

М. Н. Чепурной, к. т. н., доц.; Н. В. Резидент, к. т. н.

ПРИМЕНЕНИЕ ПАРОКОМПРЕССИОННЫХ ТЕПЛОАСОСНЫХ УСТАНОВОК ДЛЯ УТИЛИЗАЦИИ СБРОСНОЙ ТЕПЛОТЫ КОНДЕНСАТОРОВ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Проанализирована энергетическая эффективность работы комбинированных установок на базе конденсационных турбин и пароконденсационных теплонасосных установок.

Ключевые слова: парогенератор, паротурбинная установка, испаритель, компрессор, конденсатор, теплонасосная установка.

Введение

В связи с подорожанием органического топлива много внимания в последнее время уделяют использованию сбросных низкотемпературных источников энергии в теплонасосных установках [1 – 4]. Анализ применения и перспективы развития теплонасосных технологий в Украине рассмотрены в [1], где отмечено, что для природно-климатических условий Украины использование традиционных низкотемпературных источников теплоты в виде атмосферного воздуха, поверхностных, грунтовых и сточных вод весьма ограничено и требует значительных затрат. В этих условиях актуальным является поиск других источников низкотемпературной теплоты.

Использование теплоты сбросных продуктов сгорания топлива рассматривают в [2]. Другим низкотемпературным источником теплоты может быть теплота, которая сбрасывается в окружающую среду с охлаждающей водой из конденсаторов паровых турбин [3]. Конденсационные паротурбинные установки (ПТУ) имеют сравнительно невысокий коэффициент полезного действия ($\eta_{ПТУ} < 43\%$), что обусловлено значительными (50% и более) потерями теплоты в конденсаторах. При этом температура охлаждающей воды на выходе из конденсаторов турбин составляет от 24 до 30 °С. Именно эту сбросную теплоту целесообразно использовать в теплонасосных установках (ТНУ) для отопления и горячего водоснабжения.

В связи с вышеизложенным ставилась задача проанализировать эффективность работы комбинированной установки на базе конденсационной ПТУ и ТНУ.

Основные результаты

Принципиальная схема пристройки теплонасосной установки к конденсатору паровой турбины показана на рис. 1, где также приведены обозначения: расходов – G ; температур – t ; давлений – P ; энтальпий h в характерных точках схемы. Методики расчетов тепловых схем паротурбинных установок изложены в [4], а теплонасосных установок в [5]. Показатели эффективности работы определенной ПТУ, в частности, КПД – $\eta_{ПТУ}$, всегда можно определить на основании паспортных данных, результатов испытаний или расчетов тепловой схемы.

