

Энергетическое, металлургическое и химическое машиностроение

УДК 621.512

doi: 10.18698/0536-1044-2022-10-96-102

Методика оценки времени работы в компрессорном режиме поршневой гибридной энергетической машины объемного действия с регенеративным теплообменом^{*}

В.Е. Щерба

Омский государственный технический университет

Methodology for Estimating the Operating Time in Compressor Mode of a Volumetric Reciprocating Hybrid Power Machine with Regenerative Heat Exchange

V.E. Shcherba

Omsk State Technical University

Исследовано влияние средней температуры стенок на основные расходные и энергетические характеристики поршневой гибридной энергетической машины объемного действия (ПГЭМОД) с регенеративным теплообменом. Показано существенное влияние средней температуры стенок на коэффициент подачи и индикаторный изотермический коэффициент полезного действия ПГЭМОД, работающей в компрессорном режиме. На основе полученных результатов разработана методика определения времени работы ПГЭМОД в компрессорном режиме, исходя из заданного среднего значения индикаторного изотермического коэффициента полезного действия в исследуемом интервале средней температуры стенки поверхности рабочей камеры, либо из времени работы ПГЭМОД.

Ключевые слова: поршневой компрессор, регенеративный теплообмен, воздушное охлаждение, рабочие процессы, температура стенок, время нагрева

The influence of the average wall temperature on the main consumption and energy characteristics of a reciprocating hybrid power machine (RHPM) with regenerative heat exchange has been studied. A significant effect of a change in the average wall temperature on the supply coefficient and the indicator isothermal efficiency of the RHPM operating in the compressor mode is shown. Based on the results obtained, a method has been developed for determining the operating time of the RHPM in the compressor mode, based on the given average value of the indicator isothermal efficiency in the studied interval of the average

^{*} Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда № 22-29-00399.

temperature of the wall of the surface of the working chamber, or the operating time of the RHPM.

Keywords: reciprocating compressor, regenerative heat exchange, air cooling, working processes, wall temperature, heating time

Одним из наиболее эффективных способов увеличения степени повышения давления в ступени, энергетических и расходных характеристик поршневого компрессора (ПК) является улучшение охлаждения компримируемого газа и приближение процесса его сжатия к изотермическому [1, 2]. В настоящее время для охлаждения ПК применяют рекуперативный или смесительный теплообмен.

При рекуперативном теплообмене (передаче теплоты, выделяемой от сжимаемого газа через стенку цилиндра) используют окружающий воздух или капельную жидкость (в основном воду).

Воздушное охлаждение применяют для малых ПК низкого, среднего и (в редких случаях) высокого давления, что обусловлено высоким отношением поверхности теплообмена рабочей камеры (РК) к ее объему. С увеличением производительности ПК это отношение уменьшается, вследствие чего необходимо использовать капельную жидкость, имеющую высокий коэффициент теплообмена между ней и стенкой цилиндра.

Для интенсификации отвода теплоты сжатия в ПК путем увеличения поверхности теплообмена [3, 4] применяют смесительный теплообмен посредством впрыска мелкодисперсной капельной жидкости в сжимаемый газ. В этом случае можно увеличить степень повышения давления до 20, а индикаторный изотермический коэффициент полезного действия (КПД) и коэффициент подачи на 5...10 %.

Однако вследствие значительных эксплуатационных трудностей (дополнительных затрат энергии на распыл, отделения охлаждающей жидкости и утилизации ее паров, появления отложений в РК компрессора и т. д.) впрыск охлаждающей жидкости не получил широкого применения.

В последние 10 лет проведен большой комплекс теоретических и экспериментальных исследований поршневых гибридных энергетических машин объемного действия (ПГЭМОД), где функции насоса и компрессора объединены в одном агрегате [5–7]. Это позволяет организовать интенсивное охлаждение деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ), снизить

утечки и перетечки сжимаемого газа, уменьшить работу сил трения и мертвое пространство в компрессоре, и, как следствие, повысить коэффициент подачи и полный КПД.

Дальнейшее развитие машин такого класса связано с еще более интенсивным охлаждением ЦПГ компрессора и повышением их массогабаритных показателей. С этой целью в работе [8] предложено организовать регенеративный теплообмен для охлаждения деталей ЦПГ.

