

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ УТИЛИЗАЦИОННОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ С ОРГАНИЧЕСКИМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕМ

Андрей Редько, Александр Редько, Артём Компан, Сергей Павловский

Харьковский национальный университет строительства и архитектуры

Адрес: Украина, г. Харьков, ул. Сумская 40

E-mail: andrey.ua-mail@mail.ru

Аннотация. Исследуются процессы преобразования низкопотенциальной теплоты в электроэнергию в утилизационных установках с органическими рабочими веществами. Показано влияние теплофизических свойств теплоносителей на эффективность процесса преобразования и параметры установки. Приведены регрессионные уравнения для расчёта мощности установки в зависимости от влияющих параметров.

Ключевые слова: утилизационная энергетическая установка, рабочее вещество, электрическая мощность, эффективность цикла.

ВВЕДЕНИЕ

Одним из направлений использования теплоты уходящих газов топливноиспользующих технологических агрегатов (промышленные печи металлургического производства, стекловаренные печи, компрессорные станции магистральных газопроводов, котельные установки и т.д.) является генерация электроэнергии.

Температурный диапазон удаляемых газов изменяется от 120 до 350 °С. Для всего температурного диапазона удаляемых продуктов сгорания отсутствует универсальная тепловая схема энергетической паросиловой установки и не определены эффективные рабочие теплоносители [1–3,19].

АНАЛИЗ ПУБЛИКАЦИЙ, МАТЕРИАЛОВ И МЕТОДОВ

В связи с широким использованием и развитием геотермальной энергетики за границей получили распространение энергетические установки, которые реализуют цикл Ренкина с органическим рабочим теплоносителем (The Organic Rankine Cycle – ORC) [1-20]. Известные утилизационные энергетические установки на КС магистральных газопроводов США, а также компрессорные станции на базе ГТУ Rolls-Royce RB211 с теплоутилизационными паротурбинными установками фирмы Ormat-Energy Converter. Силовой контур установки работает по циклу Ренкина с органическим теплоносителем н-пентаном ($n-C_5H_{12}$) [13]. ГТУ Rolls-Royce RB211 мощностью 28 МВт обеспечивает производство дополнительно 6,5 МВт электрической мощности. На собственные нужды установки (насосы, вентиляторы и др.) необходимо 0,8 МВт мощности, остаток 5,7 МВт может быть передан во внешнюю сеть или использован на нужды компрессорной станции. Подобные исследования проводятся в Украине [3–20].

Сегодня для РАО «Газпром» изготавливают пароводяные турбоустановки типа К-6-1,6 мощностью 4–12 МВт.

В ОАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе» создано газотурбинную установку мощностью 4 МВт с замкнутым контуром и рабочим телом н-пентаном [14].

Однако данные об эффективности циклов в профессиональной литературе не приводятся или они являются противоречивыми [4,15,16].

Известно об исследовании органических веществ – н-пентана [4] и – н-гексана [14,16], бензола. Другие вещества практически не исследованы. Расчёты ограничены температурами греющего теплоносителя (менее 200 °С), циклы установок более высоких температур также практически не исследованы. Расчётные данные в профессиональной литературе очень разнятся, их тяжело сравнивать из-за отсутствия подробной информации.

В известных работах [1,2] исследовались различные рабочие вещества (вода и водоаммиачные смеси, диоксид углерода, фреоны). В [3–7] приводятся результаты исследований процессов преобразования теплоты в энергетических установках с органическими веществами. Появление искусственно синтезированных озонобезопасных хладонов, не содержащих хлор и бром открывает определённые перспективы. Исследования [3,16] указывают на перспективность использования смесей органических веществ и, особенно, при сверхкритических параметрах. При этом эффективным являются двухступенчатые и каскадные циклы энергетических установок, трансформирующих теплоту, как в теплонасосных агрегатах, так и в паросиловых установках.

ЦЕЛЬ И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Расчёты выполнялись при следующих допущениях: перепад температур между продуктами сгорания и рабочим веществом $dt_{\min} = 3; 5$ °С КПД турбины – 0,7 - 0,8; КПД насоса 0,75 - 0,8; процесс расширения пара в турбине завершается в однофазной области; конденсация пара после турбины происходит в воздушном

конденсаторе; температура атмосферного воздуха $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($288,15\text{ K}$).

На рис. 1 показана технологическая схема утилизационной энергетической установки. I контур включает теплообменник, насос 5, систему циркуляции рабочей жидкости, подключеную к испарителю и регенеративному теплообменнику 3, 3а; II контур - включает турбину с генератором, испаритель, насос, воздушный конденсатор и регенеративный теплообменник. В I и II контуре циркулирует одно и то же рабочее вещество.

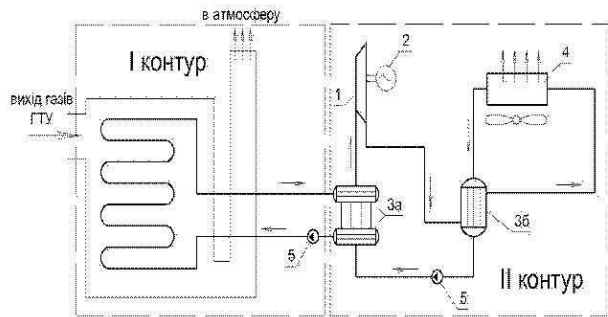


Рис.1 Технологическая схема утилизационной энергетической установки (1 – турбина, 2 – электрогенератор, 3а,3б – испаритель, регенеративные теплообменники, 4 – конденсатор, 5 – насос).