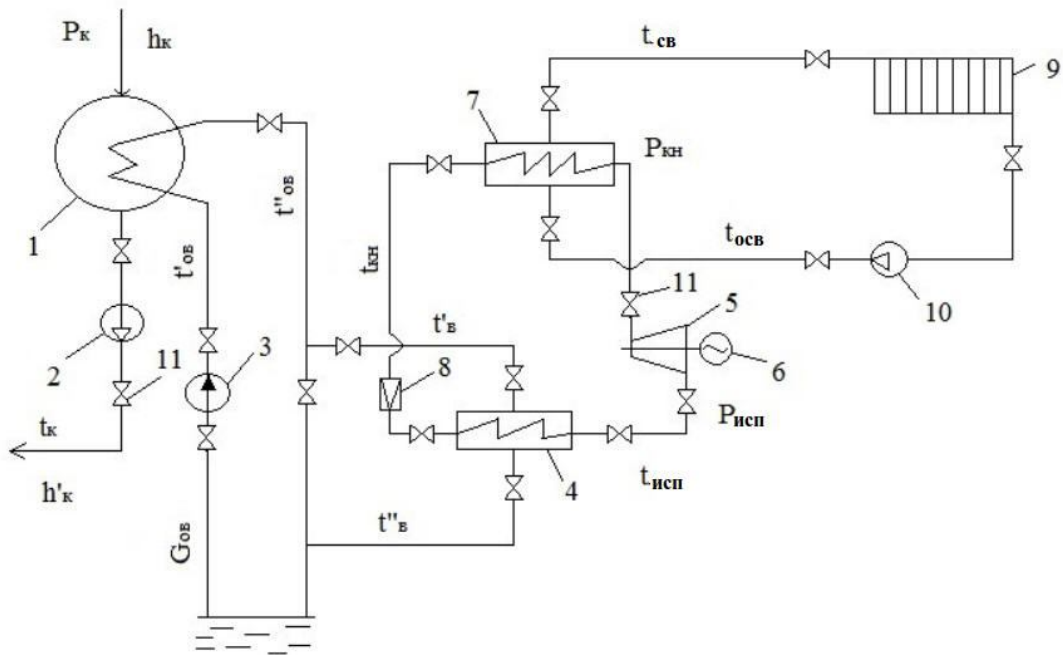


Рис. 1. Схема теплонасосной установки, запитанной от конденсатора паровой турбины: 1 – конденсатор паровой турбины; 2 – конденсатный насос; 3 – циркуляционный насос; 4 – испаритель ТНУ; 5 – компрессор; 6 – электропривод компрессора; 7 – конденсатор ТНУ; 8 – дроссельное устройство; 9 – потребители горячей воды; 10 – сетевой насос; 11 – запорная арматура

Для конденсационных турбин тепловая мощность, вносимая из парогенератора на турбоустановку, равна

$$Q_{ПТ} = Q_{ТВ} = N_{Э} / \eta_{ПТВ}, \tag{1}$$

где $N_{Э}$ – мощность электрогенератора ПТУ, $Q_{ПТ}$ – тепловая мощность парогенератора.

Тепловая мощность конденсатора турбины составляет

$$Q_{К} = Q_{ПТ} - N_{Э} = N_{Э}(1 - \eta_{ПТВ}) / \eta_{ПТВ} = N_{Э} \cdot \Psi. \tag{2}$$

Для упрощения расчетов значения Ψ приведены на рис. 2

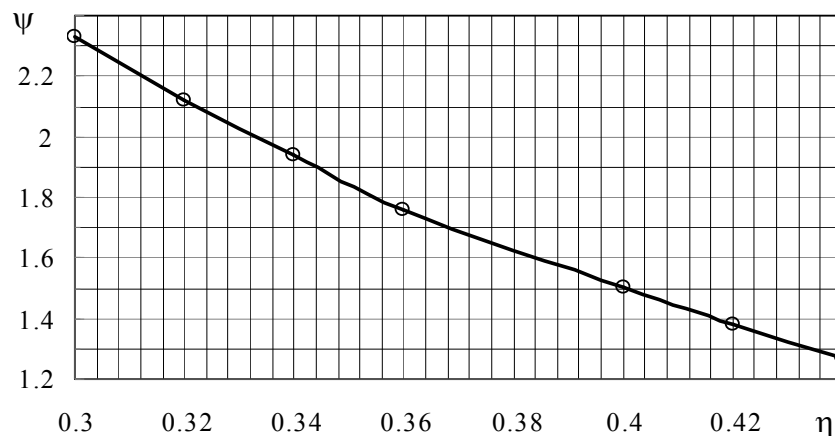


Рис. 2. Зависимость Ψ от КПД паротурбинных установок

Расход условного топлива на ПТУ

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

где $\eta_{\text{ПГ}}$ – ККД парогенератора; $Q_{\text{нв}}^p = 29,3$ мДж/кг – теплота сгорания условного топлива.

Удельный расход условного топлива, кг/ГДж

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

Коэффициент использования теплоты топлива

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

Если считать, что охлаждающая вода из конденсатора турбины полностью поступает в испаритель ТНУ, то максимальная мощность испарителя буде равна

$$Q_u^{\text{max}} = Q_k (\Delta t_u / \Delta t_{\text{ов}}) = N_{\text{Э}} \cdot \Psi \cdot \Theta, \quad (6)$$

где $\Delta t_u = t'_e - t''_e$ – разница температур воды в испарителе; $\Delta t_{\text{ов}} = t''_{\text{ов}} - t'_{\text{ов}}$ – разница температур охлаждающей воды в конденсаторе турбины; $\Theta = \Delta t_u / \Delta t_{\text{ов}}$.

