

УДК 621.161
DOI: 10.36979/1694-500X-2023-23-12-51-59

ВЛИЯНИЕ РАЗЛИЧНЫХ КОЭФФИЦИЕНТОВ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ НА РАСХОД ПАРА И ТОПЛИВА В ПАРОВОЙ МАШИНЕ

А.В. Разуваев, М.А. Толоконников, Н.А. Устинов, Н.В. Краснолудский

Аннотация. Предложен алгоритм теплового расчёта паровой поршневой машины, в которой на основании исходных данных – мощность машины и параметры пара – можно выполнить анализ по определению размеров цилиндра паровой машины, термодинамических параметров цикла, расхода пара. Рассмотрено влияние коэффициента полезного действия машины на расход пара. Получено уравнение, связывающее удельный расход пара как функцию механического и относительного индикаторного КПД. По итогам расчёта можно оценить требуемый для машины паровой котёл, а также влияние конструкторско-технологических и производственных характеристик на удельный расход пара.

Ключевые слова: малая энергетика; дизельные электростанции; надёжность энергоснабжения; автономные объекты; тепловой расчет; паровая машина; алгоритм теплового расчета; коэффициент полезного действия.

БУУ МАШИНАСЫНДАГЫ БУУНУН ЖАНА КҮЙҮҮЧҮ МАЙДЫН ЧЫГЫМДАЛЫШЫНА АР ТҮРДҮҮ ПАЙДАЛУУ АРАКЕТ КОЭФФИЦИЕНТТЕРИНИН ТААСИРИ

А.В. Разуваев, М.А. Толоконников, Н.А. Устинов, Н.В. Краснолудский

Аннотация. Макалада буу поршень машинасынын жылуулук эсептөө алгоритми сунушталган, анда баштапкы маалыматтардын – машинанын кубаттуулугунун жана буу параметрлеринин негизинде буу машинасынын цилиндринин өлчөмдөрүн, циклдин термодинамикалык параметрлерин, буу агымын аныктоо боюнча талдоо жүргүзүүгө болот. Машинанын пайдалуу аракет коэффициентинин буунун чыгымдалышына тийгизген таасири каралды. Буунун салыштырмалуу чыгымдалышын пайдалуу аракет коэффициентинин механикалык жана салыштырмалуу индикатордук функциясы катары байланыштырган теңдеме алынды. Эсептөөнүн жыйынтыгы боюнча машинага керектүү буу казанын, ошондой эле конструктивдүү, технологиялык жана өндүрүштүк мүнөздөмөлөрдүн буунун чыгымдалышына тийгизген таасирин баалоого болот.

Түйүндүү сөздөр: чакан энергетика; дизелдик электр станциялары; энергия менен камсыздоонун ишенимдүүлүгү; автономдуу объекттер; жылуулук эсептөө; буу машинасы; жылуулук эсептөө алгоритми; пайдалуу аракет коэффициенти.

INFLUENCE OF DIFFERENT EFFICIENCY ON STEAM AND FUEL CONSUMPTION IN STEAM ENGINE

A.V. Razuvaev, M.A. Tolokonnikov, N.A. Ustinov, N.V. Krasnoludskiy

Abstract. The article proposes an algorithm for thermal calculation of a steam piston machine, in which, based on the initial data: machine power and steam parameters, an analysis can be performed to determine the dimensions of the cylinder of the steam engine, thermodynamic parameters of the cycle, steam consumption. The influence of machine efficiency factors on steam consumption is considered. An equation is obtained relating the specific steam flow rate as a function of mechanical and relative indicator efficiency. Based on the results of the calculation, it is possible to estimate the steam boiler required for the machine, as well as the impact of design, technological and production characteristics on the specific steam consumption.

Keywords: small energy; diesel power plants; power supply reliability; autonomous facilities; thermal calculation; steam engine; thermal calculation algorithm; efficiency factor.