Fig. 1 Technological scheme of utilizing energy plants (1 – turbine, 2 – electrical generator, 3а,3б – vaporizer, regenerative heat-exchanger, 4 – condenser, 5 – pump)

Циклы энергетической установки показаны на рис.2.

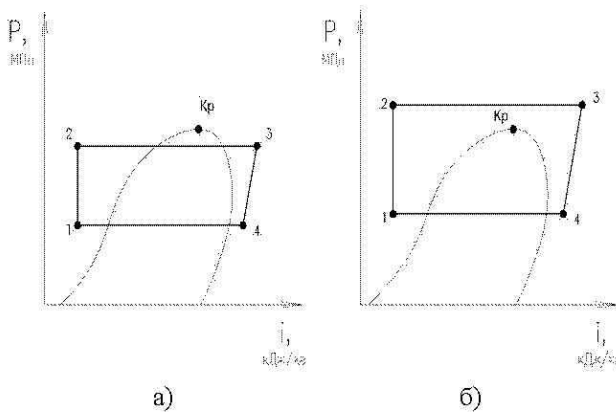


Рис.2 Циклы утилизационной установки (а – докритический, б – сверхкритический)

Fig. 2 Cycle of utilizing plant (а – subcritical, б – supercritical)

В табл.1 приведены характеристики исследуемых рабочих веществ.

Таблица 1. Физико-химические свойства рабочих веществ

Table 1. Physical and properties of working medium

Вещество	$t_{кр}, ^{\circ}\text{C}$	$P_{кр}, \text{МПа}$	$t_{н.к.}, ^{\circ}\text{C}$	$t_{верг}, ^{\circ}\text{C}$	Пределы возгорания	
					нижний	верхний
пропан (C_3H_8)	96,67	4,25	-42,07	466	2,1	9,5
н-бутан (C_4H_{10})	152,93	3,60	-0,5	431	1,5	8,5
i-бутан (C_4H_{10})	134,0	3,70	-12,55	431	1,8	8,4
н-пентан (C_5H_{12})	196,65	3,37	36,0	284	1,47	7,8
н-гексан (C_6H_{14})	234,15	3,05	69,0	261	1,24	7,5
н-гептан (C_7H_{16})	267,15	2,68	98,43	240	1,07	6,7
н-октан (C_8H_{18})	296,0	2,49	126,0	210	0,94	3,2
н-декан ($\text{C}_{10}\text{H}_{22}$)	344,65	2,096	174,1	208	0,60	5,5
этан (C_2H_6)	32,68	4,88	-89,63	472	3,07	15,0
амиак (R717)	132,25	11,15	-33,35	650	15,0	28,0
водяной пар (H_2O)	374,15	21,77	100	-	-	-

В качестве рабочих теплоносителей изучались рабочие вещества: R600, R600a, R601a, R602, R13b, R134a, R142b, R143a, R404a, R407a, R410a, R503b, R600a/R161, R600a/141, R600a/R601, $\text{NH}_3/\text{R170}$ и другие органические вещества и их смеси.

В таблицах 2 и 3 приведены некоторые численные результаты.

Таблица 2. Значение вырабатываемой полезной мощности паровой турбины с различными рабочими веществами ($t_r=200^{\circ}\text{C}$; $m_{yx}=27\text{ кг/с}$).

Table 2. Value of generated useful power of steam turbine with different medium substances ($t_r=200\text{ }^{\circ}\text{C}$; $m_{ou}=27\text{ кг/с}$)

Рабочее вещество	$P_t, \text{кПа}$	$m, \text{кг/с}$	$N, \text{кВт}$	$\text{COP}, \%$	$\eta_{ут}, \%$
$\text{NH}_3(\Delta t=5^{\circ}\text{C})$	9500	2,87	641,7	13,9	38,3
$\text{NH}_3(\Delta t=3^{\circ}\text{C})$	9500	2,93	660,7	14,2	39,5
$\text{NH}_3/\text{C}_2\text{H}_6(60/40)$	4000	3,36	424,9	8,4	43,2
$\text{NH}_3/(60/40)$	8000	3,37	593,1	12,7	40,9
$i\text{-C}_4\text{H}_{10}/\text{н-C}_6\text{H}_{14}$	3850	5,24	456,8	13,8	29,6
$i\text{-C}_4\text{H}_{10}/\text{R161}(60/40)$	3600	7,50	615,1	12,2	42,5
$i\text{-C}_4\text{H}_{10}/\text{R141в}(60/40)$	2500	6,85	548,8	12,2	38,6

i-C ₄ H ₁₀ / н-C ₆ H ₁₄ (60/40)	3850	5,24	456,8	13,8	29,6
i-C ₄ H ₁₀ /R141в	3700	7,72	666,5	13,7	41,7
изобутан/ изопентан(90/10)		6,72	624,1	13,2	39,5

Таблица 3. Теплотехнические параметры когенерационной энергетической установки ($t_{\text{вх}}=350^{\circ}\text{C}$)

