

УДК 621.577.536

М. М. Чепурний, к. т. н., доц., Н. В. Резидент, к. т. н.**ЗАСТОСУВАННЯ ПАРОКОМПРЕСІЙНИХ ТЕПЛОАСОСНИХ
УСТАНОВОК ДЛЯ УТИЛІЗАЦІЇ СКИДНОЇ ТЕПЛОТИ
КОНДЕНСАТОРІВ ПАРОВИХ ТУРБІН**

Проаналізовано енергетичну ефективність роботи комбінованих установок на основі конденсаційних турбін і парокompресорних теплоасосних установок.

Ключові слова: парогенератор, паротурбінна установка, випарник, компресор, конденсатор, теплоасосна установка.

Вступ

Через подорожчання органічного палива останнім часом багато уваги приділяють використанню скидних низькотемпературних джерел енергії в теплоасосних установках [1 – 4]. Аналіз застосування й перспективи розвитку теплоасосних технологій в Україні здійснено в [1], де зазначено, що для природно-кліматичних умов України використання традиційних низькотемпературних джерел теплоти у вигляді атмосферного повітря, поверхневих, ґрунтових і стічних вод є досить обмеженим і вимагає значних витрат. За цих умов актуальним є пошук інших джерел низькотемпературної теплоти. Використання теплоти скидних продуктів згорання палива котельних установок розглянуто в [2]. Іншим низькотемпературним джерелом теплоти може бути теплота, яку скидають у доквілля з охолодною водою з конденсаторів парових турбін [3]. Конденсаційні паротурбінні установки (ПТУ) мають порівняно невисокий коефіцієнт корисної дії ($\eta_{ПТУ} < 43\%$), що зумовлено значними (50% і більше) втратами теплоти в конденсаторах. При цьому температура охолодної води на виході з конденсаторів турбін становить від 24 до 30 °С. Саме цю скидну теплоту доцільно використовувати в теплоасосних установках (ТНУ) для опалення й гарячого водопостачання.

Виходячи з вищевикладеного ставилась задача проаналізувати ефективність роботи комбінованої установки на основі конденсаційної ПТУ і ТНУ.

Основні результати

Принципова схема прибудови теплоасосної установки до конденсатора парової турбіни показана на рис. 1, де також наведені позначення: витрат – G , температур – t , тисків – P , ентальпій h у характерних точках схеми. Методика розрахунків теплових схем паротурбінних установок викладена в [4], а теплоасосних установок – у [5]. Показники ефективності роботи певної ПТУ, зокрема ККД – $\eta_{ПТУ}$, завжди можна визначити на підставі паспортних даних, результатів випробувань або розрахунків теплової схеми.