Анализ работы теплонасосной установки удобно выполнять для единичной мощности испарителя ТНУ, т. е. $Q_u = 1$ МВт. Эффективность работы ТНУ, как известно, зависит от температуры испарения хладагента в испарителе t_u , температуры его конденсации в конденсаторе $t_{\text{кн}}$ и КПД компрессора, т. е. от величины отопительного коэффициента φ , характеризующего отношение мощности конденсатора $Q_{\text{кн}}$ к мощности компрессора $N_{\text{км}}$. Значение φ может быть определено непосредственно в процессе построения цикла ТНУ на P-h диаграмме или по зависимостям в [2]. В табл. 1 приведены результаты расчетов основных показателей работы ТНУ для условий: $Q_u = 1$ МВт; КПД компрессора – $\eta_{\text{км}} = 0,84$; $t'_e = 29$ °С; $t''_e = 19$ °С; $t_u = 15$ °С; рабочее тело ТНУ – R717 (аммиак).

Таблица 1

Основные показатели работы теплонасосной установки

Показатели	Температура конденсации в ТНУ, °С					
	50	60	70	80	90	100
Расход хладагента, кг/с	0,96	1	1,07	1,13	1,23	1,31
Мощность привода компрессора, кВт	174,8	231,6	317,1	361,2	479,1	565,4
Мощность конденсатора, кВт	1164	1220	1300	1336	1452	1538
Отопительный коэффициент	6,66	5,27	4,1	3,7	3	2,72
Температура сетевой воды, °С	45	55	65	75	85	95
Температура обратной сетевой воды, °С	20	25	30	35	40	50
Мощность сетевого насоса, кВт	12	10,5	9,6	8,7	8,4	8
Суммарная электрическая мощность собственных нужд, кВт	186,8	242,1	326,7	369,9	487,5	573,4

Из табл. 1 наглядно видно, что с увеличением температуры конденсации пара хладагента теплонасосной установки (с повышением качества тепловой энергии, поставляемой потребителям) эффективность работы ТНУ уменьшается, а электрическая мощность собственных нужд растет. Характер изменения значений φ и $N_{\text{сн}}$ показан на рис. 3.

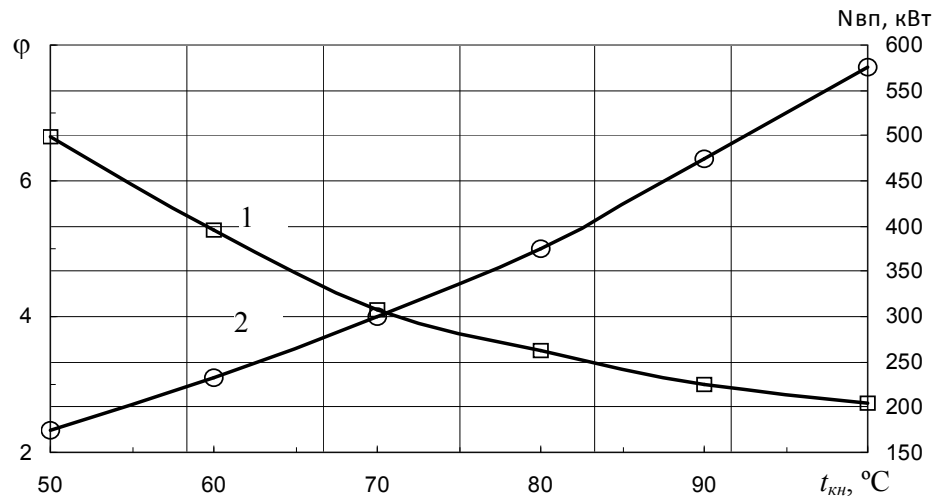


Рис. 3. Текущие значения отопительного коэффициента φ (линия 1) и электрической мощности собственных нужд $N_{сн}$ (линия 2)

Следует отметить, что в заданном интервале изменения температуры конденсации $t_{кн}$ мощность конденсатора ТНУ увеличивается в 1,32 раза, а мощность собственных нужд – в три раза.

