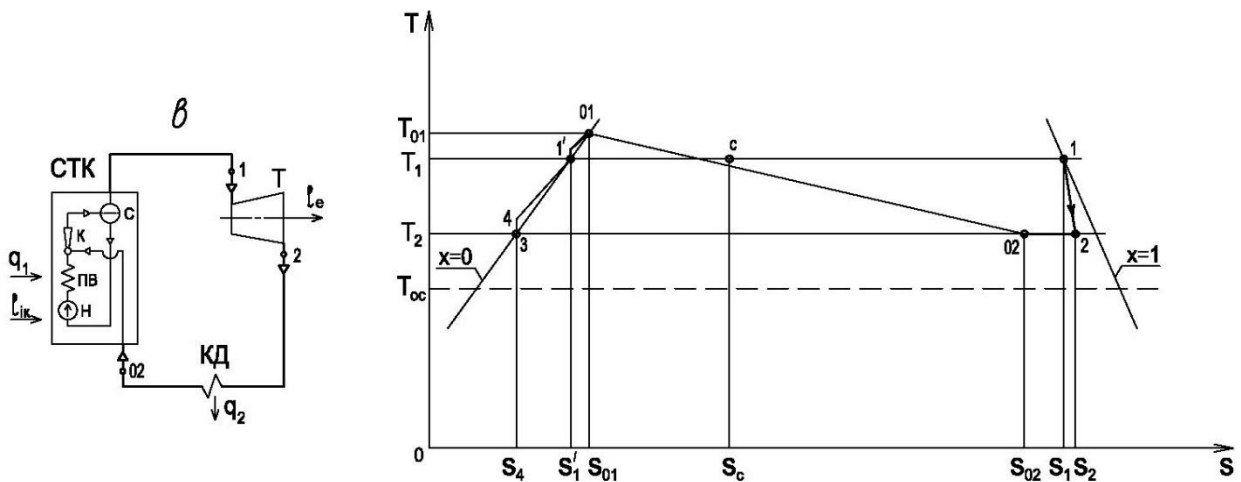


Рис. 1. Принципова схема та цикл компресорної ПТУ:

T - турбіна; KD - конденсатор; СТК - струминний термокомпресорний модуль (К - струминний компресор, С - сепаратор, Н - циркуляційний насос, П - підігрівач робочої води)

Відновлення робочих параметрів T_1 , p_1 відпрацьованої в турбіні пари в традиційному циклі (1-2-3-4-1'-1) здійснюється шляхом відведення тепла q_2 в процесі його повної конденсації (2-3), підвищення тиску в насосі (3-4) і підведення тепла палива q_1 в процесі підігрівання і пароутворення (4-1). Отже, для забезпечення малої величини роботи стиснення в насосі ($l_H/q_1 \rightarrow 0$), що, безумовно, є перевагою циклу, необхідно відводити й, відповідно, підводити великі кількості енергії у формі тепла. Для підвищення ефективності, в цьому випадку, необхідно забезпечити значне розширення температурного інтервалу реалізації циклу шляхом переходу на суперкритичні й супернадкритичні параметри пару [5] тощо. Такий спосіб надзвичайного ускладнення теплової схеми та устаткування неприйнятний для малої теплоенергетики. Помірне ж розширення температурного інтервалу, обґрунтоване рентабельністю капітальних вкладень, дозволяє підвищити ККД силового блоку ПТУ малої потужності (~0,5 - 1 МВт) до ~20 %, що ставить під сумнів доцільність їх застосування в автономному виконанні.

У пропонованому компресорному циклі (1-2-02- (с) -1) відпрацьована в турбіні пара конденсується в процесі (2-02) лише частково перед подаванням до модуля СТК, в якому забезпечується відновлення параметрів вологої пари до робочого стану (T_1 , p_1). Отже, енергія палива в формі тепла q_1 тут підводиться до термокомпресора, який підвищує і тиск і температуру пари, а "окремий" традиційний процес передавання тепла q_1 відсутній. Внаслідок такої рециркуляції відпрацьованої пари радикально знижуються величини q_1 і q_2 , і, відповідно, підвищується внутрішній ККД η_i . Ефективність компресорного циклу, в першу чергу, визначається досконалістю робочого процесу термокомпресора, а співвідношення температур (T_2/\tilde{T}_1) у такому випадку не є визначальним критерієм.

