

УДК 621.31.23:621.577

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ РЕСУРС ПОВЫШЕНИЯ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ПАРОСИЛОВЫХ УСТАНОВОК

Стерлигов В.В.¹, к.т.н., доцент кафедры «Теплоэнергетика и экология» (p.s.1976@bk.ru)

Пуликов П.С.², машинист турбогенератора (pulikov_pavel@mail.ru)

¹ Сибирский государственный индустриальный университет

(654007, Россия, Кемеровская обл., Новокузнецк, ул. Кирова, 42)

² Западно-Сибирская ТЭЦ – филиал АО «ЕВРАЗ Объединенный Западно-Сибирский металлургический комбинат»

(654038, Россия, Кемеровская обл., Новокузнецк, Северное шоссе, 23)

Аннотация. Рассмотрены возможности повышения энергоэффективности работы паросиловых установок (ПСУ). Последние используют для генерации электроэнергии на основе теоретических положений технической термодинамики с использованием системного анализа. Реализуется системный подход для комплекса энергетических, экологических и экономических проблем, стоящих перед теплоэнергетикой. На основе мировых тенденций экологии и энергопотребления рассмотрена основная задача теплоэнергетики России по снижению удельного расхода условного топлива на единицу произведенной электроэнергии. Сформулирована математическая модель поставленной задачи. Основное внимание уделено поддержанию проектных параметров цикла ПСУ в конденсаторе. При невозможности обеспечить в нем требуемые температуру и давление за счет использования природного источника охлаждения воды предлагается применять тепловые насосы. В отличие от известных способов установки тепловых насосов для использования отходящей охлаждающей воды предлагается отбирать тепло на подводящей линии воды, доводя температуру до проектной. Тепло, полученное из воды, подаваемой на охлаждение конденсата, предлагается не отводить, а направлять в цикл ПСУ. Показано, что за счет этого тепла можно отказаться от устройства подогревателей низкого давления (ПНД), что намного упростит устройство ПСУ и позволит пар промежуточного отбора для ПНД использовать на выработку электроэнергии. Рассчитана возможность подогрева воды в тепловом насосе до температуры 140 °С, что соответствует уровню подогрева в ПНД. Указаны еще несколько способов использования законов термодинамики в работе паросиловой установки, которые до сих пор не используются: применение воздуха с отрицательной температурой для охлаждения циклонного конденсатора вместо использования традиционного трубчатого, использование фазового перехода (кипения) охлаждающей жидкости для конденсатора.

Ключевые слова: теплоэнергетика, энергоэффективность, удельный расход топлива, тепловой насос, циклонный теплообменник, трубчатый теплообменник, внешнее воздушное охлаждение.

DOI: 10.17073/0368-0797-2020-2-102-107

ВВЕДЕНИЕ

Одним из наиболее распространенных мифов в современной научно-технической среде является невозможность развития производства на основе углеводородного топлива. Об этом говорит документ («Парижское соглашение»), который был выработан в современной геополитике и утвержден в декабре 2015 г. на Всемирном саммите в Париже [1].

Оно было принято мировым сообществом в развитие подходов, реализуемых «Киотским протоколом» [2], как выражение озабоченности глобальной угрозой потепления климата Земли («парникового эффекта»). Не вдаваясь в обоснованность этой гипотезы, отметим один важный момент Киотского протокола: в статье 2 (п. 5) этого международного документа, принесшего реальную пользу всему человечеству, заявлено, что важнейшим ответом на предполагаемую угрозу должно быть энергосбережение.

Основанием для процесса энергосбережения как способа хозяйствования служат три аспекта [3]:

– экономический (энергия обладает стоимостью);

– ресурсный (запасы реально используемых источников, прежде всего минерально-топливных, ограничены);

– экологический (использование топлива приводит к изменению природных условий).