Определенный режим работы паротурбинной установки характеризуется условиями: $Nэ = \text{const}$ и $Bу = \text{const}$. При этом общая мощность, отпущенная от комбинированной установки на базе ПТУ и ТНУ, будет составлять

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

где $\alpha_N = N_{км} / Nэ$ – доля электрической мощности ПТУ, расходуемой на привод компрессора ТНУ; β – коэффициент, характеризующий отношение мощности комбинированной установки к электрической мощности ПТУ ($Q^к / Nэ$).

Легко увидеть, что при $\alpha_N = 0$ ТНУ не работает и потребителям отпускается только электроэнергия мощностью $Nэ$, а при $\alpha_N = 1$ – только тепловая энергия мощностью $Q_{кн}$ от ТНУ. На основании (3), (4), (5) и (7) основные показатели эффективности работы комбинированной установки будут определяться соотношениями:

$$\left. \begin{aligned} b_y^к &= 10^3 / (\eta_{ПТУ} \cdot \eta_{ПГ} \cdot Q_{ны}^п / \beta) = b_y / \beta \\ K_{ИПП}^к &= 10^3 / (b_y^к \cdot Q_{ны}^п) \cdot \beta = K_{ИПП} \cdot \beta \end{aligned} \right\} \quad (8, 9)$$

Из последних формул следует, что удельный расход условного топлива в комбинированной установке уменьшается, а коэффициент использования теплоты топлива возрастает, поскольку при $\alpha_N > 0$ $\beta > 1$.

Введем обозначения

$$N^к / Nэ = (Nэ - N_{км}) / Nэ = a,$$

$$Q_{кн} = Q_T; \quad Q_T / Nэ = b. \quad (10)$$

С учетом (7) нетрудно определить, что

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

Оценим прибыльную составляющую эффективности комбинированной установки по отношению к базовой (ПТУ). Выручка за энергию, отпущенную за единицу времени ($\tau = 1$) от ПТУ и комбинированной установки, будут составлять:

$$S_{ПТУ} = N_{\varepsilon_0} \cdot C_{\varepsilon} \cdot 1 = N_{\varepsilon} \cdot C_{\varepsilon} \cdot 1, \quad (12)$$

$$S^{\kappa} = N^{\kappa} \cdot C_{\varepsilon} \cdot 1 + Q_T \cdot C_T \cdot 1 = [(N_{\varepsilon_0} - N_{\kappa m}) \cdot C_{\varepsilon} + Q_T \cdot C_T] \cdot 1, \quad (13)$$

где N_{ε_0} – электрическая мощность, отпущенная от ПТУ; C_T и C_{ε} – тарифы на тепловую и электрическую энергию соответственно.

Если $\Delta S = S^{\kappa} - S_{ПТУ}$ отнести к $S_{ПТУ}$, то с учетом (10) и (11) получим

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

Величина J , подобно (6), представляет собой индикатор прибыльной эффективности установки. Если $J = 0$, то комбинированная установка не имеет преимуществ над базовой; в случае $J < 1$ комбинированная установка менее выгодна, чем базовая, а в случае $J > 1$ комбинированная установка выгоднее базовой. Значения J существенно зависят от соотношения тарифов на тепловую и электрическую энергию. Нетрудно заметить, что при $C_T = C_{\varepsilon}$, $J = \beta - 1$.

Оценим показатели работы комбинированной установки на конкретном примере. В качестве базовой выберем ПТУ с конденсационной турбиной К-12-35 Калужского турбинного завода с характеристиками [7, 8]: номинальная электрическая мощность – $N_{\varepsilon} = 12$ МВт; давление и температура пара перед турбиной – $P_o = 3,43$ МПа; $t_o = 435$ °С; параметры пара за турбиной – $P_{\kappa} = 4,9$ кПа, $t_{\kappa} = 32,5$ °С; количество нерегулируемых отборов пара – 3; температура питательной воды – $t_{не} = 150$ °С; расход пара при номинальной мощности и номинальных расходах пара в отборах – $D_o = 53,2$ т/час.

