

УДК 621.512

Качественный анализ результатов экспериментальных исследований нагрева и охлаждения деталей цилиндропоршневой группы поршневого компрессора с регенеративным теплообменом

В.Е. Щерба¹, Е.Ю. Носов¹, А.В. Хаит¹, Н.М. Аношин²

¹ Омский государственный технический университет

² Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б. Н. Ельцина

Qualitative analysis of the results of experimental studies of heating and cooling of parts of the cylinder-piston group of a piston compressor with regenerative heat exchange

V.E. Shcherba¹, E.Yu. Nosov¹, A.V. Khait¹, N.M. Anoshin²

¹ Omsk State Technical University

² Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin

По результатам анализа охлаждения поршневых компрессоров выявлено, что использование регенеративного теплообмена в поршневой гибридной энергетической машине объемного действия позволяет существенно улучшить охлаждение компримируемого газа за счет сокращения термического сопротивления разделительной стенки. Определено, что время нагрева деталей цилиндропоршневой группы и время их охлаждения являются одними из наиболее значимых параметров такой машины. На основании результатов качественного анализа установлено, что при ее работе в компрессорном режиме зависимость температуры деталей цилиндропоршневой группы при нагреве имеет параболический характер, наиболее нагретой частью рабочей камеры является верхняя часть цилиндра, время нагрева находится в пределах 900 с. Частота вращения коленчатого вала при нагреве деталей цилиндропоршневой группы оказывает более значимое влияние (примерно в 2 раза), чем давление нагнетания компримируемого газа. При работе в насосном режиме зависимость деталей цилиндропоршневой группы от времени охлаждения носит гиперболический характер, время охлаждения составляет 80...90 с, что в 10 раз меньше времени нагрева. С увеличением частоты вращения время охлаждения уменьшается вследствие интенсификации коэффициента теплообмена между разделительной стенкой и охлаждающей жидкостью в рабочей камере. Полученные результаты могут быть использованы при оптимизации времени работы поршневой гибридной энергетической машины объемного действия с регенеративным теплообменом как в компрессорном режиме, так и в насосном, что существенно сократит время расчетов.

EDN: OVTZVV, <https://elibrary/ovtzv>

Ключевые слова: регенеративный теплообмен, поршневой компрессор, время нагрева, время охлаждения, средняя температура стенок деталей

An analysis of piston compressor cooling revealed that the use of regenerative heat exchange in a piston compressor significantly improves compressed gas cooling by reducing the thermal resistance of the separating wall. Furthermore, it was found that the heating and cooling times of the cylinder-piston group components are among the most significant parameters of the studied machine. Based on the qualitative analysis, it was established that when operating in compressor mode, the dependence of the temperature change of the cylinder-piston group components upon heating is parabolic, with the upper portion of the cylinder being the hottest part of the working chamber. The heating time is approximately 900 s. Crankshaft speed has a more significant effect on the heating of the cylinder-piston group components than the discharge pressure of the compressed gas (approximately twice as much). When operating in pump mode, the dependence of the cylinder-piston group components on the cooling time is hyperbolic; the cooling time ranges from 80 s to 90 s, which is an order of magnitude shorter than the heating time. As the speed increases, the cooling time decreases due to the intensification of the heat transfer coefficient between the dividing wall and the coolant in the working chamber. These results can be used to optimize the operating time of a piston compressor with regenerative heat exchange with regenerative heat exchange in both compressor and pump modes, significantly reducing calculation time.

EDN: OVTZVV, <https://elibrary/ovtzvv>

Keywords: regenerative heat exchange, piston compressor, heating time, cooling time, average temperature of cylinder-piston group parts

Анализ путей повышения эффективности и экономичности компрессоров объемного действия, в частности поршневых, позволил установить, что одним из основных является улучшение охлаждения компримируемого газа (КГ) [1–3]. Для отвода теплоты КГ в компрессорах объемного действия применяют два вида теплообмена: рекуперативный и смешительный. При рекуперативном теплообмене отвод теплоты КГ осуществляется через разделительную стенку путем жидкостного рубашечного или воздушного охлаждения.

Жидкостное рубашечное охлаждение [4, 5] вследствие высокого коэффициента теплоотдачи между охлаждающей жидкостью (ОЖ) и поверхностью твердой стенки широко используют для охлаждения поршневых компрессоров (ПК) среднего и высокого давления, средней и высокой производительности. В малых ПК ввиду высокого отношения поверхности теплообмена рабочих камеры и объема применяют воздушное охлаждение, организуемое с помощью вентилятора, выполненного как одно целое с маховиком [1, 2].

В роторных компрессорах объемного действия [3, 6, 7] широкое распространение получил смешительный теплообмен, обладающий высокой эффективностью благодаря развитой поверхности теплообмена и достаточно высокому коэффициенту теплоотдачи. Применение смешительного теплообмена в ПК возможно [8–

11], однако оно затруднено, что обусловлено дополнительными затратами на распыление и отделение ОЖ.

Для повышения эффективности отвода теплоты КГ разработана поршневая гибридная энергетическая машина объемного действия (ПГЭМОД), преимущества которой подробно изложены в работе [12]. К эффективным машинам такого типа относится ПГЭМОД с рекуперативным теплообменом [13–15], где отвод теплоты КГ от деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ) осуществляется не через разделительную стенку, а непосредственно с поверхности рабочей камеры.

ПГЭМОД с рекуперативным теплообменом имеет два цикла работы: компрессорный и насосный. В первом происходит нагрев деталей ЦПГ, во втором — их остывание. Вследствие повышения температуры деталей ЦПГ уменьшаются индикаторный изотермический коэффициент полезного действия и коэффициент подачи ПК [16].

В работах [17, 18] проведен расчет процесса нагрева деталей ЦПГ при работе ПК в компрессорном режиме, для чего была решена сопряженная задача нестационарного нагрева деталей ЦПГ в дву- и трехмерной постановках при одновременном моделировании процессов в рабочей полости ПК.

Также в работе [18] рассмотрены вопросы создания опытного образца ПГЭМОД с регене-

ративным теплообменом и стенда для его исследования. Первоочередными задачами исследования разработанного опытного образца являются определение времени нагрева деталей ЦПГ при работе в компрессорном режиме и времени охлаждения при работе в насосном режиме.

Цель работы — анализ результатов экспериментальных исследований нагрева и охлаждения деталей ЦПГ ПГЭМОД с регенеративным теплообменом.