Наиболее очевидным является ресурсный аспект. В настоящее время производство электроэнергии в мире обеспечивается, в основном, за счет сжигания топлива в теплоэнергетических установках (для Европы около 70 %) [4]. При сжигании 1 кг углеводородного топлива (газа, угля или нефти) образуется около 3 кг оксида углерода CO₂, являющегося одним из наиболее активных «парниковых» газов [5, 6].

Очевидная важность обладания энергоресурсами проявилась во время энергетического мирового кризиса 1973 г. Глубокий анализ ситуации с прогнозированием сценариев развития человечества был представлен в работе американских экономистов под руководством Д. Медоуза [7]. Изучение проблемы с 1900 по 1970 гг. позволило выявить многие черты и характеристики процесса потребления природных топливно-энергетических материалов, сделать прог-

ноз по некоторым показателям развития всего человеческого общества, которые сейчас выполняются с пугающей точностью.

ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКАЯ ЧАСТЬ

Теплоэнергетика является одним из самых важных и весомых секторов экономики любой страны. В работе [8] министра энергетики РФ А.В. Новака заявлена декларация по основным целевым показателям, в том числе целевой уровень удельного расхода условного топлива на единицу произведенной электроэнергии B' , кг у.т./кВт·ч.

В теплоэнергетике [9] производство электроэнергии осуществляется в паросиловых установках (ПСУ), в которых реализуется термодинамический цикл с водой. В основу циклов практически всех тепловых двигателей положен цикл Карно [10], но реальные изменения, внесенные в теорию работы теплового двигателя, видоизменили его.

В паросиловых установках, работающих на воде, реализуются [11, 12] следующие процессы с характерным КПД η :

- химическая энергия топлива переводится в тепловую энергию η_t пара (в котле);
- тепловая энергия превращается в кинетическую энергию η_k струи пара, а затем переходит в механическую энергию η_m ротора (в турбине);
- механическая энергия переходит в электрическую энергию η_e , что и является конечным продуктом (в электрогенераторе).

Общий коэффициент полезного действия ПСУ определяется по следующему выражению [11]:

$$\eta = \eta_t \eta_k \eta_m \eta_e.$$

Из общего определения КПД как отношение полезного использованного к общезатраченному можно записать:

$$\eta = \frac{E}{Q},$$

где E – количество генерированной энергии, кВт·ч; $Q = BQ_n^p$ – количество затраченного тепла; B – расход топлива, кг/с; Q_n^p – низшая теплота сгорания, Дж/кг.

Тогда

$$\eta_t \eta_k \eta_m \eta_e = \frac{E}{BQ_n^p}.$$

Было принято $E = 1$ кВт·ч = 3,6 МДж, а для условного топлива $Q_n^p = 29,3$ МДж/кг [3]. При подстановке получим выражение для нормативного показателя B' :

$$B' = \frac{B}{E} = \frac{3,6 \cdot 10^6}{29,3 \cdot 10^6} \frac{1}{\eta_t \eta_k \eta_m \eta_e} = \frac{0,1228}{\eta_t \eta_k \eta_m \eta_e}, \text{ кг/(кВт·ч)}. \quad (1)$$

С другой стороны, зависимость КПД от термодинамических параметров водяного пара в соответствии с работой [11] выражается как

$$\eta_k = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_n}, \quad (2)$$

где i_1 и i_2 – энтальпия пара в начальном и в конечном состояниях; i_n – энтальпия поступающей в котел воды в начальном состоянии.

Подставим значение η_k в выражение (1):

$$B' = \frac{0,1228}{\eta_t \eta_m \eta_e \left(\frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_n} \right)}. \quad (3)$$

В представленном подходе это выражение показывает конечный практический результат – уменьшение удельного расхода топлива на единицу производимой продукции. В этом отличие от традиционно рассматриваемых в работах [13, 14] оценок способов повышения энергоэффективности работы ПСУ.