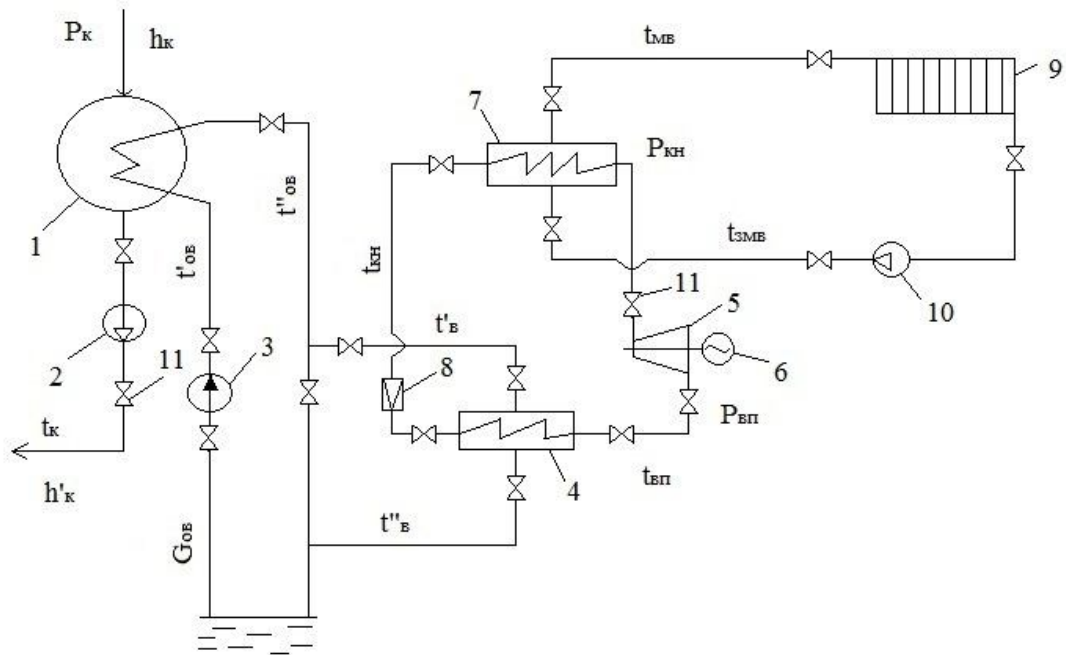


Рис. 1. Схема теплонасосної установки, живленої від конденсатора парової турбіни: 1 – конденсатор парової турбіни; 2 – конденсатний насос; 3 – циркуляційний насос; 4 – випарник ТНУ; 5 – компресор; 6 – електропривод компресора ТНУ; 7 – конденсатор ТНУ; 8 – дросельний пристрій; 9 – споживачі гарячої води; 10 – мережний насос; 11 – запірні арматури

Для конденсаційних турбін теплова потужність, яка вноситься із парогенератора на турбоустановку, дорівнюватиме

$$Q_{ПГ} = Q_{ТУ} = Ne / \eta_{ПТУ}, \tag{1}$$

де Ne – потужність електрогенератора ПТУ, $Q_{ПГ}$ – теплова потужність парогенератора.

Теплова потужність конденсатора турбіни становитиме

$$Q_k = Q_{ПГ} - Ne = Ne(1 - \eta_{ПТУ}) / \eta_{ПТУ} = Ne \cdot \Psi. \tag{2}$$

Для спрощення розрахунків значення Ψ наведено на рис. 2.

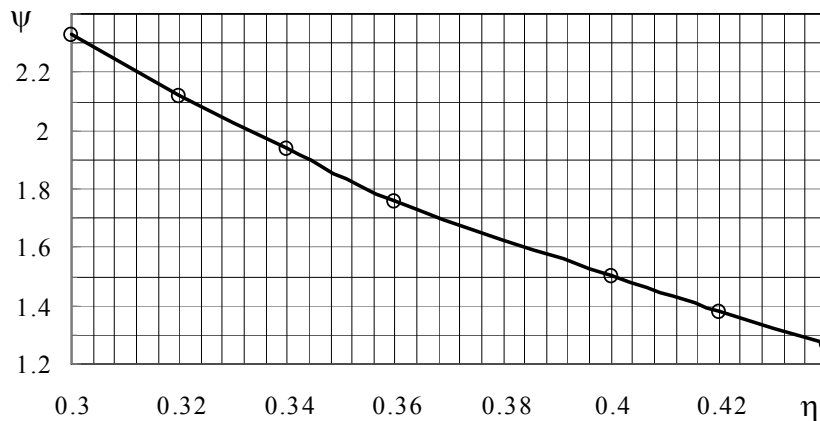


Рис. 2. Залежність Ψ від ККД паротурбінних установок

Витрата умовного палива на ПТУ

$$By = Q_{\text{ПГ}} / (\eta_{\text{ПГ}} \cdot Q_{\text{нв}}^p) = Ne / (\eta_{\text{ПТУ}} \cdot \eta_{\text{ПГ}} \cdot Q_{\text{нв}}^p), \quad (3)$$

де $\eta_{\text{ПГ}}$ – ККД парогенератора; $Q_{\text{нв}}^p = 29,3$ МДж/кг – теплота згорання умовного палива.