Робочий процес СТК передбачає використання як активного середовища закипаючу, недогріту до насичення рідину [4]: у вихідному перерізі активного сопла струминного компресора (K) формується надзвуковий струмінь дрібнодисперсної парокрапельної структури [6, 7] з високим об'ємним вмістом пари ($\beta \rightarrow 1$), який інjektує відпрацьовану пару з конденсатора. Стиснена в компресорі волога пара

розділяється в сепараторі (с) на два потоки - відновлена суха пара подається в турбіну, а насичена рідина відводиться насосом (Н) в циркуляційний контур і після нагрівання в підігрівачі (П) подається в компресор (К) для формування робочого струменя.

Експериментальними й розрахунковими дослідженнями встановлено область існування режимних та геометричних параметрів з максимально високими значеннями коефіцієнтів швидкості активного сопла $\varphi_a = 0,96 - 0,98$ та імпульсу $\varphi_a \approx 1,0$ (поява режимів з $\varphi_i > 1,0$ пов'язана з метастабільністю витікання закипаючої рідини). Причому дані випробувань дослідних зразків СТК на водяній парі свідчать про відсутність граничних критичних режимів у приймальній камері, які суттєво обмежують ефективність газо- або парострумимних компресорів через супутні втрати "на удар" [8].

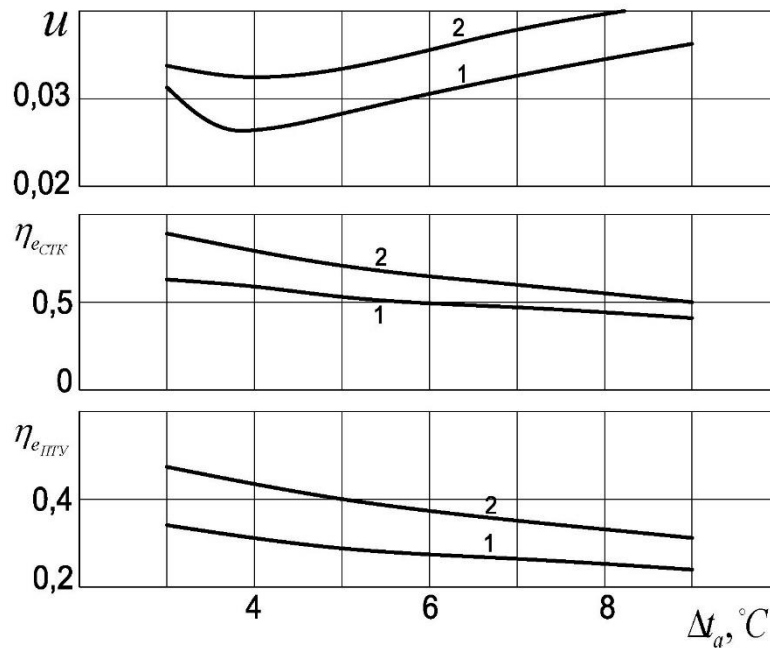


Рис. 2. Досяжні показники ефективності компресорної ПТУ:
ефективний ККД відповідно турбіни $\eta_{oi}^T = 0,75$ і насоса $\eta_{oi}^H = 0,8$, коефіцієнт

теплоспоживання $\eta_q = 0,95$;

1- $p_1 = 10$ бар, $p_{o2} = 1,2$ бар, $x_{o2} = 0,92$, $p_n = 23$ бар;

2- $p_1 = 15,5$ бар, $p_{o2} = 1,4$ бар, $x_{o2} = 0,91$; $p_n = 30$ бар

Зазначені особливості робочого процесу і мала величина роботи насосу циркуляційного контуру через незначну кількість питомого об'єму рідини зумовлюють підвищений рівень ефективного ККД модуля СТК:

$$\eta_{e_{noe}} = u \cdot (e_1 - e_{o2}) | (\eta_q^{-1} \cdot q_1 + \eta_m^{-1} \cdot \ln), \quad (1)$$

де u – коефіцієнт інжекції; e – питома ексергія пари; η_m – механічний ККД насоса.