К начальным параметрам (давление P_1 и температура t_1) пара нет никаких принципиальных ограничений со стороны термодинамики, все определяется наличием металла для труб, способных работать при таких условиях. Конечное состояние пара связано с необходимостью создать условия отвода тепла от пара при конденсации, что жестко определяется термодинамикой процесса конденсации.

Конечное давление пара, увеличивая потенциальное теплопадение в турбине современных паросиловых установок, достаточно низкое $P_2 = 0,003 - 0,004$ МПа (0,03 – 0,04 ата) [15, 16]. При этом температура конденсации (насыщения) воды для водяного пара составляет 24,95 – 24,30 °C [15], то есть однозначно связана с давлением в соответствии с термодинамикой процесса.

В качестве среды для отвода тепла при конденсации пара используется та же вода, температура которой с учетом времени года колеблется в пределах 2 – 35 °C [16]. Поскольку в соответствии со вторым законом термодинамики для теплообмена необходим перепад температур Δt («температурный напор»), то температура охлаждающей воды должна быть меньше температуры конденсации, и это создает ограничения при выборе конечных параметров пара в турбине ПСУ. Причем, как показывает практика [13, 14], температурный напор должен быть не менее 6 – 8 °C.

Температура охлаждающей воды непосредственно влияет на термический КПД цикла ПСУ. В таблице приведены рассчитанные по уравнению (2) значения η_k при разных температурах $t_{охл}$ охлаждающей воды и условиях работы конденсатора: температуре t_n конденсации (насыщения) и соответствующего ей давления P_2 .

Эффективность работы паросиловой установки в зависимости от температуры охлаждающей воды

Dependence of the efficiency of steam power plant on the temperature of cooling water

№	$t_{\text{охл}}, ^\circ\text{C}$	$t_{\text{н}}, ^\circ\text{C}$	$P_2, \text{кПа}$	Энтальпия, кДж/кг		$\eta_{\text{к}}$
				i_1	$i_{\text{н}}$	
1	23,7	28,7	4,0	1945	137	0,455
2	24,7	29,7	4,2	1955	140	0,449
3	27,9	32,9	5,0	1968	153	0,456
4	29,1	34,1	6,4	1989	180	0,449
5	39,8	44,8	9,5	2026	209	0,437
6	49,0	54,0	12,0	2590	226	0,420

Снижение температуры охлаждающей воды дает возможность для повышения энергоэффективности ПСУ. В действующих установках для снижения температуры охлаждающей воды используются различные устройства: градирни, фонтанирующие установки, пруды-охладители [9]. Они «вписываются» в контур оборотного цикла воды, требуют больших капитальных и эксплуатационных затрат. Но самое главное – они мало управляемы по основному показателю – «температура охлаждающей воды», что плохо сочетается с процессами в паросиловой установке, которые отличаются высочайшей степенью регламентирования и стабилизации показателей работы. Для точного регулирования процессов в ПСУ на этом этапе предлагается использование тепловых насосов (ТН), которые уже достаточно широко применяются в теплоэнергетике [17 – 20]. В большинстве случаев речь идет об использовании для нужд теплоснабжения «бросового» тепла, отводимого в конденсаторе от пара.

Анализ условий термодинамики позволил принять решение, защищенное патентом на изобретение [21]. Оно нацелено на стабилизацию тепловой работы конденсатора, а через него и всей ПСУ, при отборе тепла от охлаждающей воды на подводе к конденсатору с целью достижения максимально выгодного и стабильного уровня давления в конденсаторе для увеличения теплопотока и повышения энергоэффективности работы ПСУ.

Основная идея лорда Кельвина по созданию теплового насоса [22] (использование обратного цикла Карно за счет совершения механической работы) позволяет достичь более высокой температуры, чем температура источника. И эта температура может быть сопоставима с той, которая достигается в подогревателях низкого давления (ПНД) промышленных установок, работающих с регенеративным подогревом. Это составляет вторую часть рассматриваемого патента [21].