Теория. Схема измерения температуры деталей ЦПГ. Для определения средних температур деталей ЦПГ (поршня, клапанной плиты (КП) и цилиндра) приняты следующие допущения.

1. Измерение температуры поверхности днища поршня представляет собой сложную техническую задачу, поэтому целесообразно эту температуру принять равной температуре поверхности КП. Согласно данным работ [1, 2, 18], максимальная температура поверхности днища поршня, являющегося наиболее нагретой деталью, наблюдается в центре его поверхности. По краям температура уменьшается вследствие отвода теплоты через тепловые мосты (боковую поверхность поршня и уплотнительные кольца к цилиндру), а затем во внешнюю среду. Принимая температуру поверхности днища поршня равной температуре поверхности КП, заведомо уменьшаем среднюю

температуру поверхности деталей ЦПГ, однако это уменьшение незначительное.

2. Температура КП для удобства измерялась в разделительной стенке между полостями всасывания и нагнетания (рис. 1, а и б). Однако измеряемая температура не будет полностью соответствовать (будет несколько ниже) средней температуры поверхности КП вследствие наличия термического сопротивления разделительной перегородки. Следует отметить, что температура поверхности КП имеет существенную неоднородность: в области всасывающих клапанов она значительно ниже, чем в области нагнетательного клапана. Передача теплоты происходит как в продольном направлении КП, так и в поперечном. Для получения осредненной температуры поверхности КП датчик в КП должен быть расположен между датчиком температуры и нагнетательным клапаном. Поэтому датчик установили в этом месте, но выше необходимой точки измерения температуры.

3. Вследствие значительной неравномерности температуру цилиндра измеряли в трех точках тремя датчиками (см. рис. 1): в самой верхней точке от КП на расстоянии 3,5 мм — датчиком 2; в середине цилиндра на расстоянии 20,5 мм — датчиком 3; в нижней части цилиндра, когда поршень находится почти в нижней мертвой точке, — датчиком 4.

Среднюю температуру поверхности цилиндра можно определить по следующим выражениям:

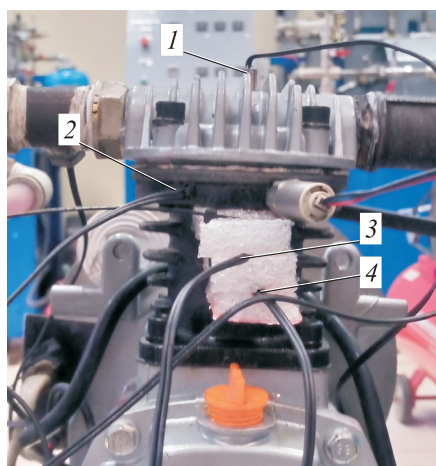
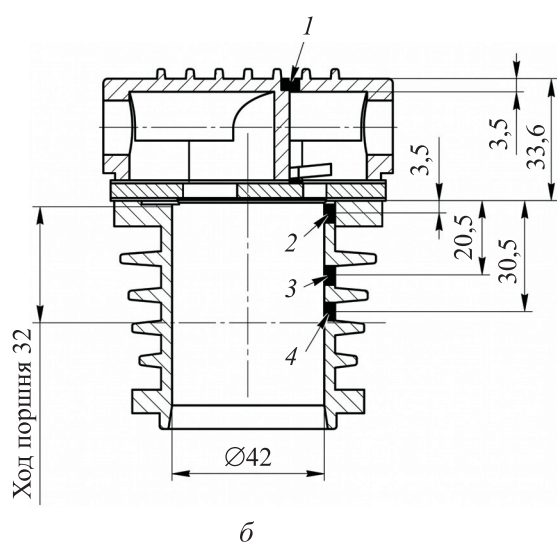


Рис. 1. Схема (а) и внешний вид (б) размещения датчиков температуры в ЦПГ на экспериментальном образце ПГЭМОД с регенеративным теплообменом:

1 — датчик температуры, установленный в головке клапанной коробки; 2, 3 и 4 — датчики температуры, установленные в верхней, средней и нижней частях цилиндра соответственно

• при равномерной установке датчиков вдоль образующей цилиндра

$$\bar{T}_c = \frac{T_{ц2} + T_{ц3} + T_{ц4}}{3};$$

• при неравномерной установке датчиков вдоль образующей цилиндра

$$\bar{T}_c = \frac{T_{ц2}\Delta F_2 + T_{ц3}\Delta F_3 + T_{ц4}\Delta F_4}{\Delta F_2 + \Delta F_3 + \Delta F_4}, \quad (1)$$

где $T_{ц2}$, $T_{ц3}$, $T_{ц4}$ — температуры цилиндров, измеряемые соответствующими датчиками; ΔF_2 , ΔF_3 , ΔF_4 — площади теплообменных поверхностей, относящиеся к этим датчикам.

Так как температура цилиндра со стороны установки всасывающих клапанов ниже, чем со стороны нагнетательных клапанов, датчики температуры устанавливали вдоль образующей цилиндра, находящейся в середине между всасывающими и нагнетательными клапанами (см. рис. 1, б).

Определение независимых переменных. При работе ПГЭМОД с регенеративным теплообменом основными независимыми переменными являются время нагрева $\tau_{нагр}$ и время охлаждения $\tau_{охл}$ деталей ЦПГ. В общем случае можно также выделить независимые параметры, которые могут изменяться при эксплуатации (эксплуатационные) и проектировании (геометрические). Так как проводились экспериментальные исследования уже разработанного опытного образца, выбор независимых геометрических параметров был нецелесообразным.

К эксплуатационным относятся в первую очередь параметры, изменяемые в процессе эксплуатации и оказывающие наибольшее влияние на экономичность и эффективность исследуемой ПГЭМОД. Согласно ранее проведенным исследованиям, в качестве независимых рассмотрены следующие параметры ПГЭМОД: давление нагнетания КГ $p_{н.к}$ и частота вращения коленчатого вала (далее ЧВ) n_k при работе в компрессорном режиме; давление нагнетания $p_{н.н}$ и ЧВ n_n при работе в насосном режиме; $T_{вс}$ — температура всасываемого газа; $T_{wвс}$ — температура всасываемой ОЖ.