На рис. 2 представлена розрахункова залежність показників компресорної ПТУ від ступеня підігрівання робочої води в циркуляційному контурі. Чисельне дослідження характеристик компресорного циклу показує, що її ефективність в першу чергу визначається досконалістю перетворення енергії, що підводиться до СТК. Для стабільної роботи струменевого компресора необхідний певний мінімальний підігрів, що подається в активне сопло води.

У табл/ 1 наведено один з варіантів компресорного циклу в зіставленні з традиційним, що дозволяє оцінити основні показники енергоустановки.

1. Показники ефективності компресорної ПТУ в когенераційному режимі експлуатації (міні-ТЕЦ) електричною потужністю 500 кВт

Показник	Розмірність	Числове значення	
		Компресорна ПТУ	Традиційна ПТУ
Робочі параметри пари:			
- тиск, p_1	бар	1,55	4,0
- температура, t_1	°С	200	400
Тиск в конденсаторі, p_2	бар	1,4	1,2
Тиск в конденсаторі, p_n	бар	30	40
Ефективний ККД модуля СТК, $\eta_{e_{noe}}$	-	0,71	-
Внутрішній ККД силового циклу, η_i	-	0,43	0,19
Продуктивність робочої пари, m_{II}	т/год	8,7	3,5
Теплова потужність:			
- підігрівач води СТК	$Q_{пв}$	1270	-
- парогенератор	$Q_{пг}$	-	2670
Теплова потужність конденсатора теплопостачання	$Q_{кт}$	700	2150
Потужність насоса	кВт	54	5
Ефективний ККД міні-ТЕЦ, $\eta_{e_{тоо}}$	-	0,51	0,35
Витрата палива (природний газ осередненого складу), $V_{топ}$	м ³ /год	134	282

Всупереч істотному розширенню, наявному теплоперепадку за рахунок перегріву і підвищення тиску робочої пари, ефективність традиційного циклу (і енергоустановки) значно поступається компресорному. Підвищена продуктивність m_{II} компресорної ПТУ, зумовлена низьким рівнем коефіцієнту масової інжекції u , є пріоритетним у застосуванні її в малій теплоенергетиці.

Струминний знижувальний термотрансформатор.

Ступінь енергетичної ефективності котельного теплопостачання, широко використовуваного в комунальній теплоенергетиці, не перевищує 10-15 %, а частка витрат на теплопостачання в балансі муніципальних послуг міст досягає 35-40 %. Найбільш прийнятною альтернативою при проведенні реконструкції існуючих теплових мереж і джерел енергії є так званий динамічний спосіб теплопостачання [9]. У знижувальному термотрансформаторі динамічного опалення поєднується спільна реалізація прямого і зворотного циклів в одному агрегаті. У кінцевому випадку є можливим отримання значної кількості гріючого тепла Q при підведенні меншої кількості високопотенційного тепла енергії палива E_1 . Формула для визначення коефіцієнту перетворення ПТ, що визначається значеннями ККД прямого циклу η_i і холодильного коефіцієнту зворотного циклу ε_i , має вигляд:

$$\psi = (Q/E_1) \cong \eta_q \cdot (1 + \eta_i \cdot \varepsilon_i), \quad (2)$$

і завжди більше одиниці. У граничному випадку котельного теплопостачання, коли $\eta_i = 0$, коефіцієнт перетворення $\psi = \eta_q < 1$.