Рабочее вещество	$P_{\text{кр}}$, кПа	$P_{\text{т}}$, кПа	$t_{\text{кр}}$, $^{\circ}\text{C}$	$t_{\text{т}}$, $^{\circ}\text{C}$	N , кВт/(кг/с)	$\eta_{\text{ц}}$, %
гептан (C ₇ H ₁₆)	2680	4000	266,8	347	106,5	18,4
октан (C ₈ H ₁₈)	2460	4000	296,0	347	109	18,9
декан (C ₁₀ H ₂₂)	2130	4000	345,2	347	114,7	19,4
водяной пар (H ₂ O)	21800	4000	374,0	347	17,8	10,4
н-бутан (C ₄ H ₁₀)	3600	3500	153,0	347	58,9	13,1
i-пентан (i-C ₅ H ₁₂)	3300	3200	197,2	347	60,8	14,4

где $P_{\text{кр}}$, $P_{\text{т}}$ – соответственно критическое давление вещества и пара перед турбиной; $t_{\text{кр}}$, $t_{\text{т}}$ – соответственно критическая температура и пара перед турбиной; N – удельная электрическая мощность, вырабатываемая турбиной; $\eta_{\text{ц}}$ – КПД цикла.

Heat-engineering parameters of cogeneration plant ($t_{\text{ou}}=350^{\circ}\text{C}$) $P_{\text{кр}}$, $P_{\text{т}}$ – critical pressure of substance and steam at the inlet at turbine; $t_{\text{кр}}$, $t_{\text{т}}$ – critical temperature of substance and steam at the inlet at turbine; N – specific power generated by turbine; $\eta_{\text{ц}}$ – efficiency of cycle

ОСНОВНОЙ РАЗДЕЛ

Как показывают результаты расчетов, вырабатываемая удельная электрическая мощность в сверхкритических циклах с органическими веществами выше, чем в циклах с водяным паром в несколько раз.

В результате исследования и оптимизации циклов со многими рабочими веществами как в докритическом, так и в сверхкритическом цикле в одноступенчатой энергетической установке было установлено, что максимальная выработка электроэнергии обеспечивается в сверхкритическом цикле.

Термодинамическая эффективность циклов определяется термическим КПД циклов и коэффициентом термомеханического преобразования (COP – coefficient of performance), а также эксергетическим КПД (коэффициентом

утилизации). Термический КПД (или COP) определяется согласно выражения:

$$\eta_{\text{т}} = \frac{W_{\text{пол}}}{Q_{2-3}} = \frac{l_{3,4} - l_{1,2}}{Q_{2,3}}, \quad (1)$$

где $W_{\text{пол}}$ – полезная работа цикла; $l_{1,2}$, $l_{3,4}$ – соответственно работа адиабатического сжатия и расширения в насосе и турбине в обратимом процессе.

Работа повышения давления, выполняемая насосом равняется:

$$l_{1,2} = m(i_2 - i_1) = \frac{m(i_{2s} - i_1)}{\eta_n}, \quad (2)$$

где m – расход рабочего вещества; состояние 2 и 2s соответствуют реальному процессу и изэнтропному; η_n – действительный КПД насоса.

Работа расширения пара в турбине определяется согласно выражения:

$$l_{3,4} = m(i_3 - i_4) = \eta_m m(i_3 - i_{4s}), \quad (3)$$

где η_m – действительный КПД турбины; состояние 4 и 4s соответствуют реальному и изэнтропному процессам.

Эксергетический КПД или коэффициент утилизации определяется как отношение действительной полезной мощности установки к максимальной теоретической мощности, которую можно получить от охлаждения продуктов сгорания:

$$\eta_{\text{э}} = \frac{W_{\text{пол}}}{m_{\text{пр.сг.}} [(i - i_o) - T_o (S - S_o)]}, \quad (4)$$

где $m_{\text{пр.сг.}}$ – расход продуктов сгорания теплогенератора; i , i_o , S , S_o – соответственно энтальпия и энтропия продуктов сгорания при температуре на входе в установку и при температуре окружающей среды; T_o – температура окружающей среды.

Термический КПД цикла (или COP) изменяется в узком диапазоне 0,13-0,16, что недостаточно характеризует эффективность циклов и поэтому более показательным критерием выбора рабочего вещества является работа, получаемая при расширении пара в турбине.

Как было отмечено ранее, наиболее влияющими параметрами на выработку электрической мощности являются давление и температура пара перед турбиной, значение минимального температурного перепада между теплоносителями, концентрация компонент в смеси рабочего вещества и другие параметры.

Существенно влияет на значение вырабатываемой мощности минимальный температурный перепад между греющим теплоносителем и рабочим веществом, который определяет эффективность теплообмена в элементах энергетической установки Δt_{min} . Так, увеличение Δt_{min} от 3 К до 10 К приводит к снижению мощности, которая вырабатывается на

15–20 %. Влияют также значения КПД турбины и насоса. Существенно также увеличение вырабатываемой мощности на 12–20 % при снижении температуры атмосферного воздуха (сезонное влияние) от 25 °С до 0 °С и ниже за счёт изменения температуры теплоносителя в воздушном конденсаторе.

Влияние недокуперации Δt_{\min} в теплообменных аппаратах (регенераторе-испарителе) показано на рис.3.