Давление нагнетания КГ в компрессорной секции $p_{н.к}$ и ЧВ n_k при фиксированном давлении всасывания (которое, как правило, равно атмосферному), оказывающие непосредственное влияние на утечки КГ, потери работы и давления в процессах нагнетания и всасыва-

ния, а также на динамику самодействующих клапанов, количество отводимой теплоты и др., являются основными независимыми параметрами.

Давление нагнетания в насосной секции $p_{н.н}$ в общем случае также имеет важное значение. Однако при работе насосной секции только в режиме охлаждения значение $p_{н.н}$ не является определяющим параметром, и его следует задавать только для преодоления гидравлического сопротивления линии нагнетания (либо циркуляционного контура с теплообменным аппаратом). При работе ПГЭМОД в насосном режиме ЧВ n_n существенно влияет на потери работы и давления в процессах всасывания и нагнетания и коэффициент теплоотдачи от ОЖ к поверхности деталей ЦПГ, вследствие чего эта величина была включена в число независимых параметров.

Температуры $T_{вс}$ и $T_{wвс}$ в общем случае изменяются незначительно, поэтому их можно включить в состав независимых параметров [1, 2, 18], но это необязательно.

Таким образом, сформирована следующая группа независимых параметров: при работе ПГЭМОД в компрессорном режиме — время нагрева деталей ЦПГ $\tau_{нагр}$, давление нагнетания КГ $p_{н.к}$ и ЧВ n_k ; при работе ПГЭМОД в насосном режиме — время охлаждения деталей ЦПГ $\tau_{охл}$, давление нагнетания КГ $p_{н.н}$ и ЧВ n_n .

Проведем качественный анализ влияния перечисленных независимых параметров на температуру головки блока цилиндра (ГБЦ), температуру цилиндра в верхней, средней и нижней частях, на средние температуры цилиндра и стенок деталей ЦПГ, а также на среднеинтегральную температуру цилиндра.

Качественный анализ полученных результатов. *Нагрев деталей ЦПГ при работе ПГЭМОД в компрессорном режиме.* При экспериментальном исследовании в компрессорном режиме выбраны следующие диапазоны варьируемых независимых параметров: для ЧВ $n_k = 300 \dots 700 \text{ мин}^{-1}$, для давления нагнетания $p_{н.к} = 0,4 \dots 0,8 \text{ МПа}$. Температура всасываемого воздуха составляла 293 К.

Зависимости температуры ГБЦ $T_{кр}$ от времени нагрева $\tau_{нагр}$ при работе ПГЭМОД в компрессорном режиме с давлением нагнетания КГ $p_{н.к} = 0,6 \text{ МПа}$ и ЧВ $n_k = 700, 500$ и 300 мин^{-1} приведены на рис. 2. Анализ полученных результатов позволяет заключить следующее:

- при ЧВ $n_k = 300 \text{ мин}^{-1}$ максимальное время нагрева находится в пределах 900 с, температура ГБЦ повышается примерно с 310 до 343 К (на 33 К); при дальнейшем увеличении времени нагрева рост температуры ГБЦ существенно замедляется; стабилизация $T_{кр}$ означает, что количество теплоты, подводимой к ГБЦ из рабочей камеры ПГЭМОД, будет равно количеству теплоты, отводимой во внешнюю среду; зависимость температуры нагрева $T_{кр} = f(\tau_{нагр})$ имеет параболический характер;

- при увеличении ЧВ до 500 мин^{-1} наблюдается более интенсивный рост температуры ГБЦ— до 355 К за 750 с; при ЧВ $n_k = 300 \text{ мин}^{-1}$ за то же самое время величина нагрева ГБЦ на 15 К меньше; повышение температуры ГБЦ обусловлено возрастанием количества отводимой теплоты от КГ за единицу времени вследствие роста числа циклов сжатия газа за единицу времени, а также из-за увеличения коэффициента теплоотдачи от КГ к стенкам рабочей камеры, несмотря на уменьшение времени взаимодействия КГ и поверхности рабочей камеры; при ЧВ $n_k = 500 \text{ мин}^{-1}$ температура равновесия ГБЦ повышается и приближается к 358 К;

- увеличение ЧВ n_k до 700 мин^{-1} вызывает еще более интенсивный рост температуры ГБЦ— 356 К за время 400 с; при этом времени температура еще не достигает значения теплового равновесия и продолжает интенсивно расти; дальнейшая эксплуатация ПГЭМОД должна быть прекращена из-за достаточно высокой температуры ГБЦ.

Таким образом, можно констатировать: время работы ПГЭМОД в компрессорном режиме находится в пределах 400...900 с; при увеличении ЧВ n_k время работы сокращается, температура ГБЦ повышается, но нелинейно (с ростом n_k наблюдается более интенсивный рост температуры ГБЦ), а температура теплового равновесия сдвигается в сторону больших значений.

Зависимости температуры ГБЦ $T_{кр}$ от времени нагрева $\tau_{нагр}$ при работе ПГЭМОД в компрессорном режиме с ЧВ $n_k = 500 \text{ мин}^{-1}$ и давлением нагнетания КГ $p_{н.к} = 0,8, 0,6$ и $0,4 \text{ МПа}$ приведены на рис. 3. Анализ полученных результатов позволяет сделать следующие выводы:

- с увеличением времени работы происходит уменьшение градиента изменения температуры ГБЦ и при давлении $p_{н.к} = 0,4 \text{ МПа}$ и времени $\tau_{нагр} = 600 \text{ с}$ температура ГБЦ стабилизируется (переходит в режим теплового равновесия) и составляет 343 К; зависимость $T_{кр} = f(\tau_{нагр})$ имеет параболический характер;

- с повышением значения $p_{н.к}$ увеличиваются температура ГБЦ $T_{кр}$ и время выхода на режим теплового равновесия; так, при $\tau_{нагр} = 600 \text{ с}$ и $p_{н.к} = 0,6 \text{ МПа}$ температура ГБЦ $T_{кр} = 352 \text{ К}$;

- дальнейший возрастание $p_{н.к}$ приводит к повышению $T_{кр}$, однако рост температуры замедляется; так, при $\tau_{нагр} = 600 \text{ с}$ и $p_{н.к} = 0,8 \text{ МПа}$ температура ГБЦ $T_{кр} = 355 \text{ К}$, т. е. изменение температуры составляет уже не 9 К, как в предыдущем случае, а всего лишь 3 К.