На Балаковском машиностроительном заводе им. Ф.Э. Дзержинского 40 лет тому назад был создан одноцилиндровый дизель мощностью 147 кВт (200 л.с.), не как самостоятельный объект, а как отсек для доводки конструкции деталей цилиндро-поршневой группы и узлов для полноразмерного двигателя. Для этого не было необходимости изготавливать шесть поршней и других деталей для установки их на шестицилиндровый дизель 6ЧН21/21 с последующим испытанием для отработки рабочего процесса. Завод с тех пор сменил множество названий, но не сменил размерность выпускаемой продукции. А это означает, что он до сих пор производит все компоненты, которые можно использовать для производства нестандартной для завода продукции, хотя бы дизелей для нужд малых энергопотребителей – фермерских хозяйств и островных поселков. Двое из авторов как раз и занимались эксплуатацией отсека и испытанием деталей для дизелей различного назначения, вплоть до самой мощной версии 12-цилиндрового дизеля мощностью 1765 кВт (2400 л.с.). Поэтому, не понаслышке знают о возможности изготовления маломощных версий 1, 2 или трехцилиндровых дизелей, выпускаемых заводом, уже отработанных и прошедших многочисленные эксплуатационные испытания конструкций их деталей.

Анализ состояния энергетического хозяйства малых поселений, в том числе и в Саратовской области показывает, что на первых порах фермерскими хозяйствами могут быть востребованы электростанции мощностью 100–150 кВт с относительно дешевым одноцилиндровым двигателем. В этот мощный диапазон прекрасно вписывается отработанная конструкция одноцилиндрового отсека.

Но при этом цена сельхозпродукции зависит не только от стоимости топлива, но и от транспортных расходов на доставку дорожающего дизельного топлива, поэтому фермерские хозяйства хотят использовать более дешёвое топливо, желательно местное и возобновляемое. В этой ситуации наиболее перспективным решением является применение паровой поршневой машины, которая может использоваться в качестве привода различного вида агрегатов. Это может быть генератор для выработки необходимой мощности электроэнергии, компрессор для производства необходимого в хозяйстве сжатого воздуха, привода транспортера для перемещения своей продукции в хранилище и т. д. При этом в качестве топлива может использоваться возобновляемое растущее рядом топливо – дрова, либо можно использовать другие технологии по производству пара для паровой поршневой машины, в том числе и возможные отходы от производственной деятельности в фермерском хозяйстве. Применение паровой поршневой машины в качестве привода представлено в работе [1].

Ресурс парового двигателя ожидается более высоким по сравнению с дизельным. Так, для мощности порядка 150 кВт (200 л.с.) в дизельной версии необходимо обеспечить среднее эффективное давление 1,62 МПа, для чего максимальное давление сгорания достигает 14...16 МПа и температура отработавших газов на выходе из цилиндра составляет 823К (550 °С). В паровой машине механические и температурные нагрузки на детали цилиндро-поршневой группы будут на порядок меньше. Одна из причин высокого давления рабочего цикла дизеля вызвана тем, что работа осуществляется в одном такте из 4-х, в то время как паровая машина по организации процесса двухтактная, т. е. рабочий ход в ней осуществляется в два раза чаще, и для получения такой же мощности требуется в два раза меньшее среднее индикаторное давление. Уровень температуры рабочего тела (пара) будет также меньше. При этом максимальная температура пара будет определяться степенью его расширения. А эту величину можно оценить с учетом экономичности энергетического комплекса и его экономики на месте эксплуатации. Минимальное значение давления пара будет определяться средним индикаторным давлением в цилиндре и потерями на его «проталкивание» от котла до выброса в конденсатор или в теплоиспользующее устройство.

Также необходимо отметить и еще два немаловажных параметра: стоимость паровой поршневой машины (ППМ) с генератором, которая по экспертной оценке составляет 50 % от стоимости дизель-генератора той же мощности, и обслуживание ППМ, которое не требует высококвалифицированных специалистов.

Рассмотрим алгоритм расчета рабочего процесса паровой машины для значения мощности в 150 кВт (200 л.с.).

В паровой машине не все количество тепла Q_1 , подведенное к машине, превращается в работу. Большая часть этого тепла Q_2 отводится с обработавшим паром. В действительной машине из оставшегося тепла – в работу превращается только Q_p тепла, а остальное тепло Q_n теряется в следствие мятя и пропусков пара, неполного его расширения, тратится на нагревание цилиндров и других частей и т. п. Диаграмма этого процесса представлена на рисунке 1.

Таким образом, тепловой баланс паровой машины можно записать в виде следующего уравнения [2]:

$$Q_1 = Q_2 + Q_p + Q_n - Q, \quad (1)$$

где Q_p – тепло, превратившееся в механическую работу в цилиндре паровой машины; Q_n – потери тепла; Q_k – теплота, вносимая в котел питательной водой; Q_2 – теплота, отводимая отработавшим паром.