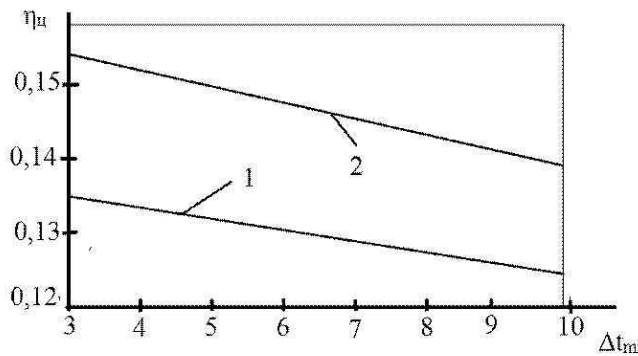


Рис. 3. Влияние степени совершенства теплообменников утилизационной установки на КПД цикла: 1- $t_{\text{пр.с}}=130$ °С; 2- $t_{\text{пр.с}}=200$ °С, рабочее вещество – смесь R600/R141в

Fig. 3. The influence of perfection grade in utilizing plant heat-exchangers on cycle efficiency: 1- $t_{\text{пр.с}}=130$ °С; 2- $t_{\text{пр.с}}=200$ °С, organic working medium – mixture R600/R141в.

Зависимость КПД энергетической установки от КПД паровой турбины показано на рис.4.

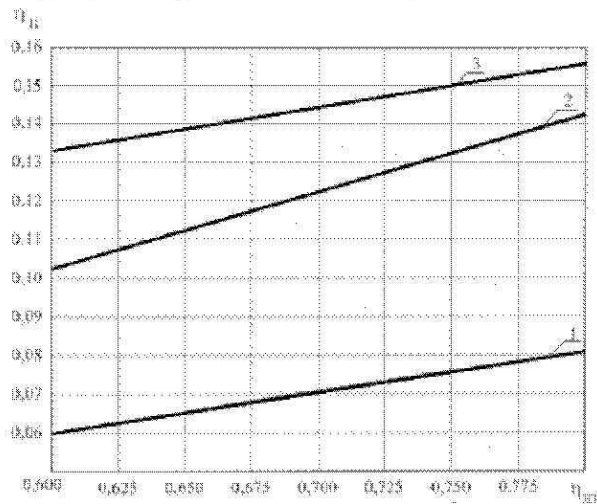


Рис. 4. Влияние КПД турбины на КПД цикла утилизационной установки:

1 – $t_{\text{yx}}=70$ °С, 2 – $t_{\text{yx}}=130$ °С, 3 – $t_{\text{yx}}=200$ °С. Рабочее тело – хладон R 142b.

Fig. 4. The influence of turbine efficiency on cycle efficiency of utilizing plant:

1 – $t_{\text{yx}}=70$ °С, 2 – $t_{\text{yx}}=130$ °С, 3 – $t_{\text{yx}}=200$ °С. Working medium – freon R 142b.

Полученные численные результаты сравнивались с немногочисленными литературными данными по н-пентанному циклу.

При использовании в цикле аммиака вырабатываемая электрическая мощность выше, чем в цикле с н-бутановом, однако, цикл характеризуется более высоким давлением. Смесь аммиака и органического вещества (C_2H_6 -этана) не приводит к существенному увеличению мощности. Более перспективными являются смеси изобутана с н-гексаном и другими веществами (R141в, R161 и др.), характеризующиеся высокими энергетическими и экологическими параметрами. Выработка электрической мощности в цикле (548,81-615,06 кВт), выше чем в н-бутановом цикле [4].

На рис.5 приведены расчётные данные по удельному перепаду энтальпии пара в турбине в зависимости от температуры и давления пара перед турбиной.

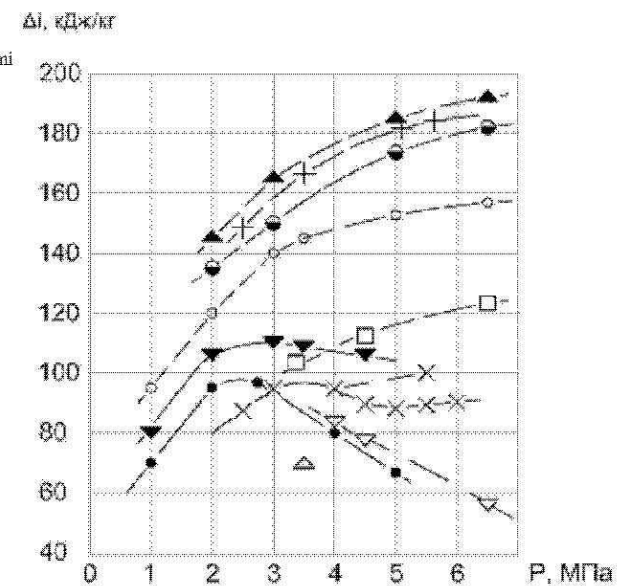


Рис. 5. Зависимость работы расширения пара в турбине от давления и температуры: ● – н-пентан, $t = 200$ °С, [12]; ○ – н-пентан, $t = 300$ °С, [12]; △ – н-пентан, $t = 200$ °С [15]; ▽ – н-пентан, $t = 220$ °С, [15]; ▾ – н-пентан, $t = 220$ °С, [14]; □ – н-пентан, $t = 300$ °С, [15]; × – смесь (i-бутан + R141в(60/40), $t = 200$ °С (авторы); + – н-бутан, $t = 350$ °С (авторы); ▲ – i-пентан, $t = 350$ °С, (авторы); ⊕ – смесь (i-бутан + i-пентан (40/60), $t = 350$ °С (авторы)

Fig. 5. The plot of vapour expansion operation in the turbine from pressure and temperature: ● – n-pentane, $t = 200$ °С, [12]; ○ – n-pentane, $t = 300$ °С, [12]; △ – n-pentane, $t = 200$ °С [15]; ▽ – n-pentane, $t =$

220 °C, [15]; \blacktriangledown – n-pentane, t = 220 °C, [14]; \square – n-pentane, t = 300 °C, [15]; \times – mixture (i-butane + R141b (60/40), t = 200 °C (authors); \oplus – n-butane, t = 350 °C (authors); \blacktriangle – i-pentane, t = 350 °C, (authors); \ominus – mixture (i-butane + i-pentane (40/60), t = 350 °C (authors)

Таким образом к входным параметрам отнесем: P_t – давление пара перед турбиной, МПа; t_t – температурой пара перед турбиной, МПа; $P_{конд}$ – давлением пара в конденсаторе.