Зависимости температур цилиндра $T_{ц}$ в верхней, средней и нижней частях и его сред-

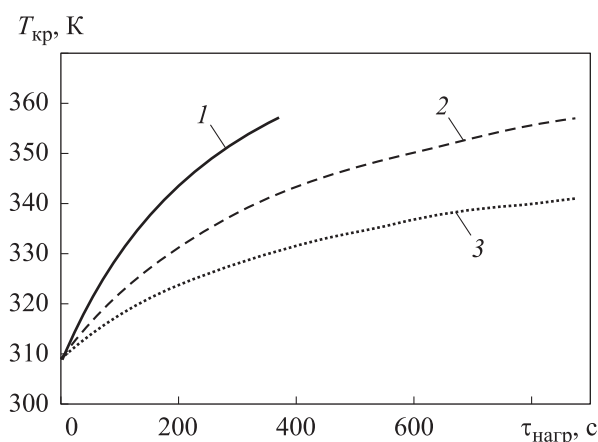


Рис. 2. Зависимости температуры ГБЦ $T_{кр}$ от времени нагрева $\tau_{нагр}$ при работе ПГЭМОД в компрессорном режиме с давлением нагнетания КГ $p_{н.к} = 0,6 \text{ МПа}$ и ЧВ $n_k = 700$ (1), 500 (2) и 300 мин^{-1} (3)

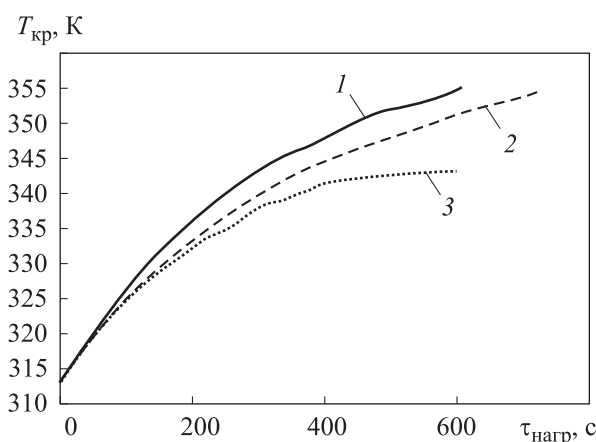


Рис. 3. Зависимости температуры ГБЦ $T_{кр}$ от времени нагрева $\tau_{нагр}$ при работе ПГЭМОД в компрессорном режиме с ЧВ $n_k = 500 \text{ мин}^{-1}$ и давлением нагнетания КГ $p_{н.к} = 0,8$ (1), $0,6$ (2) и $0,4 \text{ МПа}$ (3)

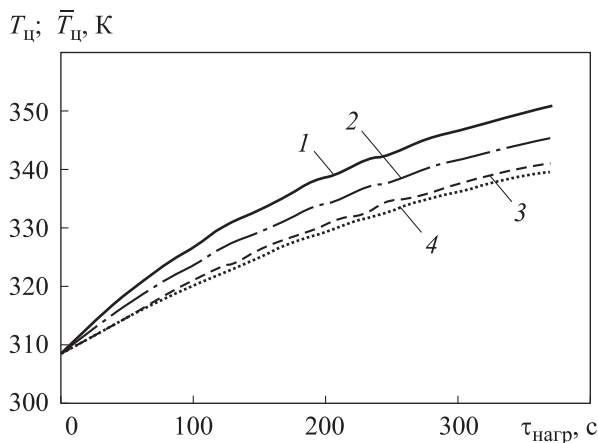


Рис. 4. Зависимости температур цилиндра $T_{ц}$ в верхней (1), средней (3) и нижней (4) частях и его средней температуры $\bar{T}_{ц}$ (2) от времени нагрева $\tau_{нагр}$ при работе ПГЭМОД в компрессорном режиме с давлением нагнетания КГ $p_{н.к} = 0,6$ МПа и ЧВ $n_k = 700$ мин⁻¹

ней температуры $\bar{T}_{ц}$, определенной по формуле (1), от времени нагрева $\tau_{нагр}$ приведены на рис. 4. Анализ полученных результатов позволяет заключить следующее:

- изменение температур, определенных в разных точках датчиками, установленными вдоль образующей цилиндра, и величины $\bar{T}_{ц}$ в зависимости от времени нагрева носят нелинейный характер, однако они достаточно близки к линейному изменению температуры; это обусловлено тем, что кроме радиальной теплопроводности цилиндр имеет осевую, что существенно сдвигает температуру теплового равновесия в сторону больших значений величины $\tau_{нагр}$;

- существует значительное различие между температурой в верхней части цилиндра (кривая 1) и температурами в его средней (кривая 3) и нижней (кривая 4) частях; так, при $\tau_{нагр} = 350$ с это расхождение составляет 10...12 К, с увеличением времени $\tau_{нагр}$ оно увеличивается; температуры в нижней и средней частях цилиндра различаются на 1...2 К;

- средняя температура цилиндра $\bar{T}_{ц}$ (кривая 2) занимает почти среднее положение между температурами в его нижней и верхней частях, однако ее значение существенно больше, чем в средней части цилиндра; это обусловлено тем, что датчик 3 (см. рис. 1) смещен относительно центра цилиндра вниз и распределение температуры вдоль образующей последнего имеет нелинейный характер.

Зависимости средней температуры цилиндра $\bar{T}_{ц}$ от времени нагрева $\tau_{нагр}$ при работе ПГЭМОД в компрессорном режиме с давлением нагнетания КГ $p_{н.к} = 0,6$ МПа и ЧВ $n_k = 700, 50$ и 300 мин⁻¹ показаны на рис. 5. Анализируя приведенные результаты, можно заключить следующее:

- полученные данные качественно совпадают с результатами, приведенными на рис. 2; зависимость $\bar{T}_{ст} = f(\tau_{нагр})$ имеет параболический характер, причем при одинаковых значениях ЧВ и давления нагнетания абсолютные значения $\bar{T}_{ст}$ ниже, чем у ГБЦ; при ЧВ $n_k = 300$ мин⁻¹ и времени нагрева $\tau_{нагр} = 900$ с средняя температура ГБЦ равна 342 К, а средняя температура цилиндра — 339 К;

- с повышением ЧВ это расхождение увеличивается; так, при $n_k = 700$ мин⁻¹ и $\tau_{нагр} = 300$ с оно составляет 10...11 К;

- вследствие большей теплообменной поверхности цилиндра по сравнению с таковой ГБЦ температура теплового равновесия сдвигается в сторону больших значений, а время, при котором оно достигается, возрастает;

- с ростом ЧВ ее влияние на среднюю температуру цилиндра увеличивается, и оно более значимо, чем на температуру ГБЦ.