Абсолютный индикаторный КПД паровой машины будет равен [2]:

$$\eta_i = \frac{Q_p}{Q_1 - Q_k}. \quad (2)$$

Работа машины за час будет равна, кгм:

$$L_i = 75 \cdot N_i \cdot 3600, \quad (3)$$

где N_i – индикаторная мощность, В.

Механическая работа, выраженная в единицах теплоты, Дж (ккал):

$$Q_p = \frac{L_i}{427} = 632,3 \cdot N_i. \quad (4)$$

Для получения работы L_H в котле необходимо затратить тепла:

$$Q_1 - Q_k = D(H_1 - H_2), \quad (5)$$

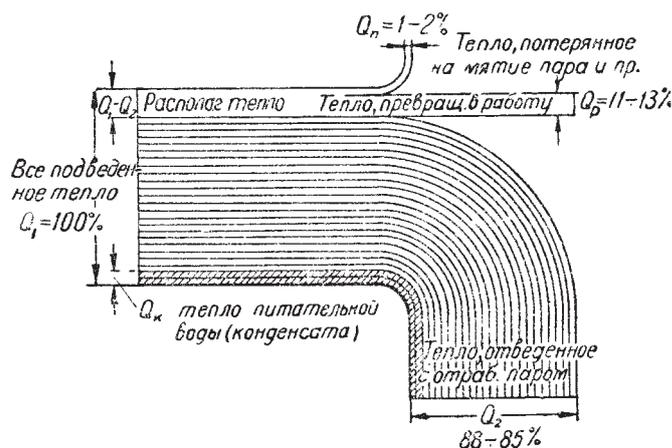


Рисунок 1 – Тепловой баланс паровой машины

где H_1 – энтальпия пара на выходе из парового котла; H_2 – энтальпия пара на выходе из паровой машины (в конденсатор или теплоутилизационное оборудование); D – расход пара.

Таким образом, абсолютный индикаторный КПД будет равен:

$$\eta_i = \frac{632,3 \cdot N_i}{(H_1 - H_2) \cdot D} = \frac{632,3}{(H_1 - H_2) \cdot d_i}, \quad (6)$$

где $d_i = \frac{D}{N_i}$ – удельный расход пара на единицу индикаторной мощности.

Термический КПД представляет собой отношение работы цикла к подведенному количеству теплоты [3]:

$$\eta_t = \frac{AL_0}{H_1 - H_2} = \frac{H_1 - H_2 - A(p_1 - p_2) \cdot v_2}{H_1 - H_2}. \quad (7)$$

Если пренебречь работой, затрачиваемой на подачу воды:

$$\eta_t = \frac{H_1 - H_2}{H_1 - H_2}. \quad (8)$$

Располагаемый теплоперепад [2]:

$$H_m = H_1 - H_2. \quad (9)$$

Относительный индикаторный КПД η_{oi} обычно составляет [2]:

$$\eta_{oi} = 0,8.$$

Тогда удельный расход пара рассчитывается как [2]:

$$d_i = \frac{632,3}{H_t \cdot \eta_{oi}}. \quad (10)$$

Удельный расход пара на единицу эффективной мощности:

$$d_e = \frac{d_i}{\eta_m}, \quad (11)$$

где η_m – механический КПД.

Абсолютный эффективный КПД, [2]:

$$\eta_e = \frac{632,3 N_e}{(H_1 - H_2) D} = \frac{632,3}{(H_1 - H_2) d_e}, \quad (12)$$

где N_e – эффективная мощность.

Эффективный к.п.д. меньше индикаторного на величину механического КПД

$$\eta_{ei} = \eta_i \cdot \eta_m, \quad (13)$$

где η_m – механический КПД.

Относительный индикаторный КПД [2]:

$$\eta_{oi} = \frac{632,3}{(H_1 - H_2) d_i}. \quad (14)$$

Относительный эффективный КПД [2]:

$$\eta_{oe} = \frac{632,3}{(H_1 - H_2)d_e}. \quad (15)$$

Из сравнения полученных зависимостей для определения КПД видно, что произведение термического и относительного индикаторного КПД дает значение абсолютного индикаторного КПД [2]:

$$\eta_i = \eta_t \cdot \eta_{oi}. \quad (16)$$

Произведение термического КПД и относительного эффективного КПД дает значение абсолютного эффективного кпд [2]:

$$\eta_e = \eta_t \cdot \eta_{oe}. \quad (17)$$

Таким образом, абсолютные КПД характеризуют степень использования в машине затраченной теплоты, а относительные КПД – степень совершенства работы данной машины сравнительно с работой образцового цикла.