В качестве выходного параметра принята вырабатываемая электрическая мощность системы N_s .

Математические методы планирования эксперимента позволяют исследовать и оптимизировать сложные процессы, обеспечивая высокую эффективность исследований и точность определения исследуемых факторов [21]. В качестве плана эксперимента был выбран ортогональный план второго порядка, обеспечивающий равенство нулю всех ковариаций между коэффициентами в уравнении регрессии и наивысшую точность вблизи центра плана.

План эксперимента составлен для окрестности точек внутри указанного предела значений переменных (основного уравнения):

$$t_t = \frac{120 + 200}{2} = 160$$

$$P_t = \frac{2,3 + 6}{2} = 4.25$$

$$P_{к} = \frac{0.2 + 0,5}{2} = 0,35$$

Каждый из факторов принимал одно из пяти значений (для кодовых уровней +1, 0, -1 и звездных точек +1,414 и -1,414), вычисляемых по формуле:

$$X_j = x_j \Delta x_j + x_j^0, \tag{5}$$

где X_j - натуральное значение фактора,
 x_j - кодовое значение фактора,
 Δx_j - интервал варьирования j -го фактора,
 x_j^0 - значение j -го фактора на нулевом уровне.

В таблице 1 приведены координаты центра плана, интервалы варьирования и уровни исследования.

Был осуществлен переход от физических переменных $t_t, P_t, P_{к}$ к безразмерным кодированным переменным x_1, x_2, x_3 , нормированным так, чтобы они принимали значение +1 для верхнего уровня и -1 для нижнего уровня.

Таблица 4

Характеристика	Кодовое значение фактора	Температура пара перед турбиной	Давление пара перед турбиной	Давление пара в конденсаторе
		t, C°	P_t, MPa	P_k, MPa
Основной уровень		160	4,15	0,35
Интервал варьирования	Δx_j	40	1,85	0,15
Верхний уровень	1	200	6	0,5
Нижний уровень	-1	120	2,3	0,2
Звездные точки	1.414	216,56	6,77	0,56
	-1.414	103,44	1,53	0,14

В таблице 5 представлена матрица планирования эксперимента. Число опытов при этом определяется по формуле [21]:

$$N = 2^k + 2k + n_0 \text{ (при } k < 5), \tag{6}$$

$$N = 2^3 + 2 \cdot 3 + 4 = 8 + 6 + 4 = 18.$$

Здесь n_0 - количество нулевых точек,
 k - количество факторов.

Линейное преобразование квадратичных столбцов x_j^2 проводили по формуле:

$$x_j' = x_j^2 - \bar{x}_j^2 = x_j^2 - \frac{\sum_{i=1}^N x_{ji}^2}{N}, \tag{7}$$

Таблица 5

№ исп.	Код	Код	X1	Код	X2	Код	X3	Вырабатываемая электрическая мощность системы, $N_{ср}$
		0	160	0	4.15	0	0.35	электрическая мощность системы, $N_{ср}$
		-	40	-	1.85	-	0.15	
		+1	200	+1	6	+1	0.5	
		-1	120	-1	2.3	-1	0.2	
								$N_{ср}$
1	+	-	120	-	2.3	-	0.2	18,2
2	+	+	200	-	2.3	-	0.2	46,2
3	+	-	120	+	6	-	0.2	37,8
4	+	+	200	+	6	-	0.2	50,9
5	+	-	120	-	2.3	+	0.5	16,8
6	+	+	200	-	2.3	+	0.5	22,8
7	+	-	120	+	6	+	0.5	34,3
8	+	+	200	+	6	+	0.5	55,8
9	+	-	103,44	0	4.15	0	0.35	35,4
10	+	+1,414	216,56	0	4.15	0	0,35	53,7
11	+	0	160	-	1.53	0	0.3	17,5

				1,41 4			5	
12	+	0	160	+1,4 14	6.77	0	0.3 5	42,3
13	+	0	160	0	4.15	-1,414	0.1 4	52,1
14	+	0	160	0	4.15	+1,41 4	0.56	53,0
15	+	0	160	0	4.15	0	0.35	37,4
16	+	0	160	0	4.15	0	0.35	38,0
17	+	0	160	0	4.15	0	0.35	37,4
18	+	0	160	0	4.15	0	0.35	38,0

В каждой серии опытов эксперимент проводился трижды, и определялось среднее значение функции отклика.

Для определения ошибки воспроизводимости, необходимой для оценки значимости коэффициентов при установлении адекватности математической модели, были выполнены четыре параллельных опыта на нулевых уровнях факторов (строки 15-18 таблицы 5).