Зависимости средней температуры цилиндра $\bar{T}_{ц}$ от времени нагрева $\tau_{нагр}$ при работе ПГЭМОД в компрессорном режиме с ЧВ $n_k = 500$ мин⁻¹ и давлением нагнетания КГ $p_{н.к} = 0,8, 0,6$ и $0,4$ МПа приведены на рис. 6. Анализ полученных данных позволяет сделать следующие выводы:

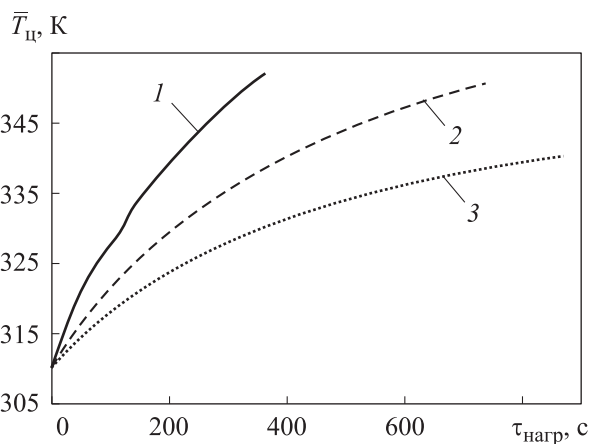


Рис. 5. Зависимости средней температуры цилиндра $T_{ц}$ от времени нагрева $\tau_{нагр}$ при работе ПГЭМОД в компрессорном режиме с давлением нагнетания КГ $p_{н.к} = 0,6$ МПа и ЧВ $n_k = 700$ (1), 500 (2) и 300 мин⁻¹ (3)

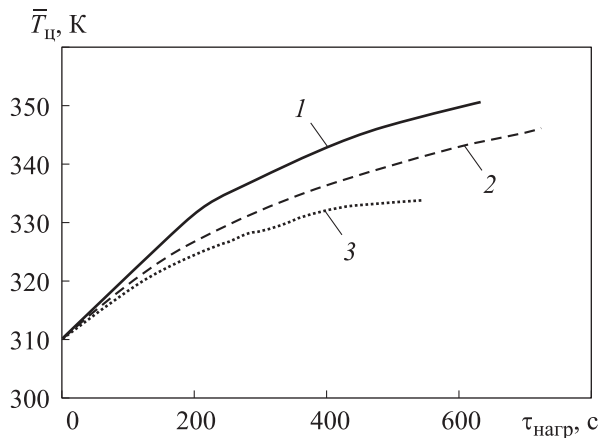


Рис. 6. Зависимости средней температуры цилиндра $\bar{T}_{ц}$ от времени нагрева $\tau_{нагр}$ при работе ПГЭМОД в компрессорном режиме с ЧВ $n_k = 500 \text{ мин}^{-1}$ и давлением нагнетания КГ $p_{н.к} = 0,8$ (1), 0,6 (2) и 0,4 МПа (3)

- средние температуры цилиндра $\bar{T}_{ц}$ и ГБЦ $T_{кр}$ при одних и тех же параметрах имеют качественное совпадение;

- температура ГБЦ превышает среднюю температуру цилиндра в течение всего времени нагрева;

- при времени нагрева $\tau_{нагр} = 500 \dots 600 \text{ с}$ это превышение составляет $5 \dots 10 \text{ К}$, причём с уменьшением давления нагнетания эта разница увеличивается.

Зависимости средней температуры стенок деталей ЦПГ $\bar{T}_{ст}$ от времени нагрева $\tau_{нагр}$ при работе ПГЭМОД в компрессорном режиме с давлением нагнетания КГ $p_{н.к} = 0,8 \text{ МПа}$ и ЧВ $n_k = 700, 500$ и 300 мин^{-1} приведены на рис. 7. Анализируя полученные результаты, можно заключить следующее:

- зависимость средней температуры стенок деталей ЦПГ $\bar{T}_{ст}$ от времени нагрева, как и температуры ГБЦ $T_{кр}$, и средней температуры цилиндра $\bar{T}_{ц}$ имеет нелинейный характер и близка к параболической;

- характер изменения температур $\bar{T}_{ст}$, $\bar{T}_{ц}$ и $T_{кр}$ аналогичен, а значение средней температуры стенок деталей ЦПГ $\bar{T}_{ст}$ больше чем у цилиндра $\bar{T}_{ц}$, но меньше чем у ГБЦ $T_{кр}$.

Зависимости средней температуры стенок деталей ЦПГ $\bar{T}_{ст}$ от времени нагрева $\tau_{нагр}$ при работе ПГЭМОД в компрессорном режиме с ЧВ $n_k = 500 \text{ мин}^{-1}$ и давлением нагнетания КГ $p_{н.к} = 0,8, 0,6$ и $0,4 \text{ МПа}$ приведены на рис. 8. Видно, что характер кривых $\bar{T}_{ст}$ аналогичен таковым для ГБЦ $T_{кр}$ и цилиндра $\bar{T}_{ц}$. По полученным результатам можно сделать такие же выводы, как и для рис. 7.

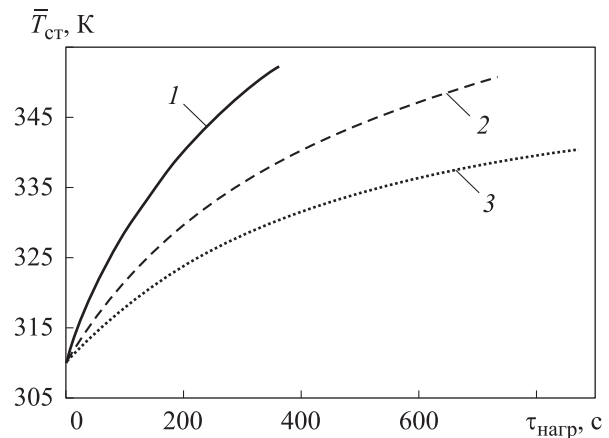


Рис. 7. Зависимости средней температуры стенок деталей ЦПГ $\bar{T}_{ст}$ от времени нагрева $\tau_{нагр}$ при работе ПГЭМОД в компрессорном режиме с давлением нагнетания КГ $p_{н.к} = 0,8 \text{ МПа}$ и ЧВ $n_k = 700$ (1), 500 (2) и 300 мин^{-1} (3)