В результате расчетов тепловой схемы ПТУ с коэффициентом полезного действия парогенератора – $\eta_{ПГ} = 0,92$ определено: расход пара в конденсатор турбины – 43,92 т/час, мощность конденсатора ПТУ – $Q_{\kappa} = 26,71$ МВт; коэффициент полезного действия (КПД) паротурбинной установки – $\eta_{ПТУ} = 0,31$; расход условного топлива – $B_y = 1,436$ кг/с, мощность парогенератора – 38,71 МВт; удельный расход условного топлива – $b_y = 123,79$ кг/ГДж; расход электроэнергии на собственные нужды ПТУ – $N_{сн}^{ПТУ} = 0,41$ МВт; коэффициент использования теплоты топлива – $K_{итт} = 0,275$.

Пусть тепловая мощность, отдаваемая потребителям из конденсатора ТНУ, составляет – $Q_{кн} = Q_T = 25$ МВт. Для выбранной величины Q_T , определенной электрической мощности собственных нужд, а также иных условий, указанных перед табл. 1, рассчитываем основные показатели работы ТНУ и комбинированной установки, результаты которых сведены в табл. 2. Тут также приведены расчетные расходы условного топлива в случае отдельной схемы энергоснабжения: электроэнергии от энергосети, а теплоты от водогрейного котла, коэффициент полезного действия которого равен КПД парогенератора.

Таблица 2

Основные показатели работы комбинированной установки

Показатели	Температура конденсации в ТНУ, °С					
	50	60	70	80	90	100
Отопительный коэффициент	6,66	5,27	4,1	3,7	3	2,72
Мощность испарителя ТНУ, МВт	21,247	20,256	18,902	18,244	16,667	15,810
Мощность компрессора ТНУ, МВт	3,753	4,744	6,10	6,756	8,333	9,19
Отпущенная электрическая мощность, МВт	7,592	6,643	5,318	4,685	3,13	2,284
Удельный расход условного топлива, кг/ГДж	94,06	45,39	47,37	48,37	51,04	52,63
Коэффициент использования теплоты топлива	0,77	0,752	0,72	0,705	0,668	0,648
Расход условного топлива при отдельной схеме энергоснабжения, кг/с	1,835	1,720	1,563	1,487	1,301	1,203
Экономия условного топлива на комбинированной установке, кг/час	1,436	1,022	0,457	0,183	-0,486	-0,838

Из табл. 2 видно, что с увеличением температуры конденсации в конденсаторе ТНУ (с повышением качества теплоты, поставляемой потребителям) значительно возрастает мощность компрессора ТНУ. Вследствие этого уменьшается отпуск электроэнергии, а комбинированная установка приближается к установке, которая отпускает только теплоту. Вышеописанное приводит к перерасходу топлива и снижению эффективности работы комбинированной установки.

Для заданных условий наиболее эффективными являются режимы работы комбинированной установки, в которых отопительный коэффициент $\varphi \geq 4$, что соответствует температурам конденсации рабочего тела в ТНУ – $t_{кн} \leq 70$ °С. Повысить эффективность работы установки при меньших значениях φ можно за счет повышения температуры испарения рабочего тела в испарителе ТНУ, т. е. при повышении температуры охлаждающей воды на выходе из конденсатора турбины, что для конденсационных турбин, предназначенных для выработки электроэнергии весьма проблематично. Другим путем повышения эффективности работы комбинированных установок данного типа является использование новейших отопительных приборов, которые работают со сравнительно низкими температурами сетевой воды ($t_{св} = 50 - 60$ °С) [9].

Закономерность изменения индикатора прибыльной составляющей эффективности комбинированной установки при различных соотношениях тарифов на теплоту и электроэнергию показаны на рис. 4.