Результати досліджень та їх обговорення. У пропонованому ПТ [10] (рис. 3) комбінування прямого і зворотного циклів забезпечується застосуванням модуля СТК, у циркуляційному контурі якого здійснюється цикл (к - с - н - п - к) перетворення енергії. Зворотний парокompресорний цикл (01 - 03 - 04 - 02 - 01) поєднується з прямим у струминному компресорі (К). Таким чином, заміна механічного компресора на термокомпресорний модуль дозволяє реалізувати новий комбінований цикл ПТ, що забезпечує трансформацію підведеної енергії палива E_1 і енергії навколишнього середовища у формі тепла Q_x у підігрівальний тепловий потік Q , що знімається в конденсаторі теплопостачання КД.

Ефективність прямого циклу в такому випадку визначається ступенем досконалості термокомпресорного модуля: $\eta_I = \eta_{СТК}$. Числове дослідження робочого процесу модуля СТК у складі парокомпресійного циклу проводилося з використанням відомих теплонасосних речовин R-142b, R-236fa, водних розчинів, тощо у широкому діапазоні визначальних параметрів: $t_{o1} = 50 - 100$ °С, $p_{o1} = 6,5 - 21,3$ бар; $\Delta t_a = 1 - 6$ °С; $p_n = 12 - 30$ бар; $t_{o2} = -35 \dots +10$ °С, $p_{o2} = 0,3 - 2,1$ бар; $t_{o3} = 40 - 50$ °С.

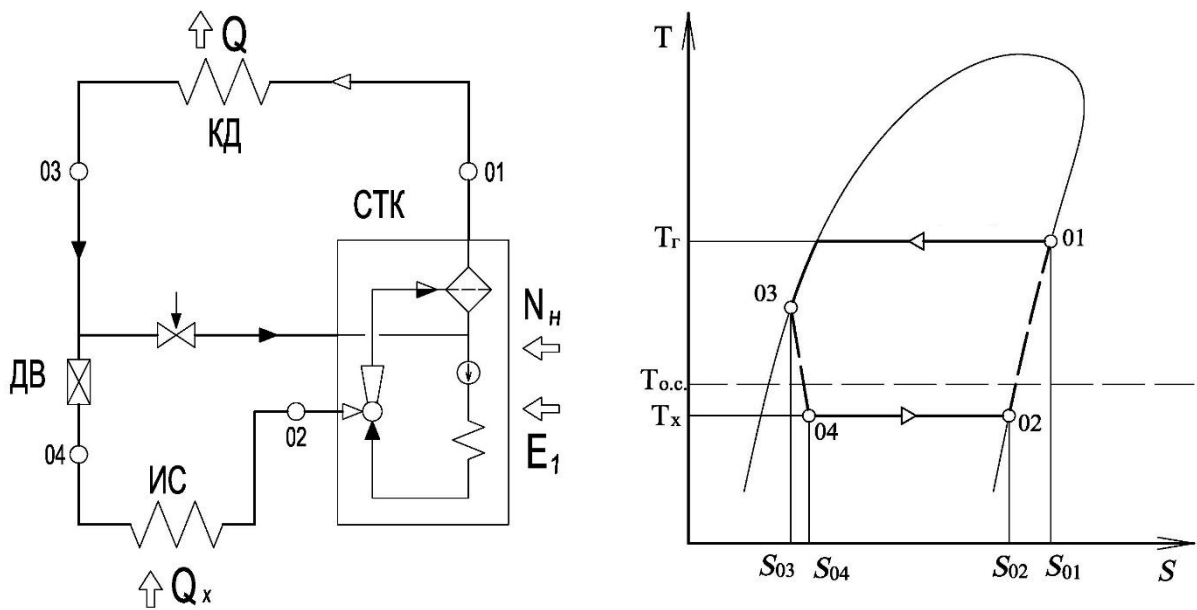


Рис. 3. Принципова тепла схема і цикл струминного ПТ:

КД - конденсатор; ДВ - дросельний вентиль, ИС - випарник, СТК - струминний термокомпресорний модуль