Питома витрата умовного палива, кг/ГДж

$$by = By \cdot 10^3 / Ne = 10^3 / (\eta_{\text{ПТУ}} \cdot \eta_{\text{ПГ}} \cdot Q_{\text{нв}}^p). \quad (4)$$

Коефіцієнт використання теплоти палива

$$K_{\text{ВП}} = Ne / (By \cdot Q_{\text{нв}}^p) = 10^3 / (by \cdot Q_{\text{нв}}^p) = 34,13 / by. \quad (5)$$

Якщо вважати, що охолодна вода із конденсатора турбіни повністю надходить у випарник ТНУ, то максимальна потужність випарника дорівнюватиме

$$Q_{\text{вн}}^{\text{max}} = Q_k (\Delta t_e / \Delta t_{oe}) = Ne \cdot \Psi \cdot \Theta, \quad (6)$$

де $\Delta t_e = t'_e - t''_e$ – різниця температур води у випарнику; $\Delta t_{oe} = t''_{oe} - t'_{oe}$ – різниця температур охолодної води в конденсаторі турбіни; $\Theta = \Delta t_e / \Delta t_{oe}$.

Аналіз роботи теплонасосної установки зручно здійснювати для одиничної потужності випарника ТНУ, тобто $Q_{\text{вн}} = 1$ МВт. Ефективність роботи ТНУ, як відомо, залежить від температури випаровування холодоагента у випарнику t_e , температури його конденсації в конденсаторі $t_{\text{кн}}$ і ККД компресора, тобто від величини опалювального коефіцієнта φ , який характеризує відношення потужності конденсатора $Q_{\text{кн}}$ до потужності компресора $N_{\text{км}}$. Значення φ може бути визначене безпосередньо у процесі побудови циклу ТНУ на P-h діаграмі або за залежностями у [2]. У табл. 1 наведено результати розрахунків основних показників роботи ТНУ за умови: $Q_{\text{вн}} = 1$ МВт; ККД компресора – $\eta_{\text{км}} = 0,84$; $t'_e = 29$ °C; $t''_e = 19$ °C; $t_{\text{вн}} = 15$ °C; робоче тіло ТНУ – R717 (аміак).

Таблиця 1

Основні показники роботи теплонасосної установки

Показники	Температура конденсації в ТНУ, °C					
	50	60	70	80	90	100
Витрата холодоагента, кг/с	0,96	1	1,07	1,13	1,23	1,31
Потужність привода компресора, кВт	174,8	231,6	317,1	361,2	479,1	565,4
Потужність конденсатора, кВт	1164	1220	1300	1336	1452	1538
Опалювальний коефіцієнт	6,66	5,27	4,1	3,7	3	2,72
Температура мережної води, °C	45	55	65	75	85	95
Температура зворотної мережної води, °C	20	25	30	35	40	50
Потужність мережного насоса, кВт	12	10,5	9,6	8,7	8,4	8
Сумарна електрична потужність власних потреб, кВт	186,8	242,1	326,7	369,9	487,5	573,4

Із табл. 1 наочно видно, що зі збільшенням температури конденсації пари холодоагента в конденсаторі теплонасосної установки (із підвищенням якості теплової енергії, що постачається споживачам) ефективність роботи ТНУ зменшується, а електрична потужність власних потреб на привод компресора і мережного насоса зростає. Характер зміни значень φ і $N_{\text{вн}}$ показано на рис. 3.