По результатам экспериментов рассчитаны коэффициенты регрессии и их ошибки. Благодаря ортогональности матрицы планирования все коэффициенты регрессии определялись независимо друг от друга по формуле:

$$b_j = \frac{\sum_{i=1}^N (x_{ij} \cdot y_i)}{\sum_{i=1}^N x_{ij}^2}, \quad (8)$$

В результате расчетов по матрице с преобразованными столбцами для квадратичных эффектов получено уравнение вида:

$$Y = b'_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_3 x_3 + b_{11} x_1^2 + b_{22} x_2^2 + b_{33} x_3^2 + b_{12} x_1 x_2 + b_{23} x_2 x_3 + b_{31} x_3 x_1 + b_{123} x_1 x_2 x_3, \quad (9)$$

Для перехода к обычной записи b_0 определяли по формуле:

$$b_0 = b'_0 - b_{11} \cdot \bar{x}_{11}^2 - b_{22} \cdot \bar{x}_{22}^2 - b_{33} \cdot \bar{x}_{33}^2, \quad (10)$$

Значимость коэффициентов уравнения регрессии проверялась по критерию Стьюдента:

$$t_j = \frac{b_j}{S_{b_j}}, \quad (11)$$

где S_{b_j} - дисперсия коэффициентов, определяемая с различной точностью по [21].

В результате обработки опытных данных было получено полное уравнение регрессии в виде:

$$Y = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_3 x_3 + b_{11} x_1^2 + b_{22} x_2^2 + b_{33} x_3^2 + b_{12} x_1 x_2 + b_{23} x_2 x_3 + b_{31} x_3 x_1 + b_{123} x_1 x_2 x_3,$$

где b - коэффициент регрессии,

x - кодированные переменные или факторы, определяемые по формуле (7).

Слагаемые уравнения (11), в которых коэффициенты регрессии незначимы, были исключены из уравнения.

Была также проверена адекватность уравнения регрессии по критерию Фишера:

$$F_p \leq F \quad (12)$$

где F_p – значение критерия Фишера, ($F=8.8$):

$$F_p = \frac{S_{ad}^2}{S_{восп}^2}, \quad (13)$$

и S_{ad}^2 – дисперсия адекватности, определяемая по формуле:

$$S_{ad}^2 = \frac{1}{N-B} \times \sum_{j=1}^N (y_{j_{\text{экс}}} - y_{j_{\text{расч}}})^2, \quad (14)$$

$y_{j_{\text{экс}}}$, $y_{j_{\text{расч}}}$ – экспериментальное и расчетное значения функции отклика,

B – число членов уравнения регрессии,

N – число опытов полного факторного эксперимента (в данном случае 18).

В результате опытов с помощью методики планирования эксперимента были получены уравнения регрессии для определения рациональных параметров работы турбины. Эти уравнения были упрощены за счет пренебрежения малыми или незначимыми коэффициентами регрессии с помощью критерия Стьюдента, а само уравнение регрессии проверялось на адекватность с помощью критерия Фишера.

В соответствии с принятым планом трехфакторного эксперимента были проведены опыты, результаты которых приведены в таблице 2.

Определение уравнения регрессии и проверка его адекватности проводилось по описанной выше методике на ПЭВМ в программе “MathCAD-11 Professional”.

В результате получено уравнение регрессии в кодированном виде:

$$Y = 39,557 + 7,874 \cdot x_1 + 9,157 \cdot x_2 - 1,844 \cdot x_3 + 0,439 \cdot x_1^2 - 6,947 \cdot x_2^2 + 4,472 \cdot x_3^2 + 3,275 \cdot x_2 \cdot x_3, \quad (15)$$

Подставляя в (15) значения x_1 , x_2 , x_3 из (7), можно перейти к уравнению регрессии в физических переменных.

Зависимости величины вырабатываемой электрической мощности в зависимости от давления пара перед турбиной, температуры пара перед турбиной и давления пара в конденсаторе представлены на рис. 6.

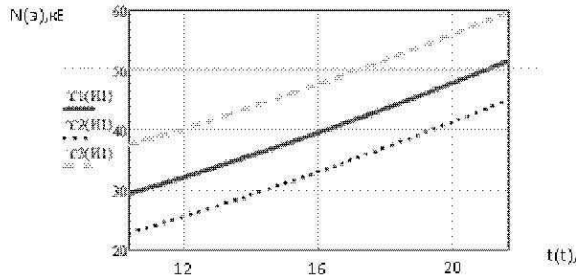


Рис.6. Вырабатываемая электрическая мощность в зависимости от температуры пара перед турбиной
 Y1 - при давлении пара $P_T = 4.15$ МПа и давлении пара в конденсаторе $P_K = 0.35$ МПа
 Y2 - при давлении пара $P_T = 2.3$ МПа и давлении пара в конденсаторе $P_K = 0.2$ МПа
 Y3 - при давлении пара $P_T = 6$ МПа и давлении пара в конденсаторе $P_K = 0.5$ МПа

Fig.6. The plot of the electric power being generated from vapor (steam) temperature before entering the turbine.