Як і при використанні водяної пари, тут у широкому діапазоні підвищення тиску $\kappa_k \approx 10 - 20$ зберігається досить високий рівень коефіцієнта перетворення ψ , ступеня досконалості термокомпресора $\eta_{СТК}$, а значить, і *u* - знижувального термотрансформатора.

$$\eta_{e_{пт}} = m_e \cdot (e_{o1} - e_{o3}) / E_1 + N_H \cdot \quad (3)$$

Відносний внесок механічної складової (потужності привода насоса N_H) $d_N = N_H / (E_1 + N_H)$ у загальному балансі, що підводиться до прямого циклу енергії, залежить від типу робочої речовини, а мінімальне значення $\alpha_{Nmin} \approx 0,05 - 0,20$.

Можливість досягнення значного ступеня трансформації низькопотенційного тепла ($\psi \approx 3,0 - 3,5$) і простота конструкції обладнання термокомпресорного модуля зумовлюють перспективність струминного ПТ як альтернативи котельного теплопостачання. Про це свідчать результати техніко-економічного оцінювання варіантів теплопостачання: котельного та термотрансформаторного (табл. 2).

2. Порівняння варіантів теплопостачання

(Температура опалення 70/40 °С, температура низькопотенційного джерела 8 °С; мінімальний напір в теплообмінниках 5 – 10 °С; температура навколишнього середовища – 5 °С; робоча речовина R-142b).

Показник	Розмірність	Числове значення	
		Котельне опалення	Трансформаторне опалення
Коефіцієнт перетворення ψ	-	0,81	3,10
Теплові втрати в мережах	%	15	15
Рівень енергоефективності η_e	-	0,10	0,50
Витрата енергії, що підводиться на 1 МВт·год потужності опалення:			
- паливо (природний газ)	м ³ /МВт·год	159	24
- електроенергія	кВт·год/МВт·год	7	83
Відносний внесок електроенергії d_N	%	~1	20
Ступінь енергоекономічної ефективності (індекс цін $\alpha_3 = 1/3$) η_3	-	0,10	0,33

Ступінь енергоекономічної ефективності η_3 враховує різну вартість видів енергії, що підводяться, в індексі співвідношення цін α_3 на паливо і електроенергію [11].

Висновки та перспективи.

1. Термокомпресорний спосіб передавання енергії палива до робочого тіла може істотно підвищити ефективність систем електро- та теплопостачання малої теплоенергетики.

2. Аналіз показників компресорного паротурбінного циклу свідчить про перспективність розроблюваної малої ПТУ: підвищення рівня ефективності в

когенераційному режимі експлуатації досягається помірними параметрами робочої пари і значним спрощенням конструкції та вартості основного устаткування.

3. Реалізація нового комбінованого циклу струминного знижувального термокомпресора забезпечує ефективне перетворення енергії палива, що підводиться в системі теплопостачання з коефіцієнтом перетворення $\psi = 3,0 - 3,5$ при необхідному температурному рівні $50 - 90^\circ\text{C}$.

Список використаних джерел

1. Грицина В. П. Развитие малой энергетики – естественный путь выхода из наступившего кризиса энергетики. Промышленная энергетика. 2001. №8. С. 13-15.

2. Березин С. Р. Технология энергосбережения с использованием паровых винтовых машин. Теплоэнергетика. 2007. №8. С. 40-43.

3. Бэр Г. Д. Техническая термодинамика: Теоретические основы и технические приложения. М.: Мир, 1977. 518 с.

4. Патент України №35181, МПК (2006) F22B3/00. Паротурбінна установка з компресорним циклом перетворення енергії. Опубл. 10.09.2008. Бюл. №17.

5. Котлер В. Р. Экономический аспект перехода к энергоблокам на сверхкритические параметры пара. Теплоэнергетика. 2007. №9. С. 73-75.

6. Марченко В. Н., Прокопов М. Г. Парообразование в адиабатных ускоряющихся потоках вскипающей жидкости. Компрессорное и энергетическое машиностроение. 2007. №3(9). С. 94-99.