В условиях работы Западно-Сибирской ТЭЦ (филиал АО «ЕВРАЗ ЗСМК») на турбогенераторе температура воды (конденсата) после ПНД составляет 140 °С,

что достижимо для ТН. Это подтверждается расчетом.

В соответствии с теорией работы тепловых насосов [11] основным показателем его работы является коэффициент преобразования энергии ϕ , который связывает температуру на входе в ТН t_1 и на выходе t_2 по уравнению:

$$t_1 = \frac{\phi}{\phi - 1} t_2, \quad (4)$$

где $\phi = \frac{q_1}{l}$; $l = q_1 - q_2$ – работа, совершаемая в тепловом насосе одним килограммом хладагента, кДж/кг; q_1 и q_2 – теплота, подводимая к высокопотенциальному источнику с температурой t и забираемая ТН у низкопотенциального источника с температурой t_2 , кДж/кг.

По практическим данным в летнее время в конденсаторе паровой турбины устанавливается давление $P_2 = 12$ кПа (см. таблицу) и температура охлаждающей воды на входе в конденсатор, которая рассматривается для условий анализа как низкопотенциальный источник, составляет 49 °С.

Для теплового насоса ТН – 400 коэффициент преобразования теплоты $\phi = 1,2 \div 2,5$. Если взять среднее значение $\phi = 1,8$, то после подстановки всех численных значений в уравнение (4) получим:

$$t_1 = \frac{1,8}{1,8 - 1} \cdot 49 = 112 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

В соответствии с заводскими данными температура $t_{\text{к}}$ воды после второй ступени ПНД составляет 115 °С, а после всей системы ПНД – 140 °С. Подбор теплового насоса позволит получить температуру подогрева конденсатора до 150 °С.

Использование теплового насоса для стабилизации работы конденсатора позволит использовать тепло, отбираемое от охлаждающей воды, для подогрева конденсата при устранении ПНД. При этом исключается промежуточный отбор пара из цилиндра низкого давления (ЦНД) паровой турбины в количестве 9 % от общей производительности котла, что позволит увеличить выработку электроэнергии.

Оценка результатов внедрения предложения может быть произведена следующим образом. Стабилизация условия работы конденсатора и перевод его работы на проектные условия дает повышение термического КПД цикла:

$$K_t = \frac{\eta_1}{\eta_6} = \frac{0,455}{0,420} = 1,08.$$

Это означает, что термический КПД вырастет, и каждая единица затраченной энергии будет давать больший выход продукции, то есть электроэнергии.

Кроме того, отказ от промежуточных отборов пара на подогрев конденсата в ПНД увеличит расход пара,

что при его расходе для этой цели в 9 % от производительности котла может быть оценено введением поправочного коэффициента $K_G = 1,09$, так как расход пара возрастет.

Полная общая оценка определяется так:

$$K = K_t K_G = 1,08 \cdot 1,09 = 1,177.$$

Еще одним возможным вариантом улучшения работы ПСУ является дальнейшее снижение вакуума в конденсаторе, вплоть до «космического». Это требует очень низких температур насыщения в конденсаторе, ниже чем температура естественного охладителя (воды), которая была предложена с самого начала реализации циклов ПСУ, то есть с XIX века, так как в ту пору других охладителей не было. В настоящее время с развитием холодильной техники и создания широкого ряда хладагентов можно использовать их для проведения фазового превращения пара в воду в конденсаторе, при этом сам охладитель может испаряться.

Еще один способ, основанный на термодинамике, – использование охладителя, имеющего отрицательную температуру. При отказе от использования жидкого азота после разделения воздуха (ввиду дороговизны этого агента) в настоящее время можно предложить для небольших ПСУ, работающих в специфических условиях (например, автономная ПСУ в Антарктиде или Заполярье), использовать атмосферный воздух как охлаждающее вещество в конденсаторах.