Это достигается попеременным применением РК машины для сжатия газа (работа в режиме компрессора) и для сжатия и перемещения капельной жидкости (работа в режиме насоса). При использовании регенеративного теплообмена будет отсутствовать термическое сопротивление деталей ЦПГ, что обеспечит более интенсивное охлаждение.

Таким образом, при работе в режиме компрессора детали ЦПГ будут нагреваться, а при работе в режиме насоса — охлаждаться. С увеличением температуры поверхности деталей ЦПГ будет уменьшаться количество отводимой теплоты, что приведет к снижению коэффициента подачи и индикаторного изотермического КПД.

Цель работы — определение рационального времени работы ПГЭМОД в режиме компрессора, при котором его средние интегральные характеристики (коэффициент подачи и индикаторный изотермический КПД) имели бы наперед заданные значения. Эти значения соответствуют показателям компрессора с рекуперативным теплообменом, имеющим заданные средние температуры поверхности РК.

Объект исследования. В качестве объекта исследования выбрана одноступенчатая одноцилиндровая ПГЭМОД (рис. 1), имеющая следующие основные параметры: диаметр поршня — 0,047 м; полный ход поршня — 0,038 м; длина поршня — 0,06 м; зазор между поршнем и цилиндром — $1 \cdot 10^{-5}$ м; диаметр полости всасывания $d_{вс} = 0,02$ м; высота полости всасывания $l_{вс} = 0,01$ м; ширина прохода в седле клапанов $b_{вс} = b_n = 0,0128$ м; предварительный натяг клапанов — $1 \cdot 10^{-4}$ м; жесткости пружин клапанов $c_{вс} = 687$ н/м и $c_n = 4233$ н/м; максимальные вы-

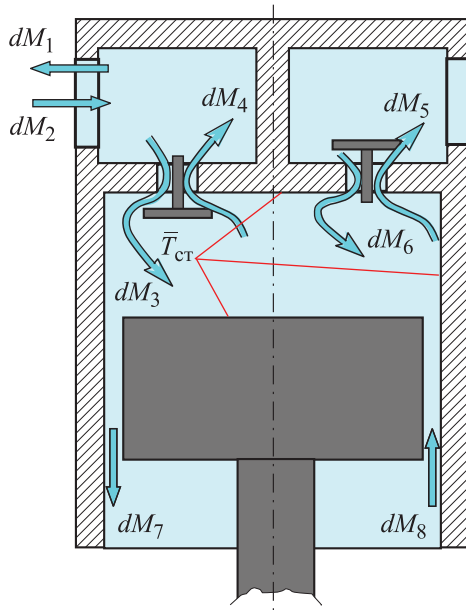


Рис. 1. Принципиальная схема ПГЭМОД с регенеративным теплообменом

соты подъема запорных органов клапанов $h_{\max \text{ вс}} = h_{\max \text{ н}} = 8 \cdot 10^{-4}$ м; условные зазоры в клапанах $\delta_{\text{вс}} = \delta_{\text{н}} = 35 \cdot 10^{-8}$ м; массы запорных органов клапанов $m_{\text{вс}} = 0,0007$ кг и $m_{\text{н}} = 0,001$ кг. Размеры полости нагнетания равны размерам полости всасывания. Здесь и далее индекс «вс» соответствует параметрам процесса всасывания, индекс «н» — нагнетания.

Метод исследования. Рабочие процессы ПК и его интегральных характеристик можно исследовать как экспериментальным путем, так и теоретическим. Использование теоретических методов исследования является более предпочтительным, так как требует меньших затрат при более высокой точности получаемых результатов. Основным теоретическим методом исследования рабочих процессов ПК является математическое моделирование.

Для моделирования рабочих процессов ПК применяют три математические модели (ММ):

- ММ с использованием показателя политропы в процессах сжатия и расширения и схематизации потерь давления при всасывании и нагнетании;

- ММ рабочих процессов с сосредоточенными параметрами, базирующуюся на основных фундаментальных законах сохранения энергии, массы, движения и уравнения состояния;

- ММ с распределенными параметрами, в основу которой положены уравнения сохране-

ния массы, движения вязкой сжимаемой жидкости и сохранения энергии [1].