Полный расход пара машиной [2]:

$$D = N_e \cdot d_e. \quad (18)$$

Относительный электрический м [2]:

$$\eta_o = \frac{632,3 \cdot 1,36}{(H_1 - H_2)d_s}, \quad (19)$$

где d_s – удельный расход пара при выработке электрической мощности генератором:

$$d_s = \frac{D}{N_s}, \quad (20)$$

где N_s – электрическая мощность.

Абсолютный электрический КПД [2]:

$$\eta_s = \frac{632,3 \cdot 1,36}{(H_1 - H_2)d_s}. \quad (21)$$

В соответствии с рассмотренным алгоритмом выполним расчёты для двигателя мощностью $N_e = 200$ л.с.

Для этого выберем исходные данные:

- давление пара перед ППМ = 12 атм;
- давление пара после ППМ = 1,5 атм;
- температуры пара до ППМ = 300 °С;
- температуры пара после ППМ = 111 °С.

Для выполнения расчетов необходимо знать величины энтальпии:

Их выберем по H диаграмме и таблицам водяного пара [4]:

H_1 при $p_1 = 12$ атм, $t = 300$ °С;

H_2 при $p_2 = 1,5$ атм, $t_2 = 111$ °С;

$H_1 = H_3$ – теплосодержание питательной воды (при $t_2 = 15$ атм).

Результаты расчёта по предложенной методике представлены в таблице 1. Для расчёта предполагаемой паровой машины определён необходимый расход пара. На его основании можно подобрать необходимый по производительности паровой котёл.

Таблица 1 – Результаты расчета

η_i	L_i кГМ	Q_p ккал	ккал	d_i кг/и.с.час	η_t	h_m	d_e кг/и.с.ч	η_e , ед.	η_{oi}
0,13	$648 \cdot 10^5$	151752	1160542,74	7,86	0,1634	100,5	9,25	0,111	0,8

продолжение таблицы 1

η_{oe}	кг/и.с.час	$\eta_{oэ}$	d_s кг/кВт·час	η_s
0,68	1887	0,68	12,58	0,11

- В качестве примера выбираем паровой котел Clayton SE-125 со следующими характеристиками:
- номинальная паровая производительность 1957 кг/час;
 - рабочее давление: 7–58 бар;
 - КПД – 94,5 %.

В качестве топлива возможно применение газа, в том числе сжиженного, жидкого топлива и биотоплива.

Для прогнозирования расхода пара, которое необходимо для определения количества топлива, необходимо знать КПД электрогенератора и парового котла, термический, механический и относительный индикаторный КПД. При этом точно известны только КПД электрогенератора и парового котла из технических характеристик и вида топлива, который будет применять владелец при использовании электростанции на базе паровой машины.

Наиболее серьезные исследования паровых машин прекратились с прекращением выпуска паровозов и пароходов. При этом они были переведены на машины несоизмеримо большей мощности по сравнению с предлагаемыми для автономного энергообеспечения. Поэтому для расчетного прогнозирования используем ряд КПД, исходя из рекомендаций ряда авторов [2–3, 5]. При этом только термический КПД определяется абсолютно точно, поскольку для этого требуется знать начальную и конечную температуру теплового процесса. Остальные КПД представляют собой диапазон чисел, полученных на разных машинах и при разных условиях рабочего процесса. Для того чтобы потребитель знал, сколько ему потребуется пара, для определения расхода того или иного вида топлива, рассмотрим, как расход пара зависит от ожидаемых значений КПД.

Из уравнения (12) имеем:

$$d_e = \frac{632,3}{(H_1 - H_2) \cdot \eta_m \cdot \eta_{oi} \cdot \eta} \quad (22)$$

Расход пара при этом станет функцией неопределенного значения механического и относительного индикаторного КПД.

Совокупное значение произведения двух переменных величин является нелинейной функцией, которую можно описать уравнением:

$$d_e = a_0 + a_1 \eta_m + a_2 \eta_{oi} + a_{12} \eta_m \eta_{oi} \quad (23)$$

Для получения значений коэффициентов уравнения используем прием математического планирования эксперимента с полным факторным ортогональным центральным композиционным планом.

Предельные значения КПД зависят от многих конструктивных и технологических факторов, мощности, режима работы, вида пара, поэтому примем, исходя из соображений, что пар насыщенный, мощность до 150 кВт (200 л.с.), парораспределение клапанное. На основе литературных данных [2, 3] примем механический КПД 0,81–0,87, относительный индикаторный КПД 0,43–0,65.