При этом можно было бы отказаться от традиционной конструкции охладителя в виде трубчатого пучка, перейдя к циклонной конструкции, где теплообмен значительно интенсивнее, чем для труб при турбулентном движении сред [23]. В этой работе показано, что уравнение подобия для теплообмена имеет вид: $Nu = cRe^{1,0}$, при турбулентном течении в трубах – $Nu = cRe^{0,8}$.

Комбинация циклонного движения пара внутри цилиндра при омывании его снаружи атмосферным воздухом с отрицательной температурой ($-20\text{ }^{\circ}\text{C} \div 40\text{ }^{\circ}\text{C}$) порождает новые возможности для интенсификации работы конденсатора.

Значение коэффициента теплопередачи в конденсаторе $k = 3,7 \div 4,0\text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ [13] обусловлено фазовым переходом (пар – вода) на стороне пара. Если же рассматривать интенсивность теплоотбора на водяной стороне, то здесь интенсивная работа конденсатора дает повышение температуры охлаждающей воды на $7 - 9\text{ }^{\circ}\text{C}$, что ведет к необходимости прокачки колоссального количества воды – кратность циркуляции $50 - 100$, то есть на 1 кг пара нужно прокачивать $50 - 100\text{ кг}$ воды. Это ведет к большим капитальным (мощная сеть трубопроводов) и эксплуатационным затратам, так как прокачивать нужно большое количество воды, расходуя электроэнергию для привода насосов. По условиям Западно-Сибирской ТЭЦ расход воды на охлаждение отработавшего пара одного турбогенератора составляет $8000\text{ м}^3/\text{ч}$.

Термодинамика дает еще один выход из этой затратной ситуации: изменение фазового состояния должно осуществляться не только на стороне пара, но и на стороне охлаждения. Это означает использование охлаждающей жидкости, которая бы испарялась в конденсаторе. Из термодинамических свойств воды и пара [15] скрытая теплота парообразования r , которая выделяется при конденсации, свыше 500 ккал/кг , в то же время теплоемкость воды $c = 1\text{ ккал}/(\text{кг} \cdot ^{\circ}\text{C})$, откуда и следует огромная кратность циркуляции $50 - 70$ при нагреве воды $6 - 12\text{ }^{\circ}\text{C}$; для испарительного охлаждения 1 кг вещества будет забирать тепла $\Delta Q = C\Delta t + r$ (старая система единиц использована для возможности просчитать численный пример). Поскольку скрытая теплота парообразования для всех веществ в десятки и сотни раз выше теплоемкости жидкости, то эффект будет значительным, прежде всего за счет значительного упрощения всей системы водоснабжения ПСУ.

Выводы

Приведенный термодинамический анализ работы ПСУ показывает некоторые новые принципиальные способы повышения энергоэффективности их работы на основе уже существующего патента, содержащего конкретные предложения по использованию тепловых насосов, реализующих малоприменяемый в отечественной теплоэнергетике принцип термодинамики. Подтверждение реальности этих выводов требует конкретных исследований для определения условий их внедрения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Paris Agreement on Climate Change. The Intergovernmental Panel on Climate Change, 2015. URL: <http://www.ipcc.ch> (Accessed: 15.03.2017).
2. Carbon market solutions – Website for practical research consultants on the Kyoto Protocol mechanisms. URL: <http://www.carbonmarketsolutions.com> (Accessed: 15.03.2017).
3. Лисиенко В.Г., Щелоков Я.М., Ладыгичев М.Г. Хрестоматия энергосбережения: Справочное издание в 2-х книгах. Книга 1 / Под ред. В.Г. Лисиенко. – М.: Теплоэнергетик, 2002. – 688 с.
4. Welfens P.J.J., Meyer B., Pfaffenberg W., Jusinski P., Jungmittag A. Energy Policies in the European Union Germany's Ecological Tax Reform. – Berlin, Heidelberg, New York: Springer, 2001.
5. Kutateladze S.S. Fundamentals of heat transfer. – United States: N. p., 1964. Web. – 660 p.
6. Hotel H.C., Zarofun A.F. Radiative Transfer. – New York: McGraw Hill, 1967. – 520 p.
7. Meadows D., Randers J., William W. Behrens III. The Limits to growth. – Universe Book, New-York: 1991. – 210 p.
8. Новак А.В. Электроэнергетика России – состояние и перспективы развития // Энергосбережение. 2014. № 1. С. 4 – 8.
9. Теплотехника. Учебник для вузов / В.А. Гуляев, Б.А. Вороненко, Л.М. Корнюшко и др. – СПб.: Изд-во «РАПП», 2009. – 352 с.
10. Carnot S. Réflexions sur la puissance motrice du feu et sur les machines propres à développer cette puissance // Annales scientifiques de l'É.N.S. 2e série, 1824. – 457 p.
11. Кириллин В.А., Сычев В.В., Шейндлин А.Е. Техническая термодинамика. Учебник для вузов. – М.: «Энергия», 1974. – 448 с.