При моделировании рабочих процессов ПК целесообразно использовать ММ с сосредоточенными параметрами в виде

$$dU = dQ - dL + \sum_{i=1}^{N_1} i_{ni} dM_{ni} - \sum_{i=1}^{N_2} i_0 dM_{0i};$$

$$dM = \sum_{i=1}^{N_1} dM_{ni} - \sum_{i=1}^{N_2} dM_{0i} (dM_3 - dM_4 - dM_5 + dM_6 - dM_7 + dM_8);$$

$$V = V_m + \frac{V_h}{2} \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda_0}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right];$$

$$m_{\text{пр}} \frac{d^2 h}{d\tau^2} = F_r + F_{\text{пр}} + F_{\text{тр}} \pm G;$$

$$p = (k-1) \frac{U}{V};$$

$$T = \frac{pV}{MR},$$

где dU — элементарное изменение полной внутренней энергии компримируемого газа; dQ — элементарное количество теплоты, подводимое к газу, за время $d\tau$; dL — элементарная контурная работа; N_1 и N_2 — число источников присоединяемой и отделяемой массы газа; i_{ni} и i_0 — удельная энтальпия присоединяемой и отделяемой массы газа; dM_{ni} и dM_{0i} — присоединяемая и отделяемая элементарная масса газа; dM — элементарное изменение массы газа; dM_3 и dM_4 — присоединяемая и отделяемая масса газа через всасывающий клапан; dM_5 , dM_7 и dM_6 , dM_8 — отделяемые и присоединяемые массы газа через нагнетательный клапан и поршневое уплотнение соответственно; V , p , M и T — объем, давление, масса и температура газа в РК соответственно; V_m — мертвый объем; V_h — полный рабочий объем камеры сжатия; φ — угол поворота коленчатого вала; λ_0 — отношение хода поршня к удвоенной длине шатуна; $m_{\text{пр}}$ — приведенная масса запорного органа самодействующего клапана; h — текущая высота подъема запорного органа; τ — время; F_r — сила давления газа; $F_{\text{пр}}$ — сила упругости пружины; $F_{\text{тр}}$ — сила трения; G — сила тяжести; k и R — показатель адиабаты и газовая постоянная компримируемого газа; U — полная внутренняя энергия компримируемого газа.

Согласно данным, приведенным в работах [1, 2], при моделировании массовых потоков применяют два основных подхода: с использо-

ванием уравнения Бернулли для несжимаемой жидкости и уравнения Сен-Венана — Ванцеля для адиабатного течения газа. Второй подход более точный, что и обуславливает его использование при разработке ММ.

Коэффициент расхода, получаемый экспериментальным путем [1, 2], зависит от отношения высоты подъема запорного органа к ширине прохода в седле. Элементарное количество теплоты, отводимой от сжимаемого газа или подводимой к нему, определяется на основании гипотезы Ньютона — Рихмана:

$$dQ = \alpha F (\bar{T}_{ст} - T) d\tau,$$

где α — осредненный по поверхности коэффициент теплоотдачи от сжимаемого газа поверхности стенок РК в каждый момент времени; F — поверхность теплообмена; $\bar{T}_{ст}$ — средняя температура стенок РК.

Осредненный коэффициент теплоотдачи в каждый момент времени определяется на основании зависимости Фотина — Прилуцкого для воздушных ПК простого действия

$$\alpha = \frac{\lambda}{d} (A Re^x + B),$$

где λ — коэффициент теплопроводности сжимаемого газа; d — диаметр цилиндра; A, B, x — константы, полученные экспериментальным путем; Re — число Рейнольдса.

При расчете динамических характеристик движения запорного органа использовано предположение о том, что вся его масса и одна треть массы пружины сосредоточены в одной точке, т. е. рассматривалось движение материальной точки. Такой подход является справедливым для пяточковых, кольцевых и дисковых клапанов [1, 2]. Определение действующих сил на запорный орган самодействующего клапан проводилось согласно методике, указанной в работе [1].

Результаты исследования. При использовании регенеративного теплообмена в компрессорном режиме ПГЭМОД происходит нагрев стенок РК от начальной температуры до конечной, при которой ее работа переводится в насосный режим, и стенки РК вновь охлаждаются от конечной температуры до начальной.