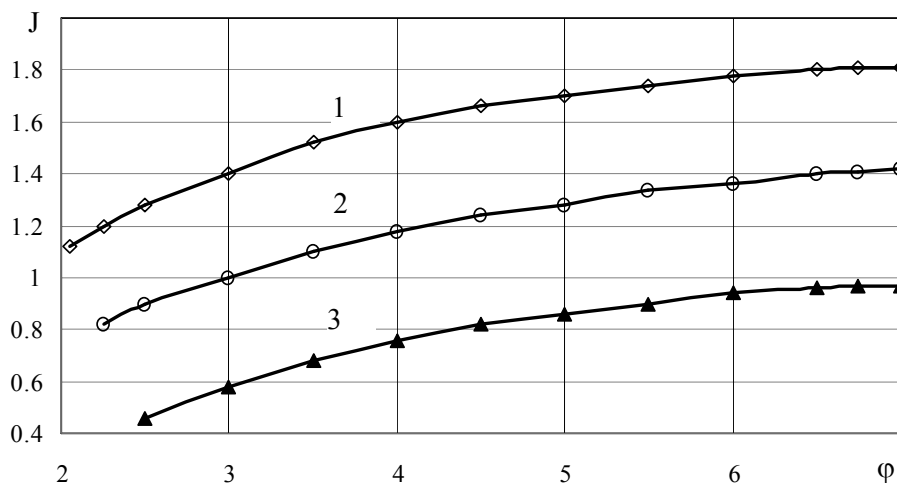


Рис. 4. Текущие значения индикатора прибыльной составляющей эффективности
1 – $(C_T/C_e) = 1$; 2 – 0,8; 3 – 0,6

Прибыльность комбинированной установки на базе ПТУ и ТНУ существенно зависит от соотношения тарифов на тепловую и электрическую энергию. При этом чем больше это соотношение, тем выше прибыльность комбинированной установки. При условии одинаковой цены на теплоту и электроэнергию ($C_T = C_e$) прибыльная эффективность комбинированной установки в 1,2 – 1,8 раза выше, чем ПТУ во всем отмеченном диапазоне изменений отопительных коэффициентов. С уменьшением соотношения ($C_T/C_e < 1$) индикатор прибыльности использования комбинированной установки смещается в стороны больших значений φ . Для случая $C_T/C_e = 0,6$ в нашем примере применение комбинированной установки вообще нецелесообразно.

Учитывая то, что максимальная мощность современных ТНУ не превышает, как правило, 5 – 6 МВт, теплонасосная станция для рассмотренного примера должна состоять минимум из трех ТНУ. Это обстоятельство намного увеличивает как капиталовложения, так и срок их окупаемости. Кроме того, сравнивая показатели эффективности работы данной комбинированной установки с теплоэнергетическими установками на базе противодавленческих турбин

с отбором пара (10), можно сделать вывод, что эффективность последних выше, чем комбинированных установок на базе конденсационных ПТУ и ТНУ и требует значительно меньших капиталовложений.

Безусловно, целесообразность применения той или другой энергоустановки для совместной выработки и отпуска тепловой и электрической энергии должны решаться на основании детальных экономических расчетов с учетом тарифов на эти виды энергопродукции.

Выводы

1. Использование сбросной теплоты из конденсаторов паровых турбин в теплонасосных установках характеризуется уменьшением отпуска электроэнергии от базовой установки.

2. В связи с невысоким температурным потенциалом сбросной теплоты наибольшая эффективность работы теплонасосной установки наблюдается при относительно низких температурах (50 – 70 °С) отпускаемой теплоты.

3. Эффективность комбинированной установки на базе конденсационной ПТУ и ТНУ тем выше, чем больше соотношение тарифов на теплоту и электроэнергию.

4. Эффективность работы описанной комбинированной установки ниже эффективности энергоустановок на базе противодавленческих турбин с отбором пара.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

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 парокompрессионных 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: Неогоциант, 2006. – 712 с.
6. Особливості застосування парокompресійних 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, Є. С. Корженко // Наукові праці Вінницького національного технічного університету. – 2013. – № 1. – Режим доступу: <http://praci.vntu.edu.ua/article/view/2672/2911>.

Чепурной Марк Николаевич – к. т. н., доцент, профессор кафедры теплоэнергетики.

Резидент Наталия Владимировна – к. т. н., старший преподаватель кафедры теплоэнергетики. Винницкий национальный технический университет.