7. Марченко В. Н., Прокопов М. Г. Расчет парообразования в ускоряющихся потоках вскипающей жидкости. Компрессорное и энергетическое машиностроение. 2007. №4(10). С. 98-105.

8. Соколов Е. Я., Зингер Н. М. Струйные аппараты. М.: Энергоиздат, 1989. 352 с.

9. Арсеньєв В. М., Мелейчук С. С. Теплові насоси: основи теорії і розрахунку. Суми : Сумський державний університет, 2018. 364 с.

10. Патент України №28398, МПК (2006) F25B1/100. Парова термотрансформаторна установка. Опубл. 10.12.2007. Бюл. №20.

11. Тсатсаронис Д. Взаимодействие термодинамики и экономики для минимизации стоимости энергопреобразующей системы. Одесса.: Студия «Негациант», 2002. 152 с.

References

1. Gritsina, V. P. (2001). Razvitiye maloy energetiki – yestestvennyy put' vykhoda iz nastupivshogo krizisa energetiki [The development of small-scale energy is a natural way out of the current energy crisis]. Promyshlennaya energetika, 8, 13-15.

2. Berezin, S. R. (2007). Tekhnologiya energosberezheniya s ispol'zovaniyem parovykh vintovykh mashin [Energy saving technology using steam screw machines]. Teploenergetika, 8, 40-43.

3. Ber, G. D. (1977). Tekhnicheskaya termodinamika: Teoreticheskiye osnovy i tekhnicheskkiye prilozheniya [Technical Thermodynamics: Theoretical Foundations and Technical Applications]. M.: Mir, 1977. 518 s.

4. Patent Ukrainy №35181, МПК (2006) F22VZ/00. Paroturbinnaya ustanovka z kompresornym tsyklom peretvorenniya enerhii [Steam turbine unit with compressor cycle of energy conversion]. Opubl. 10.09.2008. Biul. №17.

5. Kotler, V. R. (2007). Ekonomicheskyy aspekt perekhoda k energoblokam na sverkhkriticheskiye parametry para [The economic aspect of the transition to power units with supercritical steam parameters]. Teploenergetika, 9, 73-75.

6. Marchenko, V. N., Prokopov, M. G. (2007). Paroobrazovaniye v adiabatnykh uskoryayushchikhsya potokakh vskipayushchey zhidkosti [Vaporization in adiabatic accelerating flows of a boiling liquid]. Kompessornoye i energeticheskoye mashinostroyeniye, 3(9), 94-99.

7. Marchenko, V. N., Prokopov, M. G. (2007). Raschet paroobrazovaniya v uskoryayushchikhsya potokakh vskipayushchey zhidkosti [Calculation of vaporization in accelerating streams of boiling liquid]. Kompessornoye i energeticheskoye mashinostroyeniye, 4(10), 98-105.

8. Sokolov, Y. Y., Zinger, N. M. (1989). Struynyye apparaty [Inkjet devices]. M.: Energoizdat, 1989. 352 s.

9. Arseniev, V. M., Meleichuk, S. S. (2018). Teplovi nasosy: osnovy teorii i rozrakhunku [Heat pumps: basics of theory and calculation]. Sumy: Sumskiy derzhavnyi universytet, 364.

10. Patent Ukrainy №28398, МПК (2006) F25V1/100. Parova termotransformatorna ustanovka [Steam thermotransformer installation]. Opubl. 10.12.2007. Biul. №20.

11. Tsatsaronis, D. (2002). Vzaimodeystviye termodinamiki i ekonomiki dlya minimizatsii stoimosti energopreobrazuyushchey sistemy [Interaction of thermodynamics and economics to minimize the cost of an energy conversion system]. Odessa.: Studiya «NegatsianT», 152.