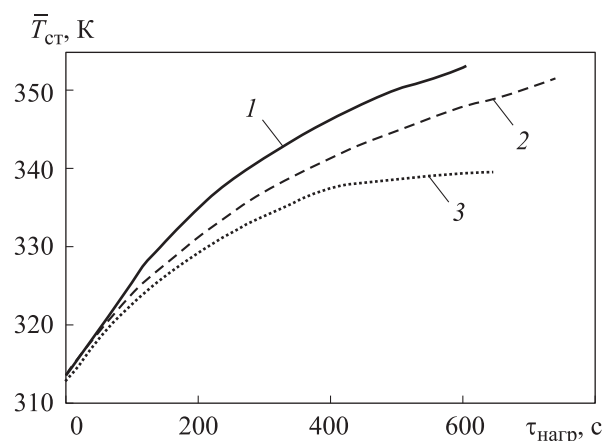


Рис. 8. Зависимости средней температуры стенок деталей ЦПГ $\bar{T}_{ст}$ от времени нагрева $\tau_{нагр}$ при работе ПГЭМОД в компрессорном режиме с ЧВ $n_k = 500 \text{ мин}^{-1}$ и давлением нагнетания КГ $p_{н.к} = 0,8$ (1), 0,6 (2) и 0,4 МПа (3)

Проведем анализ степени влияния ЧВ при работе ПГЭМОД в компрессорном режиме n_k и давлении нагнетания КГ $p_{н.к}$ на температуру нагрева стенок деталей ЦПГ, используя следующие функции:

$$F_1(\tau_{нагр}) = \frac{\Delta \bar{T}_{ст1}(\tau_{нагр}) / \bar{T}_{ст.p1}(\tau_{нагр})}{\Delta n_k / n_{к.ср}};$$

$$F_2(\tau_{нагр}) = \frac{\Delta \bar{T}_{ст2}(\tau_{нагр}) / \bar{T}_{ст.p2}(\tau_{нагр})}{\Delta p_{н.к} / p_{н.к.ср}},$$

где $\Delta \bar{T}_{ст1}(\tau_{нагр})$ — величина изменения средней температуры стенок деталей ЦПГ в момент времени $\tau_{нагр}$ при изменении ЧВ на величину Δn_k ; $\bar{T}_{ст.p1}(\tau_{нагр})$ — среднее значение температуры деталей стенок ЦПГ при изменении ЧВ на

величину Δp_k ; $n_{k,ср}$ и $p_{n,k,ср}$ — средние значения ЧВ и давления нагнетания КГ в исследуемом диапазоне; $\Delta \bar{T}_{ст2}(\tau_{нагр})$ — величина изменения средней температуры стенок деталей ЦПГ в момент времени $\tau_{нагр}$ при изменении давления нагнетания КГ на величину $\Delta p_{n,k}$; $\bar{T}_{ст,р2}(\tau_{нагр})$ — среднее значение температуры стенок деталей ЦПГ при изменении давления нагнетания КГ на величину $\Delta p_{n,k}$.

Значения функций $F_1(\tau_{нагр})$ и $F_2(\tau_{нагр})$ будут меняться при изменении времени нагрева. Представлялось целесообразным определить значения функций при выбранном фиксированном времени нагрева $\tau_{нагр} = 300$ с. По результатам расчета $F_1(\tau_{нагр}) = 0,07397$ и $F_2(\tau_{нагр}) = 0,03330$. Таким образом, влияние ЧВ на среднюю температуру стенок деталей ЦПГ в 2 раза превышает влияние давления нагнетания КГ. Следует отметить, что эта тенденция сохраняется и при других значениях времени нагрева.

Охлаждение деталей ЦПГ при работе ПГЭМОД в насосном режиме. Для анализа процесса охлаждения деталей ЦПГ использованы два независимых параметра — время их охлаждения (время работы ПГЭМОД в насосном режиме) $\tau_{охл}$ и ЧВ n_n . В общем случае поршневые насосы работают в диапазоне ЧВ $n_n = 100 \dots 450$ мин⁻¹ [19]. С учетом того, что исследуемая машина имеет более низкие проходные сечения всасывающего и нагнетательного клапанов, чем поршневой насос, диапазон ЧВ при работе в насосном режиме будет находиться в пределах $n_n = 100 \dots 300$ мин⁻¹.

Зависимости температуры ГБЦ $T_{кр}$ от времени охлаждения $\tau_{охл}$ при работе ПГЭМОД в насосном режиме с ЧВ $n_n = 100, 200$ и 300 мин⁻¹ приведены на рис. 9. Анализ полученных результатов позволяет сделать следующие выводы:

- зависимость $T_{кр} = f(\tau_{охл})$ имеет гиперболический характер; наиболее интенсивное уменьшение температуры ГБЦ находится в пределах 30 с;

- общее время охлаждения составляет 80...90 с, что почти в 10 раз меньше, чем время нагрева ГБЦ (см. рис. 2);

- влияние ЧВ на время охлаждения ГБЦ незначительное и проявляется в диапазоне $0 < \tau_{охл} < 30$ с: с увеличением ЧВ время охлаждения уменьшается; незначительное различие значений температуры ГБЦ обусловлено тем, что как при $n_n = 100$ мин⁻¹, так и при больших

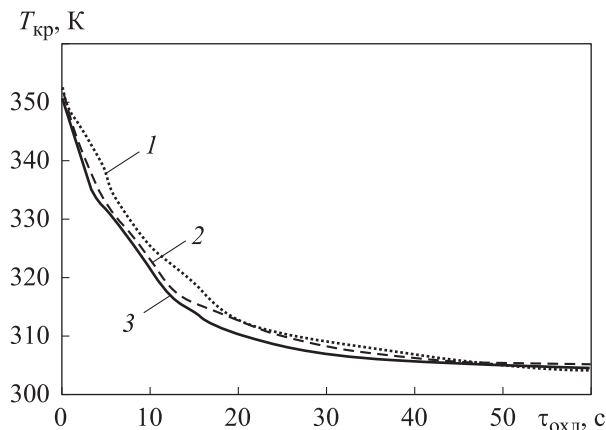


Рис. 9. Зависимости температуры ГБЦ $T_{кр}$ от времени охлаждения $\tau_{охл}$ при работе ПГЭМОД в насосном режиме с ЧВ $n_n = 100$ (1), 200 (2) и 300 мин⁻¹ (3)

значениях ЧВ наблюдается турбулентное течение потока ОЖ в рабочей камере исследуемой ПГЭМОД; при фиксированном времени охлаждения температура ГБЦ уменьшается; так, при $\tau_{охл} = 20$ с и изменении n_n от 200 до 300 мин⁻¹ значения температур ГБЦ различаются примерно на 3 К;

- при изменении ЧВ характер изменения $T_{кр} = f(\tau_{охл})$ остается постоянным.