12. Теплогенерирующие установки / Делягин Г.Н. и др. – М.: БАСТЕТ, 2010. – 624 с.
13. Лосев С.М. Паровые турбины и конденсационные устройства. – М.: Энергия, 1964. – 376 с.
14. Searle M., Furby J. Design and exploration of condensing boilers. 52nd Autumn Meeting, Westminster, SWIP3EE, November 1986. P. 22 – 24.
15. Ривкин С.Л., Александров А.А. Термодинамические свойства воды и пара. – М.: Энергия, 1975. – 80 с.
16. СП 131.13330.2018 Строительная климатология (СНиП 23-01-99*). – М.: Минрегион России, 2018. – 107 с.
17. Ito O., Koboyashi H. Development of gas Engine-Driven Heat Pumps and Vuileumier Cycle Heat Pumps for Residential Use. Reprint of the 1995 Int. Gas Research Conf., Cannes, France. 6-9th November. Vol. 5. Industrial Utilisation. P. 1 – 10.
18. Ivano H., Yamada T. Development of Absorption Type Air Conditioners for Residential Use. Reprint of the 1995 Int. Gas Research Conf., Cannes, France. 6-9th November. Vol. 5. Industrial Utilisation. P. 11 – 22.
19. Branson T., Lorton R., Winnington T.L., Gorritxategi X., Green R.J., Sanz Saiz J.I., Uselton R.B. Interotex – the Development of High

Lift Hight Performance Heat Pumps. Reprint of the 1995 Int. Gas Research Conf., Cannes, France. 6-9th November. Vol. 5. Industrial Utilisation. P. 23 – 32.

20. Кобылкин М.В., Батухтин С.Г., Кубряков К.А. Перспективное направление внедрения тепловых насосов // Международный научно-исследовательский журнал. 2014. № 5-1 (24). С. 74, 75.
21. Пат. 2689233 РФ. Способ повышения энергоэффективности паросиловой установки и устройство для его осуществления / Стерлигов В.В., Пуликов П.С., Стерлигов М.В.; заявл. 21.06.2018; опубл. 24.05.2019. Бюл. № 15.
22. William Thomson, 1st Baron Kelvin – Wikipedia, 2015. URL: https://en.wikipedia.org/wiki/William_Thomson,_1st_Baron_Kelvin/ (Accessed: 25.03.2018).
23. Стерлигов В.В., Евтушенко В.Ф., Зайцев В.П. Применение планирования эксперимента при исследовании конвективного теплообмена. Сообщение 2 // Изв. вуз. Черная металлургия. 1974. № 2. С. 165 – 169.

Поступила в редакцию 11 сентября 2019 г.

После доработки 5 ноября 2019 г.

Принята к публикации 15 ноября 2019 г.

IZVESTIYA VUZOV. CHERNAYA METALLURGIYA = IZVESTIYA. FERROUS METALLURGY. 2020. VOL. 63. No. 2, pp. 102–107.