При определении влияния температуры стенок на рабочие процессы ПГЭМОД в компрессорном режиме начальная средняя температура стенок РК принята равной 300 К, конечная — 400 К. С увеличением средней температуры

стенок РК $\bar{T}_{ст}$ уменьшается количество теплоты, отводимой от сжимаемого газа, $Q_{сж}$.

Зависимость $Q_{сж} = f(\bar{T}_{ст})$ имеет характер, близкий к линейному (рис. 2). При повышении средней температуры стенок РК $\bar{T}_{ст}$ с 300 до 400 К количество теплоты $Q_{сж}$ снижается более чем в 2 раза.

С уменьшением количества отводимой теплоты в процессе сжатия растет показатель политропы, вычисленный по начальным и конечным параметрам (рис. 3), а также его эквивалентное значение, определенное по подводимой работе. Зависимость, показанная на рис. 3, близка к линейной. Видно, что при увеличении средней температуры стенок РК показатель политропы процесса сжатия изменяется существенно меньше, чем количество отводимой теплоты.

С ростом температуры $\bar{T}_{ст}$ повышается температура компримируемого газа, причем как

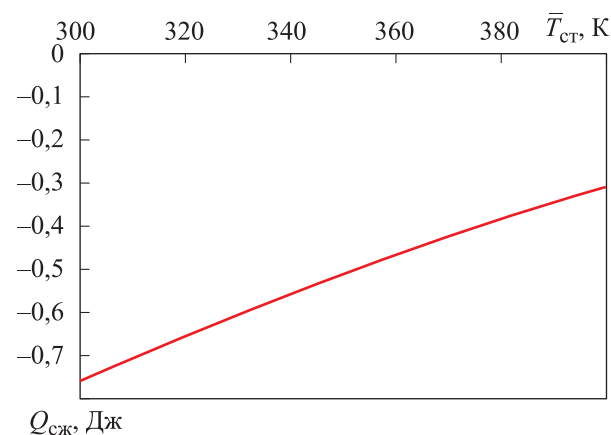


Рис. 2. Зависимость количества отводимой теплоты в процессе сжатия от средней температуры поверхности РК

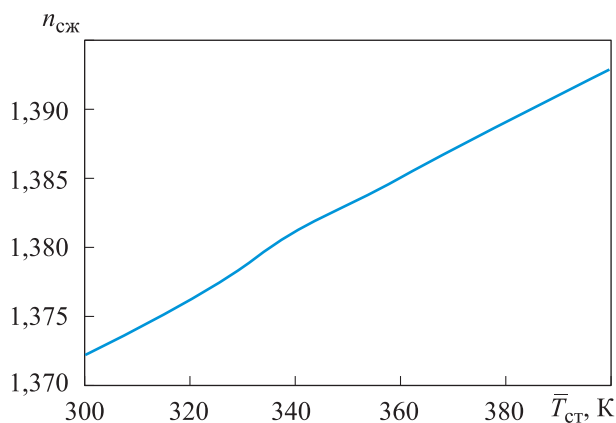


Рис. 3. Зависимость показателя политропы конечных параметров процесса сжатия $n_{сж}$ от средней температуры поверхности РК $\bar{T}_{ст}$

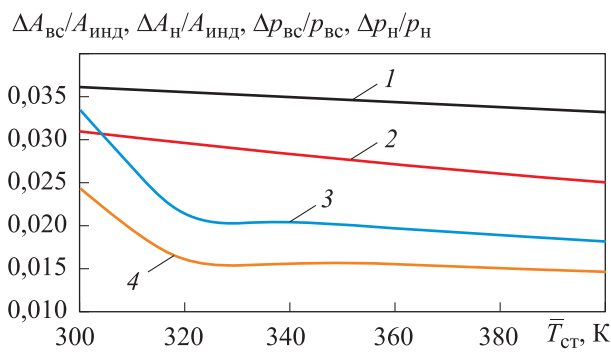


Рис. 4. Зависимости исследуемых параметров от средней температуры поверхности РК $\bar{T}_{ст}$:
1 и 2 — относительных потерь работы при нагнетании $\Delta A_n/A_{инд}$ и всасывании $\Delta A_{вс}/A_{инд}$;
3 и 4 — относительных потерь давления при всасывании $\Delta p_{вс}/p_{вс}$ и нагнетании $\Delta p_n/p_n$

при всасывании, так и при нагнетании. Это приводит к уменьшению его плотности, и, соответственно, к снижению гидравлических сопротивлений в процессах всасывания и нагнетания, а также потерь работы в них.