Зависимости температуры цилиндра в нижней, средней и верхней частях, его среднеинтегральной температуры, температур ГБЦ и ОЖ в баке от времени охлаждения $\tau_{охл}$ при работе ПГЭМОД в насосном режиме с ЧВ $n_n = 100$ мин⁻¹ показаны на рис. 10, а. Анализ полученных данных позволяет сделать следующие выводы:

- при увеличении времени охлаждения гиперболический характер изменения температуры цилиндра в верхней, средней и нижней частях не меняется; время охлаждения цилиндра по сравнению с таковым для ГБЦ увеличивается;

- при всех значениях времени охлаждения температура в нижней части цилиндра выше, чем в верхней и средней частях; это обусловлено тем, что верхняя часть цилиндра охлаждается более интенсивно за счет более длительного контакта с ОЖ и более высокого коэффициента теплоотдачи, так как в нижней части цилиндра поршень имеет малую скорость перемещения в соответствии с кинематикой кривошипно-шатунного механизма привода; различие температур в нижней и верхней частях цилиндра составляет 7...8 К;

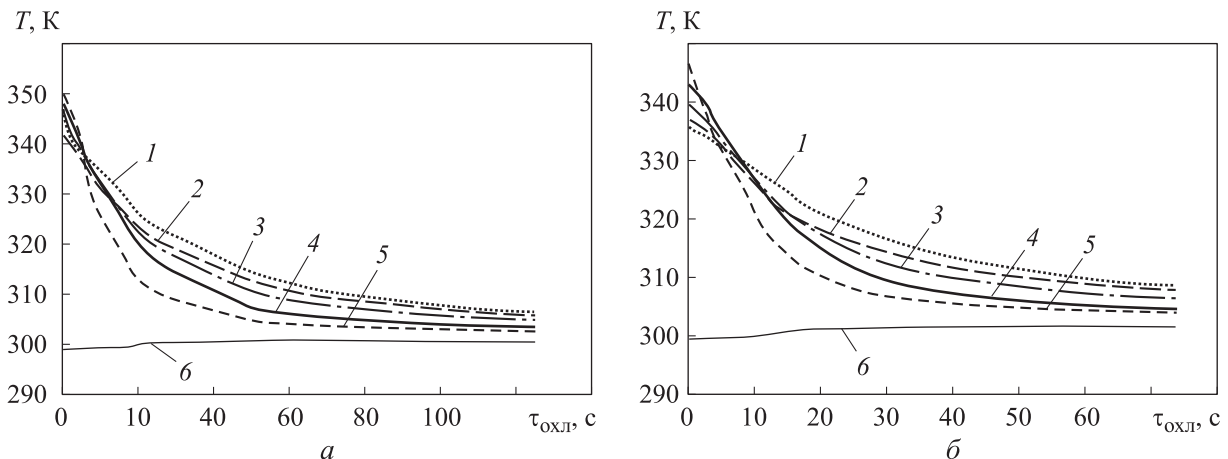


Рис. 10. Зависимости температур T от времени охлаждения $\tau_{\text{охл}}$ при работе ПГЭМОД в насосном режиме с ЧВ $n_n = 100$ (а) и 300 мин^{-1} (б):

1, 2 и 4 — температуры цилиндра в нижней, средней и верхней частях соответственно; 3 — среднеинтегральной температуры цилиндра; 5 — температуры ГБЦ; 6 — температуры ОЖ в баке

- средняя температура цилиндра превышает среднюю температуру ГБЦ на протяжении всего времени охлаждения, так как ГБЦ постоянно омывается ОЖ; при $\tau_{\text{охл}} = 60$ с эти температуры различаются на $6...7$ К;

- с увеличением времени охлаждения наблюдается незначительное (в пределах 2 К) повышение температуры ОЖ в баке; зная массу, удельную теплоемкость и изменение температуры ОЖ, можно определить общее количество теплоты, отводимое от деталей ЦПГ исследуемой ПГЭМОД.

Зависимости температуры цилиндра в нижней, средней и верхней частях, его среднеинтегральной температуры, температур ГБЦ и ОЖ в баке от времени охлаждения $\tau_{\text{охл}}$ при работе ПГЭМОД в насосном режиме с ЧВ $n_n = 300 \text{ мин}^{-1}$ показаны на рис. 10, б. Видно, что увеличение ЧВ оказывает следующее влияние на температуры:

- с ростом ЧВ возрастет коэффициент теплоотдачи, так как увеличивается средняя скорость перемещения поршня, что приводит к более интенсивному охлаждению всех деталей ЦПГ, включая цилиндр и ГБЦ; наиболее интенсивно уменьшается температура в нижней части цилиндра: при $\tau_{\text{охл}} = 60$ с она уменьшилась на 3 К, а температура в его верхней части — на 1 К;

- более интенсивное охлаждение деталей ЦПГ приводит к увеличению нагрева ОЖ примерно на 1 К.

Зависимости средней температуры цилиндра $\bar{T}_{\text{ц}}$ от времени охлаждения $\tau_{\text{охл}}$ при работе ПГЭМОД в насосном режиме с ЧВ $n_n = 100, 200$

и 300 мин^{-1} приведены на рис. 11. Анализ полученных результатов позволяет заключить следующее:

- в диапазоне времени охлаждения $\tau_{\text{охл}} = 20...70$ с при $n_n = 100 \text{ мин}^{-1}$ средняя температура поверхности цилиндра примерно на 2 К выше, чем при $n_n = 200$ и 300 мин^{-1} ;

- при ЧВ $n_n = 200$ и 300 мин^{-1} средние температуры цилиндра во всем диапазоне времени охлаждения примерно постоянные, наибольшее расхождение наблюдается в диапазоне $\tau_{\text{охл}} = 20...30$ с.