- Y1 - at steam pressure $P_T = 4.15$ МПа and at steam pressure in the condenser $P_K = 0.35$ МПа
- Y2 - at steam pressure $P_T = 2.3$ МПа and at steam pressure in the condenser $P_K = 0.2$ МПа
- Y3 - at steam pressure $P_T = 6$ МПа and at steam pressure in the condenser $P_K = 0.5$ МПа

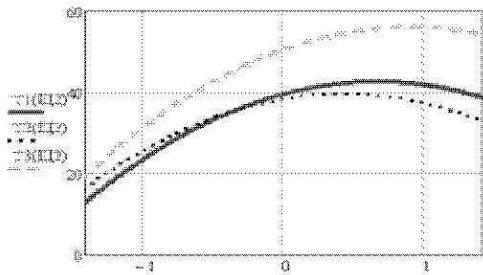


Рис.7. Вырабатываемая электрическая мощность в зависимости от давления пара перед турбиной
 Y1 - при температуре пара перед турбиной $t(t) = 160$ C° и давлении пара в конденсаторе $P_K = 0.35$ МПа
 Y2 - при температуре пара перед турбиной $t(t) = 120$ C° и давлении пара в конденсаторе $P_K = 0.2$ МПа
 Y3 - при температуре пара перед турбиной $t(t) = 200$ C° и давлении пара в конденсаторе $P_K = 0.5$ МПа

Fig.7. The plot of the electric power being generated from vapor (steam) pressure before entering the turbine.

- Y1 - at steam pressure at inlet at turbine $t(t) = 160$ C° and at steam pressure in condenser $P_K = 0.35$ МПа
- Y2 - at steam pressure at inlet at turbine $t(t) = 120$ C° and at steam pressure in condenser $P_K = 0.2$ МПа
- Y3 - at steam pressure at inlet at turbine $t(t) = 200$ C° and at steam pressure in condenser $P_K = 0.5$ МПа

Fig.7. The plot of the electric power being generated from vapor (steam) pressure before entering the turbine.

- Y1 - at steam pressure at inlet at turbine $t(t) = 160$ C° and at steam pressure in condenser $P_K = 0.35$ МПа
- Y2 - at steam pressure at inlet at turbine $t(t) = 120$ C° and at steam pressure in condenser $P_K = 0.2$ МПа
- Y3 - at steam pressure at inlet at turbine $t(t) = 200$ C° and at steam pressure in condenser $P_K = 0.5$ МПа

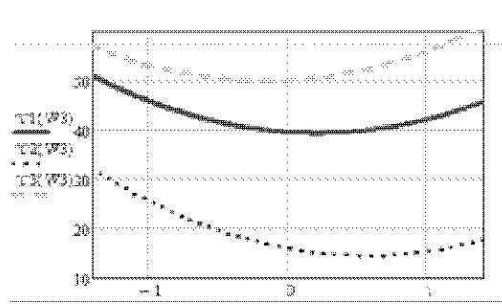


Рис.8. Вырабатываемая электрическая мощность в зависимости от давления пара в конденсаторе.

- Y1 - при температуре пара перед турбиной $t(t) = 160$ C° и давлении пара перед турбиной $P_T = 4.15$ МПа
- Y2 - при температуре пара перед турбиной $t(t) = 120$ C° и давлении пара перед турбиной $P_T = 2.3$ МПа
- Y3 - при температуре пара перед турбиной $t(t) = 200$ C° и давлении пара перед турбиной $P_T = 6$ МПа

Fig.8. The plot of the electric power being generated from vapor (steam) pressure in condenser.

- Y1 - at steam temperature at inlet at turbine $t(t) = 160$ C° and steam pressure before turbine $P_T = 4.15$ МПа
- Y2 - at steam temperature at inlet at turbine $t(t) = 120$ C° and steam pressure before turbine $P_T = 2.3$ МПа
- Y3 - at steam temperature at inlet at turbine $t(t) = 200$ C° and steam pressure before turbine $P_T = 6$ МПа

Fig.8. The plot of the electric power being generated from vapor (steam) pressure in condenser.

- Y1 - at steam temperature at inlet at turbine $t(t) = 160$ C° and steam pressure before turbine $P_T = 4.15$ МПа
- Y2 - at steam temperature at inlet at turbine $t(t) = 120$ C° and steam pressure before turbine $P_T = 2.3$ МПа
- Y3 - at steam temperature at inlet at turbine $t(t) = 200$ C° and steam pressure before turbine $P_T = 6$ МПа

Трехмерный график зависимости вырабатываемой электрической мощности от температуры пара перед турбиной (X1), давления пара перед турбиной (X2) и давления пара в конденсаторе (X3) построенный по уравнению регрессии (15) показана на рис. 9:

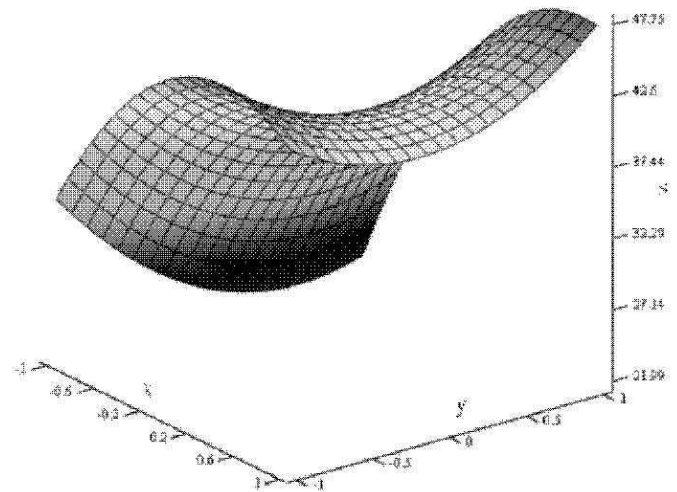


Рис.9. Вырабатываемая электрическая мощность в зависимости от давления пара в конденсаторе и давлении пара перед турбиной при постоянной температуре пара перед турбиной (X1=0)

Fig.9. The plot of the electric power being generated from steam pressure in the condenser entering the

turbine at constant steam temperature before entering the turbine ($X1=0$)

ВЫВОДЫ

В работе приводятся результаты численного исследования циклов Ренкина с органическими веществами.