Зависимости относительных потерь давления при всасывании $\Delta p_{вс}/p_{вс}$ и нагнетании $\Delta p_n/p_n$ от средней температуры стенок РК приведены на рис. 4. Здесь введены следующие обозначения: $p_{вс}$, p_n и $\Delta p_{вс}$, Δp_n — давления и их потери при всасывании и нагнетании соответственно. Как видно из рис. 4, зависимости потерь давления в обоих процессах имеют нелинейный характер. В диапазоне средней температуры стенок РК $\bar{T}_{ст} = 300 \dots 325$ К наблюдается наибольшее падение относительных потерь давления, а в интервале $\bar{T}_{ст} = 325 \dots 400$ К — незначительное.

Также на рис. 4 показаны зависимости относительных потерь работы при всасывании $\Delta A_{вс}/A_{инд}$ и нагнетании $\Delta A_n/A_{инд}$ от средней температуры стенок РК. Здесь введены следующие обозначения $\Delta A_{вс}$ и ΔA_n — потери работы при всасывании и нагнетании; $A_{инд}$ — индикаторная работа. Как видно, из рис. 4, с увеличением средней температуры стенок РК относительные потери работы при всасывании и нагнетании уменьшаются практически линейно во всем рассматриваемом диапазоне $\bar{T}_{ст}$ (см. рис. 4). В процессе всасывания наблюдается более значительное уменьшение относительных потерь работы, чем в процессе нагнетания.

Различие характера изменения относительных потерь работы и давления связано в

первую очередь с функционированием клапанов и изменением индикаторной работы $A_{инд}$ при изменении средней температуры стенок РК. В то же время номинальные значения давлений всасывания $p_{вс}$ и нагнетания p_n остаются неизменными.

С ростом средней температуры стенок РК происходит изменение всех составляющих коэффициента подачи компрессора и в первую очередь температурного коэффициента и коэффициента дросселирования.

Зависимости коэффициента подачи λ , изотермического $\eta_{инд,из}$ и адиабатического $\eta_{инд,ад}$ индикаторных КПД от средней температуры стенок РК приведены на рис. 5. С ростом средней температуры стенок РК коэффициент подачи, изотермический и адиабатический индикаторные КПД падают, причем по закону, близкому к линейному.

Снижение изотермического и адиабатического индикаторных КПД обусловлено увеличением отклонения процесса сжатия от изотермического при возрастании средней температуры стенок РК и уменьшении количества отводимой теплоты в процессе сжатия, несмотря на падение относительных потерь работы при всасывании и нагнетании.

При изменении средней температуры стенок РК с 300 до 400 К все исследуемые параметры значительно снижаются: коэффициент подачи с 0,79 до 0,67 (более чем на 12 %), индикаторный изотермический КПД с 0,68 до 0,57 (на 11 %), индикаторный адиабатический КПД с 0,87 до 0,72 (на 14 %).

В качестве определяющего параметра при расчете времени работы ПГЭМОД в компрессорном режиме выберем индикаторный изотермический КПД, хотя в общем случае можно использовать и другую интегральную величину, например, коэффициент подачи.

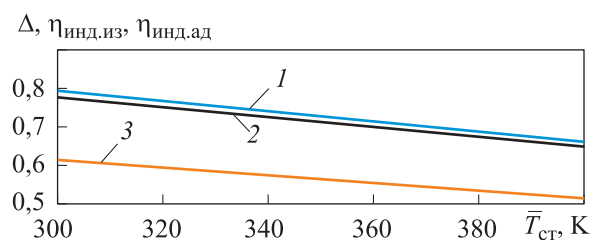


Рис. 5. Зависимости коэффициента подачи λ (1), адиабатического $\eta_{инд,ад}$ (2) и изотермического $\eta_{инд,из}$ (3) индикаторных КПД от средней температуры поверхности РК $\bar{T}_{ст}$