THERMODYNAMIC RESOURCE OF INCREASING ENERGY EFFICIENCY OF STEAM POWER PLANTS

V.V. Sterligov¹, P.S. Pulikov²

¹Siberian State Industrial University, Russia, Novokuznetsk, Kemerovo Region, Russia

²West Siberian Thermal Power Plant, branch of JSC “EVRAZ – Joint West Siberian Metallurgical Plant”, Novokuznetsk, Kemerovo Region, Russia

Abstract. Possibilities of increasing energy efficiency of steam power plants (SPP) are considered. They are used to generate electricity based on theoretical principles of technical thermodynamics with the use of system analysis. Systematic approach is implemented for the set of energy, environmental and economic problems facing power production. Based on global environmental and energy consumption trends, the article considers the main task of Russian power system – reduction of specific consumption of equivalent fuel per unit of generated electricity. Mathematical model of the task is provided. The main attention was paid to maintaining design parameters of SPP cycle in the capacitor. If it is not possible to provide required temperature and pressure using water cooling source, it is proposed to use heat pumps. In contrast to known methods of installing heat pumps for water cooling waste, it is suggested to collect heat on water supply line, bringing temperature to the designed parameters. We propose not to remove heat obtained from water supplied for condensate cooling, but to send it to the SPP cycle. It is shown that this heat makes possible to abandon device of low pressure heaters (DLPH), which will greatly simplify the design of SPP and allows using of intermediate steam of DLPH to generate electricity. Possibility of heating water in a heat pump to a temperature of 140 °C, which corresponds to the level of heating in DLPH, was calculated. Several ways of applying thermodynamics laws to operation of a steam-powered installation, which are still not used, were indicated: the use of air with negative temperature for cooling cyclone condenser instead of using traditional tubular condenser, and the use of phase transition (boiling) of cooling liquid for a condenser.

Keywords: heat power station, thermal efficiency, specific fuel consumption, heat pump, cyclone heat exchanger, tube heat exchanger, outer air cooling.

DOI: 10.17073/0368-0797-2020-2-102-107

REFERENCES

1. Paris Agreement on Climate Change. The Intergovernmental Panel on Climate Change, 2015. Available at URL: <http://www.ipcc.ch> (Accessed: 15.03.2017).
2. Carbon market solutions – Website for practical research consultants on the Kyoto Protocol mechanisms. Available at URL: <http://www.carbonmarketsolutions.com> (Accessed: 15.03.2017).
3. Lisienko V.G., Shchelokov Ya.M., Ladygichev M.G. *Khrestomatiya energosberezheniya: Spravochnoe izdanie v 2-kh knigakh. Kniga 1* [Anthology of energy conservation: Reference in 2 books. Book 1]. Lisienko V.G. ed. Moscow: Teploenergetik, 2002, 688 p. (In Russ.).
4. Welfems P.J.J., Meyer B., Pfaffenberg W., Jusinski P., Jungmittag A. *Energy Policies in the European Union Germany's Ecological Tax Reform*. Berlin, Heidelberg, New York: Springer, 2001.
5. Kutateladze S.S. *Fundamentals of heat transfer*. United States: N. p., 1964, Web, 660 p.
6. Hotel H.C., Zarofun A.F. *Radiative Transfer*. New York: McGraw Hill, 1967, 520 p.
7. Meadows D., Randers J., William W. Behrens III. *The Limits to growth*. Universe Book, New-York: 1991, 210 p.
8. Novak A.V. Power industry in Russia – state and development prospects. *Energosberezhenie*. 2014, no. 1, pp. 6–11. (In Russ.).
9. Gulyaev V.A., Voronenko B.A., Kornysushko L.M. etc. *Teplotekhnika. Uchebnik dlya vuzov* [Heat engineering. Textbook for universities]. St. Petersburg: RAPP, 2009, 352 p. (In Russ.).
10. Carnot S. Réflexions sur la puissance motrice du feu et sur les machines propres à développer cette puissance. *Annales scientifiques de l'É.N.S. 2e série*, 1824, 457 p. (In Fr.).
11. Kirillin V.A., Sychev V.V., Sheindlin A.E. *Tekhnicheskaya termodinamika. Uchebnik dlya vuzov* [Technical thermodynamics. Textbook for universities]. Moscow: Energiya, 1974, 448 p. (In Russ.).
12. Delyagin G.N. etc. *Teplogeneriruyushchie ustanovki* [Heat generating plants]. Moscow: BASTET, 2010, 624 p. (In Russ.).
13. Losev S.M. *Parovye turbiny i kondensatsionnye ustroystva* [Steam turbines and condensing devices]. Moscow: Energiya, 1964, 376 p. (In Russ.).
14. Searle M., Furby J. Design and exploration of condensing boilers. 52nd Autumn Meeting, Westminster, SWIP3EE, November 1986, pp. 22–24.