План эксперимента будет иметь вид, представленный в таблице 2. В таблице приведены кодированные значения факторов и их физические значения. Расчет расхода пара выполнен для каждого сочетания факторов по рассмотренной методике, в которой первоначально были представлены некоторые усредненные значения КПД. Результаты расчета не могут быть абсолютно верными, как и сам приведенный расчет. Но результаты расчетов обозначают диапазон ожидаемых расходов пара и, самое главное, на что необходимо обратить внимание при проектировании поршневой машины – на поставленные потребителем задачи. Так как рекомендации – обеспечить наибольшие значения КПД, приветствуются, но возможно и невыполнимы при создании единичных экземпляров.

Вычисляем коэффициенты кодирования как:

$$a_i = \frac{\sum_1^9 x_i \cdot d}{\sum_1^9 x_i^2}, \tag{24}$$

где x_i – значения $\eta_m \cdot \eta_{oi}$; $a_1 = -0,23$, $a_2 = -1,5$, $a_{12} = 0,075$, $a_{00} = 7,3$.

Коэффициент a_0 определяется из условия, что все кодированные значения принимают 1.

Таблица 2 – План эксперимента

№ режима	Кодированное значение фактора			Физическое значение фактора			Расход пара
	η_m	η_{oi}	$\eta_m \cdot \eta_{oi}$	η_m	η_{oi}	$\eta_m \cdot \eta_{oi}$	d_e
1	-1	-1	1	0,81	0,43	0,3483	9,2
2	-1	0	0	0,81	0,54	0,4374	7,3
3	-1	1	-1	0,81	0,65	0,5265	6
4	0	-1	0	0,84	0,43	0,3612	8,9
5	0	0	0	0,84	0,54	0,4536	7,1
6	0		0	0,84	0,65	0,546	5,9
7	1	-1	-1	0,87	0,43	0,3741	8,6
8	1	0	0	0,87	0,54	0,4698	6,8
9	1	1	1	0,87	0,65	0,5655	,7

Неудобством применения уравнения $d_e = a_0 + a_1\eta_m + a_2\eta_{oi} + a_{12}\eta_m\eta_{oi}$ является то, что при расчётах числовые значения $\eta_m \cdot \eta_{oi}$ заменяются кодированными значениями от –1 до 1 по следующему уравнению:

$$x_{m(oi)} = \frac{\eta - \frac{\eta_{\min} + \eta_{\max}}{2}}{\frac{\eta_{\max} - \eta_{\min}}{2}}. \tag{25}$$

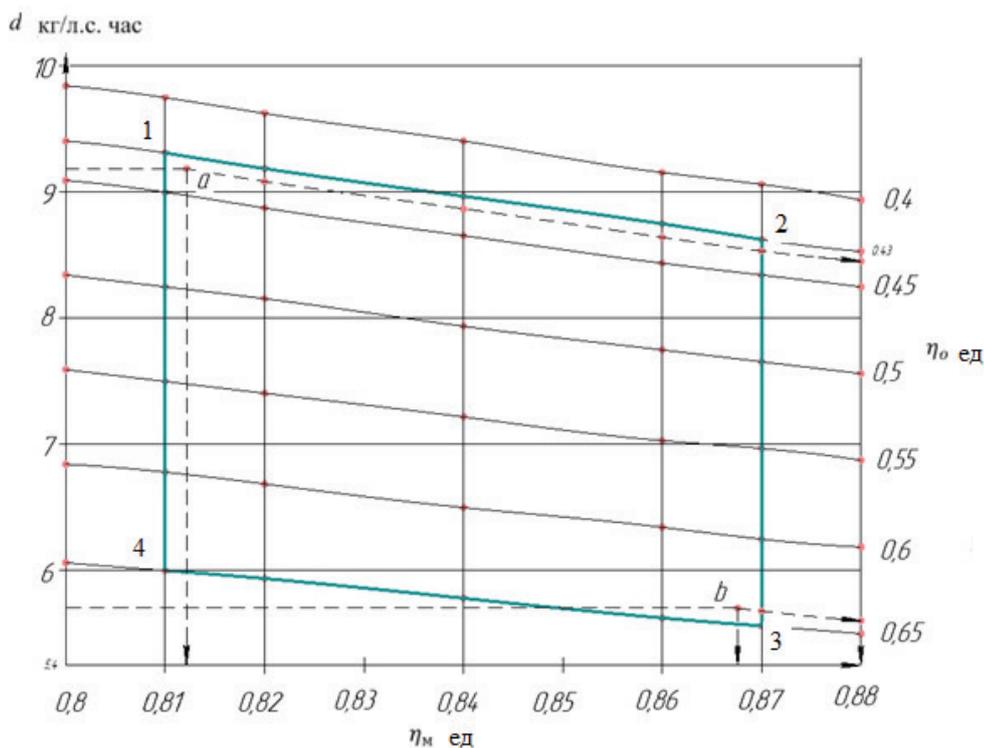


Рисунок 2 – Семейство кривых удельных расходов пара от механического η_m и относительного индикаторного η_{oi} , КПД