Индикаторный изотермический КПД и средняя температура стенки РК связаны линейной зависимостью

$$\eta_{\text{инд.из}} = \eta_{0\text{инд.из}} - a(\bar{T}_{\text{ст}} - \bar{T}_{\text{ст}0}). \quad (1)$$

Здесь $\eta_{0\text{инд.из}}$ — индикаторный изотермический КПД при начальной средней температуре стенок РК $\bar{T}_{\text{ст}0}$; a — постоянный коэффициент,

$$a = \frac{\eta_{0\text{инд.из}} - \eta_{\text{к.инд.из}}}{\bar{T}_{\text{ст.к}} - \bar{T}_{\text{ст}0}},$$

где $\eta_{\text{к.инд.из}}$ — индикаторный изотермический КПД при конечной средней температуре стенок РК $\bar{T}_{\text{ст.к}}$.

Предположим, что ПК с рекуперативным теплообменом имеет среднюю температуру стенок $\bar{T}_{\text{ст.р}}$. Этой температуре будет соответствовать индикаторный изотермический КПД

$$\eta_{\text{инд.из.р}} = \eta_{0\text{инд.из}} - a(\bar{T}_{\text{ст.р}} - \bar{T}_{\text{ст}0}).$$

Найдем конечную температуру стенок РК при регенеративном теплообмене, при которой средний индикаторный изотермический КПД в интервале температур $\bar{T}_{\text{ст}0} \dots \bar{T}_{\text{ст.к}}$ был бы равен величине $\eta_{\text{инд.из.р}}$.

Чтобы определить $\bar{T}_{\text{ст.к.р}}$, необходимо решить интегральное уравнение

$$\eta_{\text{инд.из.р}} = \frac{1}{\bar{T}_{\text{ст.к.р}} - \bar{T}_{\text{ст}0}} \int_{\bar{T}_{\text{ст}0}}^{\bar{T}_{\text{ст.к.р}}} \eta_{\text{инд.из}} d\bar{T}_{\text{ст}}. \quad (2)$$

Подставляя выражение (1) в уравнение (2) и решая его, получаем формулу для определения

конечной средней температуры стенок РК при регенеративном теплообмене

$$\bar{T}_{\text{ст.к.р}} = \bar{T}_{\text{ст}0} + \frac{2(\eta_{0\text{инд.из}} - \eta_{\text{инд.из.р}})}{a}.$$

Зная величину $\bar{T}_{\text{ст.к.р}}$ и зависимость $\bar{T}_{\text{ст}} = f(\tau)$, можно определить время работы (время нагрева стенок РК) ПГЭМОД при работе в компрессорном режиме. Зависимость $\bar{T}_{\text{ст}} = f(\tau)$ можно определять как теоретическим, так и экспериментальным путем.

Выводы

1. С помощью предложенной математической модели рабочих процессов ПК определено влияние средней температуры поверхности РК на рабочие (количество отводимой теплоты и показатель политропы процесса сжатия, относительные потери давления и работы при всасывании и нагнетании) и интегральные характеристики (изотермический и адиабатический индикаторные КПД, коэффициент подачи) одноступенчатого одноцилиндрового ПК. Установлено, что интегральные характеристики ПК практически линейно зависят от средней температуры поверхности стенок РК.

2. На основе полученных результатов разработана методика определения времени работы ПК с регенеративным теплообменом для достижения заданного интегрального показателя (индикаторного КПД или коэффициента подачи).