15. Rivkin S.L., Aleksandrov A.A. *Termodinamicheskie svoystva vody i para* [Thermodynamic properties of water and steam]. Moscow: Energiya, 1975, 80 p. (In Russ.).
16. SP 131.13330.2018 *Stroitel'naya klimatologiya (SNIp 23-01-99*)* [SP 131.13330.2018 Construction climatology (SNIp 23-01-99 *)]. Moscow: Minregion Rossii, 2018, 107 p. (In Russ.).
17. Ito O., Koboyashi H. Development of gas engine-driven heat pumps and vuleumier cycle heat pumps for residential use. *Reprint of the 1995 Int. Gas Research Conf., Cannes, France. 6-9th November*. Vol. 5. Industrial Utilisation, pp. 1–10.
18. Ivano H., Yamada T. Development of absorption type air conditioners for residential use. *Reprint of the 1995 Int. Gas Research Conf., Cannes, France. 6-9th November*. Vol. 5. Industrial Utilisation, pp. 11–22.
19. Branson T., Lorton R., Winington T.L., Gorritxategi X., Green R.J., Sanz Saiz J.I., Uselton R.B. Interotex – the development of hight lift hight perfomance heat pumps. *Reprint of the 1995 Int. Gas Research Conf., Cannes, France. 6-9th November*. Vol. 5. Industrial Utilisation, pp. 23–32.
20. Kobylkin M.V., Batukhtin S.G., Kubryakov K.A. Promising direction of heat pumps introduction. *Mezhdunarodnyi nauchno-issledovatel'skii zhurnal*. 2014, no. 5-1 (24), pp. 74, 75. (In Russ.).
21. Sterligov V.V., Pulikov P.S., Sterligov M.V. *Sposob povysheniya energoeffektivnosti parosilovoi ustanovki i ustroystvo dlya ego osushchestvleniya* [Method and device of increasing energy efficiency of steam power installation]. Patent RF no. 2689233. *Bulleten' izobretenii*. 2019, no. 15. (In Russ.).
22. *William Thomson, 1st Baron Kelvin* – Wikipedia, 2015. Available at URL: https://en.wikipedia.org/wiki/William_Thomson,_1st_Baron_Kelvin/ (Accessed: 25.03.2018).
23. Sterligov V.V., Evtushenko V.F., Zaitsev V.P. Application of experimental design in the study of convective heat transfer. Report 2. *Izvestiya. Ferrous Metallurgy*. 1974, no. 2, pp. 165–169.

Information about the authors:

V.V. Sterligov, Cand. Sci. (Eng.), Assist. Professor of the Chair “Thermal Power and Ecology” (p.s.1976@bk.ru)

P.S. Pulikov, Operator of Turbine Generator
(pulikov_pavel@mail.ru)

Received September 11, 2019

Revised November 5, 2019

Accepted November 15, 2019