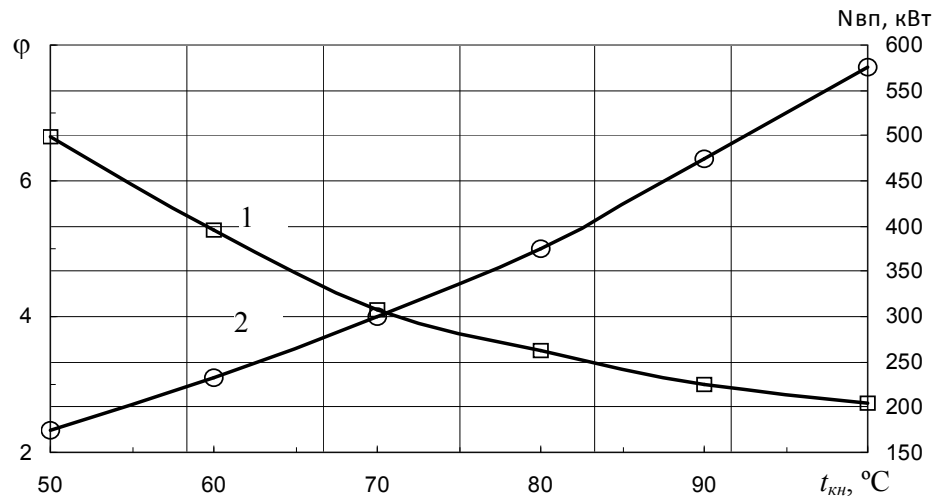


Рис. 3. Поточні значення опалювального коефіцієнта φ (лінія 1) та електричної потужності власних потреб ТНУ – $N_{вп}$ (лінія 2)

Слід зазначити, що в заданому інтервалі змін температури конденсації $t_{кн}$ потужність конденсатора ТНУ збільшується в 1,32 рази, а потужність власних потреб – у три рази.

Певний режим роботи паротурбінної установки характеризується умовами: $Ne = \text{const}$ і $B_u = \text{const}$. При цьому загальна потужність, яка відпущена від комбінованої установки на основі ПТУ і ТНУ, складатиме

$$Q^k = Ne - N_{км} + Q_{кн} = Ne \cdot (1 - \alpha_N + \alpha_N \cdot \varphi) = Ne \cdot \beta, \quad (7)$$

де $\alpha_N = N_{км} / Ne$ – частка електричної потужності ПТУ, яка витрачається на привід компресора ТНУ; β – коефіцієнт, який характеризує відношення потужності комбінованої установки до електричної потужності ПТУ (Q^k / Ne).

Легко побачити, що в разі $\alpha_N = 0$ ТНУ не працює і споживачам постачається тільки електроенергія потужністю Ne , а в разі $\alpha_N = 1$ – тільки тепла енергія потужністю $Q_{кн}$ від ТНУ. На підставі (3), (4), (5) і (7) основні показники ефективності роботи комбінованої установки визначатимемо за співвідношеннями:

$$\left. \begin{aligned} b_y^k &= 10^3 / (\eta_{ПТУ} \cdot \eta_{ПГ} \cdot Q_{кн}^p / \beta) = b_y / \beta \\ K_{ВТП}^k &= 10^3 / (b_y^k \cdot Q_{кн}^p) \cdot \beta = K_{ВТП} \cdot \beta \end{aligned} \right\} \quad (8, 9)$$

Із останніх формул випливає, що питома витрата умовного палива в комбінованій установці зменшується, а коефіцієнт використання теплоти палива зростає, оскільки за $\alpha_N > 0$ коефіцієнт $\beta > 1$.

Уведемо позначення

$$\begin{aligned} N^k / Ne &= (Ne - N_{км}) / Ne = a, \\ Q_{кн} &= Q_T; \quad Q_T / Ne = b. \end{aligned} \quad (10)$$

З урахуванням (7) неважко визначити, що

$$b = \beta - a. \quad (11)$$

Оцінимо прибутковий складник ефективності комбінованої установки щодо базової (ПТУ). Виторг за енергію, відпущену за одиницю часу ($\tau = 1$) від ПТУ та комбінованої установки, складатиме:

$$S_{ПТУ} = Ne_e \cdot Ce \cdot 1 = Ne \cdot Ce \cdot 1, \quad (12)$$

$$S^k = N^k \cdot C_e \cdot 1 + Q_T \cdot C_T \cdot 1 = [(N_{e_e} - N_{км}) \cdot C_e + Q_T \cdot C_T] \cdot 1, \tag{13}$$

де N_{e_e} – електрична потужність, відпущена від ПТУ; C_T і C_e – тарифи на теплову та електричну енергію відповідно.