В итоге получим уравнение:

$$d = 7,3 - 0,23\eta_m - 1,5\eta_{oi} + 0,075\eta_m\eta_{oi}, \quad (26)$$

с помощью которого строим семейство кривых расхода пара в зависимости от $\eta_m \cdot \eta_{oi}$, представленного на рисунке 2.

По горизонтали откладываем механический КПД, а по вертикали (с левой стороны) – расход пара и относительный индикаторный КПД (с правой стороны).

Внутри «зеленой» области (точки 1, 2, 3, 4) находится поле возможных расходов пара паровой машины ~ 150 кВт (200 л.с.), в зависимости от совершенства параметров и конструктивного исполнения паровой поршневой машины.

Учитывая актуальность применения энерготехнологических комплексов на базе паровых поршневых машин [1, 6, 7], эти данные способствуют созданию таких комплексов.

Например, согласно номограмме на рисунке 2, точка «а» соответствует участку больших расходов пара порядка 9,2 кг/(л.с. час). При этом механический и относительный индикаторный КПД могут принимать значения 0,91 и 0,43 соответственно. Для расходов 5,7 кг/(л.с. час) точка «б» на рисунке 2, аналогичные КПД будут соответственно 0,87 и 0,65. Эти показатели позволяют оценить и принять меры производственного характера по поддержанию более эффективного режима работы ППМ и всего комплекса в целом.

На основании полученного алгоритма теплового расчета и анализа зависимостей некоторых параметров ППМ можно сделать следующие основные **выводы**:

1. При создании ППМ и ее проектировании необходимо уделить особое внимание значениям КПД и мероприятиям, оказывающим на них влияние.

2. По предлагаемой номограмме (рисунок 2) можно оценить и спрогнозировать удельные расходы пара. Далее провести расчет необходимого количества топлива и рассчитать технико-экономическое обоснование применения ППМ на конкретном объекте.

3. Представляется возможным проектирование самой ППМ и определение ее основных габаритов в виде диаметра цилиндра, длины шатуна и других деталей с определением массогабаритных показателей самой энергоустановки.

4. Имеется возможность проведения анализа эффективности расчетов по определению габаритов и размеров ППМ с учетом конструкторских и технологических мероприятий, а также на основе данных предыдущих опытов создания подобных ППМ.

5. По этим параметрам необходимо провести опытно-конструкторские и технологические работы по созданию опытных образцов многофункциональных энерготехнологических комплексов на базе паровой поршневой машины.

Поступила: 18.10.2023; рецензирована: 01.11.2023; принята: 03.11.2023.

Литература

1. Трохин И.С. Мини-ТЭЦ с паровыми моторами – реальность XXI века / И.С. Трохин // Энергосбережение. 2012. № 2. С. 24.
2. Богомазов В.К. Паровые двигатели / В.К. Богомазов, А.Д. Беркута, П.П. Куликовский. Киев: Гостехиздат, 1952. 316 с.
3. Жирицкий Г.С. Паровые машины. М.–Л.: Госуд. энергетическое изд-во, 1951. 280 с.
4. Ривкин С.Л., Александров А.А. Теплофизические свойства воды и водяного пара / С.Л. Ривкин, А.А. Александров. – М.: Энергия, 1980. 424 с.
5. Гарькуша Г.Н. Теория, конструкция и расчет локомотива / Г.Н. Гарькуша, А.Г. Юшина; под ред. С.Б. Минут. М.: Госуд. научн.-техн. изд-во машиностроит. лит., 1952. 602 с.
6. Актуальность создания МФЭТК на базе паро-поршневой машины / А.В. Разуваев, И.Я. Редько // Сантехника. Отопление. Кондиционирование. 2022. № 2. С. 60–63.
7. Актуальность применения паровых машин / И.Я. Редько, А.В. Разуваев // Энергетик. 2019. № 1. С. 27–30.