Показана эффективность рабочего вещества – смеси (i-бутан/R141b) в циклах с температурой пара до 200 °С и смеси (гептан/водяной пар) с температурой пара до 350 °С. Получено регрессионное уравнение для расчёта вырабатываемой электрической мощности.

ЛИТЕРАТУРА

1. DiPippo R., 2005. Geothermal Power Plants: Principles, Applications and Case Studies. Oxford OX51GB, UK. – 450.
2. Алхасов А.Б., 2008. Геотермальная энергетика: проблемы, ресурсы, технологии. - С.-Пб.: ФИЗМАТЛИТ. – 376.
3. Редько А.А., 2010. Методы повышения эффективности систем геотермального теплоснабжения. - Макеевка: ДонНАСА. – 302.
4. Пятничко В.А., 2002. Утилизация низкопотенциального тепла в энергетических установках с органическими теплоносителями. – №5. – 10-14.
5. Артеменко С., 2010. Выбор рабочих тел для низкотемпературных циклов Ренкина на органических веществах. – Холодильна техніка и технологія. – Т.123. – № 1. – 6 – 10.
6. Редько А.А., 2010. Рациональные термодинамические параметры циклов многоступенчатой геотермальной станции. Проблемы машиностроения. ИПмаш НАНУ. – т.13. – №4. – 76-82.
7. Шварц Г.В., С.В. Голубев, Б.П. Левыкин и др., 2000. Утилизационные энергетические установки с органическими теплоносителями. Газовая промышленность. – №6. – 14 – 18.
8. Б.И. Басок, 2006. Анализ когенерационных установок. Классификация и основные показатели. Промышленная теплотехника. – 2006. – т.28. – №3. – 83 – 89.
9. Басок Б.И., Коломейко Д.А., 2006. Анализ когенерационных установок. Анализ энергетической эффективности. Промышленная теплотехника. – 2006. – т.28. – №4. – 79 – 83.
10. Степаненко В., 2005. Реконструкция промышленной энергетики Украины в 21 веке. – ЭСКО. – 2005. – №7.
11. Долинский А.А., Басок Б.И., Коломейко Д.А., 2008. Эффективность когенерационных тепловых схем. К.: ИТТР. – т.61. вып.4в. – 2008. – 30 – 38.
12. Барков В.М., 2004. Когенераторные технологии: возможности и перспективы «ЭСКО» электронный журнал энергосервисной компании «Экологические системы» .– №7. – 2004.
13. Гринман М.И., В.А. Фомин., 2010. Перспективы применения энергетических установок с низкокипящими рабочими телами. Новости теплоснабжения. – №7. – 13–18.
14. Бухолдин Ю.С., Северин А.С., Татаринов В.М., Шахов С.В., 2010. Повышение эффективности и надежности компрессорных станций магистральных газопроводов. Технические газы. – №3. – 60 – 65.
15. Билека Б.Д., В.Я. Кабков, Р.В. Сергиенко, 2011. Особенности выбора начальных параметров безводного цикла Ренкина для энергетических установок, утилизирующих сбросную теплоту приводных газотурбинных установок компрессорных станций. – №2. – 2011. – 138–140.
16. Редько А.А., Павловский С.В., 2012. Выбор рабочего вещества для когенерационного силового контура котельного агрегата. Энергетика и электрификация. – 2012. – №2. – 24–27.
17. Матвеев В.А., Ильяшенко И.С., Давыдова К.Ю., 1988. Выработка пара с энергетическими параметрами при утилизации теплоты отходящих газов стекловаренных печей. Стекло и керамика. – 1988. – N4. – 7 – 9.
18. Редько А., 2012. Технологические схемы комбинированной выработки теплоты и электроэнергии стекловаренных печей. MOTROL. – Commission of motorization and energetics in agriculture: Polish Academy of sciences. – Lublin. – Vol.14. – N6. – 114–120.
19. Редько А.А., 2013. Термодинамическая эффективность процессов преобразования низкопотенциальной теплоты в энергетических установках с органическим теплоносителем. Доповіді Національної Академії Наук України. – 2013. – N3. – 71 – 75.
20. Шубенко А.Л., Бабак Н.Ю., Сенецкий А.В. и др., 2012. Утилизация сбросной теплоты технологических процессов промышленного предприятия с целью выработки электроэнергии. Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2012. – N7(101). – 23 – 29.
21. Возняк О.Т., 2012. Планування експерименту та оптимізація вирішень у системах теплогазопостачання та вентиляції. Львів: Видавництво Львівської політехніки. – 164.

MATHEMATICAL MODELLING OF PARAMETERS OF UTILIZING ENERGY PLANT WITH THE ORGANIC WORKING MEDIUM

Summary. The processes of converting low potential heat into electric energy in utilizing plants with organic working medium are investigated. The influence of heat-physical heat-exchanger properties on the efficiency of the conversion processes and plant parameters are shown. Regression equations for calculating plant power depending on influential parameters are presented.

Key words: utilizing energy plant; organic working medium; electric power; efficiency of the conversion processes.