Якщо різницю $\Delta S = S^k - S_{ПТУ}$ віднести до $S_{ПТУ}$, то з урахуванням (10) і (11), одержимо

$$J = \Delta S / S_{ПТУ} = a + b(C_T / C_e) - 1 = a + b \cdot C^* - 1. \tag{14}$$

Величина J , подібно до [6], є індикатором прибуткової ефективності комбінованої установки. Якщо $J = 0$, то комбінована установка немає переваги над базовою; у разі, якщо $J < 1$, то комбінована установка менш вигідна, ніж базова, а в разі $J > 1$ комбінована установка ефективніша за базову. Значення J суттєво залежить від співвідношення тарифів на теплову та електричну енергію. Неважко помітити, що при $C_T = C_e$ $J = \beta - 1$.

Оцінимо показники роботи комбінованої установки на конкретному прикладі. За базову беремо ПТУ з конденсаційною турбіною К-12-35 Калузького турбінного заводу з характеристиками [7, 8]: номінальна електрична потужність – $N_e = 12$ МВт; тиск і температура пари перед турбіною – $P_o = 3,43$ МПа, $t_o = 435$ °С; параметри пари за турбіною – $P_k = 4,9$ кПа, $t_k = 32,5$ °С; кількість нерегульованих відборів пари – 3; температура живильної води – $t_{жсв} = 150$ °С; витрата пари на турбіну для номінальної потужності і номінальних витратах у відборах – $D_o = 53,2$ т/год.

У результаті розрахунків теплової схеми ПТУ з коефіцієнтом корисної дії парогенератора $\eta_{ПГ} = 0,92$ визначено: витрата пари в конденсатор турбіни – 43,92 т/год; потужність конденсатора ПТУ – $Q_k = 26,71$ МВт; потужність парогенератора – 38,71 МВт; коефіцієнт корисної дії (ККД) паротурбінної установки – $\eta_{ПТУ} = 0,31$; витрата умовного палива – $B_u = 1,436$ кг/с; питома витрата умовного палива – $b_u = 123,79$ кг/ГДж; витрата електроенергії на власні потреби ПТУ – $N_{вп}^{ПТУ} = 0,41$ МВт; коефіцієнт використання теплоти палива – $K_{вп} = 0,275$.

Нехай теплова потужність, яку постачають споживачам із конденсатора ТНУ, становить – $Q_{кн} = Q_T = 25$ МВт. Для вибраної величини Q_T , визначеної електричної потужності власних потреб, а також інших умов, зазначених перед табл. 1, обчислюємо основні показники роботи ТНУ й комбінованої установки, результати яких зведено в табл. 2. Тут наведено також розрахункові витрати умовного палива в разі роздільної схеми енергопостачання: електроенергії від енергомережі, а теплоти від водогрійного котла, коефіцієнт корисної дії якого дорівнює ККД парогенератора.

Таблиця 2

Основні показники роботи комбінованої установки

Показники	Температура конденсації в ТНУ, °С					
	50	60	70	80	90	100
Опалювальний коефіцієнт	6,66	5,27	4,1	3,7	3	2,72
Потужність випарника ТНУ, МВт	21,247	20,256	18,902	18,244	16,667	15,810
Потужність компресора ТНУ, МВт	3,753	4,744	6,10	6,756	8,333	9,19
Відпущена електрична потужність, МВт	7,592	6,643	5,318	4,685	3,13	2,284
Питома витрата умовного палива, кг/ГДж	44,06	45,39	47,37	48,37	51,04	52,63
Коефіцієнт використання теплоти палива	0,77	0,752	0,72	0,705	0,668	0,648
Витрата умовного палива в разі роздільної схеми енергопостачання, кг/с	1,835	1,720	1,563	1,487	1,301	1,203
Економія умовного палива на комбінованій установці, кг/год	1,436	1,022	0,457	0,183	-0,486	-0,838

Із табл. 2 видно, що зі збільшенням температури конденсації в ТНУ (з підвищенням якості теплоти, що надходить до споживачів) суттєво зростає потужність компресора ТНУ. Уна-

слідок цього зменшується відпуск електроенергії, а комбінована установка стає схожою на установку, яка постачає тільки теплоту. Вищезазначене призводить до перевитрати палива і зниження ефективності роботи комбінованої установки.