Литература

- [1] Пластинин П.И. *Поршневые компрессоры*. Т. 1. Москва, Колосс, 2006. 397 с.
- [2] Фотин Б.С., ред. *Поршневые компрессоры*. Ленинград, Машиностроение, 1987. 372 с.
- [3] Щерба В.Е. *Рабочие процессы компрессоров объемного действия*. Москва, Наука, 2008. 319 с.
- [4] Пластинин П.И., Щерба В.Е. Рабочие процессы объемных компрессоров со впрыском жидкости. *Итоги науки и техники. Сер. Насосостроение и компрессоростроение. Холодильное машиностроение*, 1996, № 5, с. 1–154.
- [5] Щерба В.Е., Болштянский А.П., Шалай В.В. и др. *Насос-компрессоры. Рабочие процессы и основы проектирования*. Москва, Машиностроение, 2013. 368 с.
- [6] Щерба В.Е., Болштянский А.П., Кайгородов С.Ю. и др. Анализ основных преимуществ объединения компрессоров и насосов объемного действия в единый агрегат. *Вестник машиностроения*, 2015, № 12, с. 15–19.
- [7] Щерба В.Е., Лобов И.Э. Разработка и расчет системы жидкостного охлаждения поршневого компрессора на основе использования колебаний давления газа на нагнетании. *Химическое и нефтегазовое машиностроение*, 2016, № 4, с. 19–24.
- [8] Щерба В.Е., Болштянский А.П., Азябин З.В. и др. *Способ работы системы жидкостного охлаждения машины объемного действия и устройство для его осуществления*. Патент РФ 2763099. Заявл. 18.03.2021, опубл. 27.12.2021.

References

- [1] Plastinin P.I. *Porshnevye kompressory*. Т. 1 [Piston compressors. Vol. 1]. Moscow, Koloss Publ., 2006. 397 p. (In Russ.).
- [2] Fotin B.S., ed. *Porshnevye kompressory* [Piston compressors]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1987. 372 p. (In Russ.).
- [3] Shcherba V.E. *Rabochie protsessy kompressorov ob"emnogo deystviya* [Working processes of displacement compressors]. Moscow, Nauka Publ., 2008. 319 p. (In Russ.).
- [4] Plastinin P.I., Shcherba V.E. Working processes of displacement liquid-injected compressor compressors. *Itogi nauki i tekhniki. Ser. Nasosostroenie i kompressorostroenie. Kholodil'noe mashinostroenie*, 1996, no. 5, pp. 1–154. (In Russ.).
- [5] Shcherba V.E., Bolshtyanskiy A.P., Shalay V.V. et al. *Nasos-kompressory. Rabochie protsessy i osnovy proektirovaniya* [Pumps. Working processes and design basics]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2013. 368 p. (In Russ.).
- [6] Shcherba V.E., Bolshtyanskiy A.P., Kaygorodov S.Yu. et al. Analysis of advantages of integration of displacement compressors and pumps into single unit. *Vestnik mashinostroeniya*, 2015, no. 12, pp. 15–19. (In Russ.).
- [7] Shcherba V.E., Lobov I.E. Development and calculation of liquid-cooling system for a piston pump based on pressure oscillations at gas injection. *Khimicheskoe i neftegazovoe mashinostroenie*, 2016, no. 4, pp. 19–24. (In Russ.).
- [8] Shcherba V.E., Bolshtyanskiy A.P., Azyabin Z.V. et al. *Sposob raboty sistemy zhidkostnogo okhlazhdeniya mashiny ob"emnogo deystviya i ustroystvo dlya ego osushchestvleniya* [Method for operation of the liquid cooling system of the positive displacement machine and the device for its implementation]. Patent RU 2763099. Appl. 18.03.2021, publ. 27.12.2021. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 16.05.2022

Информация об авторе

ЩЕРБА Виктор Евгеньевич — доктор технических наук, профессор, заслуженный работник Высшей школы РФ, зав. кафедрой «Гидромеханика и транспортные машины». Омский государственный технический университет (644050, Омск, Российская Федерация, Проспект Мира, д. 11, e-mail: scherba_v_e@list.ru).

Information about the author

SCHERBA Viktor Evgenyevich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Honored Worker of the Higher School of Russia, Head of the Department of Hydromechanics and Transport Machines. Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: scherba_v_e@list.ru).

Пробьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Щерба В.Е. Методика оценки времени работы в компрессорном режиме поршневой гибридной энергетической машины объемного действия с регенеративным теплообменом. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2022, № 10, с. 96–102, doi: 10.18698/0536-1044-2022-10-96-102

Please cite this article in English as:

Shcherba V.E. Methodology for Estimating the Operating Time in Compressor Mode of a Volumetric Reciprocating Hybrid Power Machine with Regenerative Heat Exchange. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2022, no. 10, pp. 96–102, doi: 10.18698/0536-1044-2022-10-96-102