КОНЦЕПЦИЯ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ И ПЕРСПЕКТИВЫ РЕАЛИЗАЦИИ ПРИНЦИПА СТРУЙНОЙ ТЕРМОКОМПРЕССИИ В МАЛОЙ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКЕ

Н. Г. Прокопов, С. А. Шаранов, Ю. С. Мерзляков, Д. Н. Гусев

Аннотация. *Обосновывается целесообразность реализации принципа струйной термокомпрессии для повышения энергоэффективности источников электро- и теплоснабжения малой теплоэнергетики. Представлены результаты термодинамического анализа и численной оптимизации параметров компрессорного паротурбинного цикла малой когенерационной энергоустановки. Апробирован струйный понижающий термотрансформатор – как альтернатива традиционному котельному теплоснабжению.*

На основе проведенного термодинамического анализа разработан новый комбинированный цикл понижающего термотрансформатора, обеспечивающий эффективное преобразование подводимой энергии (преимущественно в форме

тепла топлива) в поток теплоносителя системы теплоснабжения с необходимым температурным уровнем (50...90 °С).

Принципиальное отличие рассматриваемого термотрансформатора от парокomppressorных тепловых насосов состоит в замене механического компрессора на струйный термокомпрессорный модуль (СТК-модуль).

Рабочий процесс в СТК-модуле реализуется путем использования в качестве активной среды струйного компрессора вскипающей при истечении недогретой до насыщения жидкой фазы холодильного агента. Инжекция пара из испарителя обеспечивается за счет сформированной в выходном сечении сопла активного потока струи мелкодисперсной парокapельной структуры.

Подготовлена и апробирована программа численного исследования рабочего процесса понижающего термотрансформатора, на базе которой проведены многовариантные расчеты.

На основе расчетных исследований установлена область достижимых показателей предлагаемой системы теплоснабжения; определена область исходных режимных параметров, соответствующая максимальным значениям коэффициента преобразования и эксергетической эффективности; получены сравнительные показатели основных параметров исследуемого термотрансформатора на различных рабочих веществах в диапазоне режимов работы в качестве теплового насоса или холодильной машины.

Ключевые слова: *рабочий процесс, струйный термокомпрессор, понижающий термотрансформатор, энергоэффективность, теплонасосный режим*

THE ENERGY EFFICIENCY CONCEPT AND IMPLEMENTATION PROSPECTS OF THE JET THERMOCOMPRESSOR PRINCIPLE IN SMALL HEAT ENERGY

M. Prokopov, S. Sharapov, Yu. Merzlyakov, D. Gusev

Abstract. *The expediency of the implementation of the principle of steam thermal compression to improve the energy efficiency of sources of electricity and heat supply of small heat power engineering is substantiated. The results of thermodynamic analysis and numerical optimization of the parameters of the compressor steam-turbine cycle of a small cogeneration power plant are presented. A jet step-down thermotransformer has been tested - as an alternative to traditional boiler heating.*

On the basis of the conducted thermodynamic analysis, a new combined cycle of a step-down thermotransformer has been developed, which ensures efficient conversion of the supplied energy (mainly in the form of fuel heat) into the heat carrier flow of the heat supply system with the required temperature level 50 ... 90 °C).

The fundamental difference between the considered thermal transformer and steam compressor heat pumps is the replacement of a mechanical compressor with a steam thermocompressor module (STC-unit).

The working process in the STK-module is realized by using the liquid phase of the refrigerant, which boils up during expiration, subcooled to saturation, as an active medium of a jet compressor. Injection of steam from the evaporator is provided due to the

fine-dispersed vapor-droplet structure formed in the outlet section of the active flow nozzle.

A program for the numerical study of the working process of a step-down thermal transformer was prepared and tested, on the basis of which multivariate calculations were carried out.

On the basis of computational studies, the area of achievable indicators of the proposed heat supply system has been established; the area of initial operating parameters corresponding to the maximum values of the conversion coefficient and exergy efficiency was determined; comparative indicators of the main parameters of the investigated thermal transformer on various working substances in the range of operating modes as a heat pump or a refrigerating machine were obtained.

Key words: *workflow, steam thermocompressor, step-down thermotransformer, energy efficiency, heat pump mode*