Для заданих умов найефективнішими є режими роботи комбінованої установки, у яких опалювальний коефіцієнт $\varphi \geq 4$, що відповідає температурам конденсації робочого тіла в ТНУ – $t_{кн} \leq 70$ °С. Підвищити ефективність роботи установки для менших значень φ можна за рахунок підвищення температури випаровування робочого тіла у випарнику ТНУ, тобто в разі підвищення температури охолодної води на виході із конденсатора турбіни, що для конденсаційних парових турбін, призначених для виробництва електроенергії, дуже проблематично. Іншим шляхом підвищення ефективності роботи комбінованих установок такого типу є використання новітніх опалювальних пристроїв, які працюють із порівняно низькими температурами мережної води ($t_{мв} = 50 - 60$ °С) [9].

Закономірності зміни індикатора прибуткового складника ефективності комбінованої установки для різних співвідношень тарифів на теплоту та електроенергію показано на рис. 4.

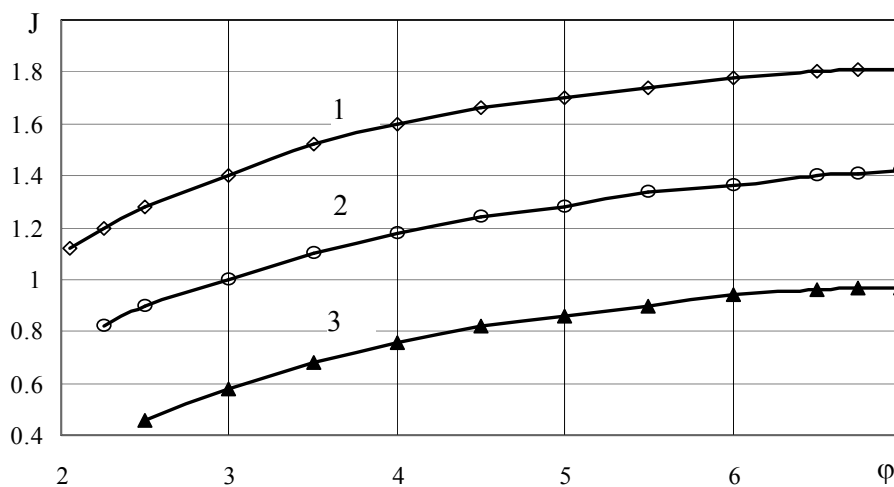


Рис. 4. Поточні значення індикатора прибуткового складника ефективності 1 – $C_T / C_e = 1$; 2 – 0,8; 3 – 0,6

Прибутковість комбінованої установки на базі ПТУ і ТНУ суттєво залежить від співвідношення тарифів на теплову та електричну енергію. При цьому чим більше це співвідношення, тим вища прибутковість комбінованої установки. За умови однакової ціни на теплову та електричну енергію ($C_T = C_e$) прибуткова ефективність комбінованої установки в 1,2 – 1,8 раза вища, ніж ПТУ в усьому зазначеному діапазоні зміни опалювальних коефіцієнтів. Зі зменшенням співвідношення ($C_T / C_e < 1$) індикатор прибутковості застосування комбінованої установки зміщується в бік вищих значень φ . Для випадку $C_T / C_e = 0,6$ у нашому прикладі застосування комбінованої установки взагалі недоцільне.

Зважаючи на те, що максимальна потужність сучасних ТНУ не перевищує, як правило, 5 – 6 МВт, теплонасосна станція для розглянутого прикладу має складатися мінімум із трьох ТНУ. Ця обставина набагато збільшує як капіталовкладення в комбіновану установку, так і термін їхньої окупності. Крім того, порівнюючи показники ефективності роботи цієї комбінованої установки з теплоенергетичними установками на базі протитискових турбін з відбором пари [10], можна зробити висновок, що ефективність останніх вища, ніж комбінованих установок на базі конденсаційних ПТУ і ТНУ, та потребує значно менших капіталовкладень.

Безумовно, доцільність застосування тієї чи іншої енергоустановки для сумісного виробництва й постачання теплової та електричної енергії має вирішуватись на підставі детальних економічних розрахунків з урахуванням тарифів на ці види енергопродукції.

Висновки

1. Використання скидної теплоти із конденсаторів парових турбін в теплонасосних установках характеризується зменшенням відпуску електричної енергії.
2. Через невисокий температурний потенціал скидної теплоти найбільша ефективність роботи теплонасосної установки спостерігається за відносно низьких температур (50 – 70 °С) відпущеної теплоти.
3. Ефективність комбінованої установки на базі конденсаційної ПТУ і ТНУ тим вища, чим більше співвідношення тарифів на теплоту та електричну енергію.
4. Ефективність роботи зазначеної комбінованої установки нижча ефективності енергоустановки на базі протитискових турбін з відбором пари.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Кулик М. М. Проблеми і перспективи розвитку в Україні теплонасосних технологій / М. М. Кулик, В. Д. Білодід // Проблеми загальної енергетики. – 2006. – № 4. – С. 7 – 12.
2. Клименко В. Н. Некоторые особенности применения пароконденсационных тепловых насосов для утилизации сбросной теплоты отопительных котлов / В. Н. Клименко // Промышленная теплотехника. – 2011. – т. 33. – № 5. – С. 42 – 48.
3. Клименко В. Н. Комбинированные энергетические установки на базе конденсационных паровых турбин и тепловых насосов / В. Н. Клименко // Промышленная теплотехника. – 2012. – т. 34. – № 3 – С. 44 – 51.
4. Чепурний М. М. Розрахунки теплових схем когенераційних установок / Чепурний М. М., Ткаченко С. Й., Бужинський В. В. – Вінниця: ВНТУ, 2003. – 103 с.
5. Морозюк Т. В. Теория холодильных машин и тепловых насосов / Морозюк Т. В. – Одесса: Негоциант, 2006. – 712 с.
6. Особливості застосування пароконденсационних теплонасосних установок [Електронний ресурс] / М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко, Н. В. Резидент // Наукові праці Вінницького національного технічного університету. – 2013. – № 2. – Режим доступу: <http://praci.vntu.edu.ua/article/view/3031/4599>.
7. Турбины паровые стационарные для привода турбогенераторов. Типы и основные параметры : ГОСТ 3618-82 – [Введ. 1983-01-01]. – М.: Издательство стандартов, 1998. – 7 с.
8. Кирюхин В. М. Паровые турбины малой мощности КТЗ / Кирюхин В. И., Тараненко Н. М., Огурцова Е. П. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 216 с.
9. Порівняння енергоефективності систем теплопостачання від опалювальних котелень і теплонасосних установок [Електронний ресурс] / М. М. Чепурний, О. В. Куцак, І. М. Димніч // Наукові праці Вінницького національного технічного університету. – 2011. – № 4. – Режим доступу: <http://praci.vntu.edu.ua/article/view/1402/991>.
10. Аналіз застосування протитискової турбіни ПР-6-35/5/1,2 для теплофікації [Електронний ресурс] / М. М. Чепурний, Н. В. Резидент, С. С. Корженко // Наукові праці Вінницького національного технічного університету. – 2013. – № 1. – Режим доступу: <http://praci.vntu.edu.ua/article/view/2672/2911>.

Чепурний Марко Миколайович – к. т. н., доцент, професор кафедри теплоенергетики.

Резидент Наталія Володимирівна – к. т. н., доцент кафедри теплоенергетики.

Вінницький національний технічний університет