Зависимости средней температуры стенок деталей ЦПГ $\bar{T}_{\text{ст}}$ от времени охлаждения $\tau_{\text{охл}}$ при работе ПГЭМОД в насосном режиме с ЧВ $n_n = 100, 200$ и 300 мин^{-1} приведены на рис. 12. Анализ полученных результатов позволяет сделать следующие выводы:

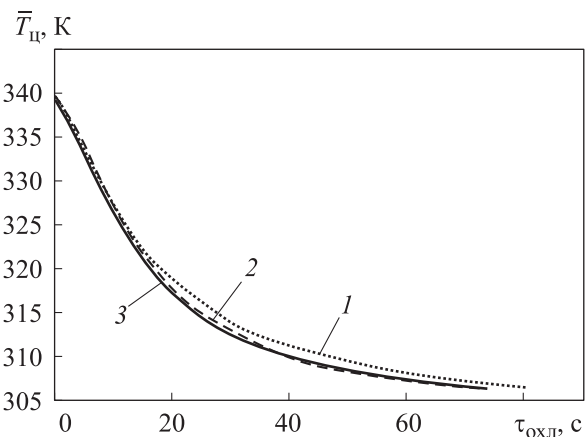


Рис. 11. Зависимости средней температуры цилиндра $\bar{T}_{\text{ц}}$ от времени охлаждения $\tau_{\text{охл}}$ при работе ПГЭМОД в насосном режиме с ЧВ $n_n = 100$ (1), 200 (2) и 300 мин^{-1} (3)

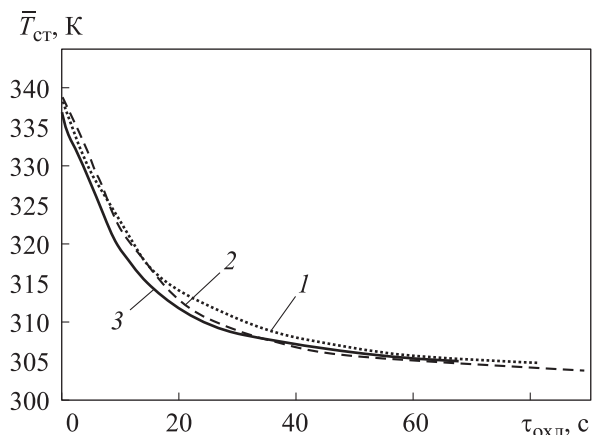


Рис. 12. Зависимости средней температуры стенок деталей ЦПГ $\bar{T}_{ст}$ от времени охлаждения $\tau_{охл}$ при работе ПГЭМОД в насосном режиме с ЧВ $n_n = 100$ (1), 200 (2) и 300 мин^{-1} (3)

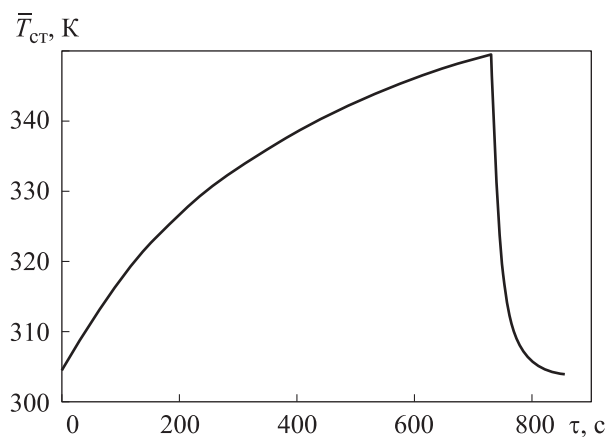


Рис. 13. Зависимость средней температуры стенок деталей ЦПГ $\bar{T}_{ст}$ от времени цикла τ ПГЭМОД с регенеративным теплообменом

- при ЧВ $n_n = 100$ и 300 мин^{-1} значения средней температуры стенок деталей ЦПГ существенно различаются; причем кривые изменения средней температуры во времени остаются почти эквидистантными во всем диапазоне времени охлаждения; максимальное различие средних температур (примерно 2,5 K) наблюдается в интервале $0 < \tau_{охл} < 40$ с;

- в диапазоне $0 < \tau_{охл} < 15$ с кривая изменения средней температуры при ЧВ $n_n = 200$ мин^{-1} приближается к таковой при $n_n = 100$ мин^{-1} , а в интервале $35 < \tau_{охл} < 80$ с — к кривой при $n_n = 300$ мин^{-1} .

Зависимость средней температуры стенок деталей ЦПГ $\bar{T}_{ст}$ от времени цикла τ ПГЭМОД с регенеративным теплообменом (при нагреве с ЧВ $n_k = 500$ мин^{-1} и охлаждении с ЧВ $n_n = 100$ мин^{-1}) показана на рис. 13. Здесь наблюдается медленный рост температуры в компрес-

сорном режиме и ее резкое уменьшение в насосном режиме. Для повышения эффективности ПГЭМОД необходимо стремиться минимизировать время охлаждения деталей ЦПГ.

Выводы

1. По результатам исследования охлаждения ПК установлено, что использование регенеративного теплообмена в ПГЭМОД позволяет существенно улучшить охлаждение КГ за счет сокращения термического сопротивления разделительной стенки. Выявлено, что время нагрева деталей ЦПГ и время их охлаждения являются одними из наиболее значимых параметров такой машины.

2. Определены независимые параметры, оказывающие непосредственное влияние на изменение температуры при работе ПГЭМОД в компрессорном и насосном режимах, диапазон их изменения и план экспериментальных исследований.

3. На основании результатов качественного анализа установлено следующее:

- при работе в компрессорном режиме:
 - зависимость температуры деталей ЦПГ при нагреве носит параболический характер;
 - наиболее нагретой частью рабочей камеры является верхняя часть цилиндра;
 - время нагрева находится в пределах 900 с;
 - ЧВ оказывает более значимое влияние на нагрев деталей ЦПГ (примерно в 2 раза), чем давление нагнетания КГ;

- при работе в насосном режиме:
 - зависимость температуры деталей ЦПГ от времени охлаждения имеет гиперболический характер;
 - время охлаждения находится в пределах 80...90 с, что в 10 раз меньше, чем у времени нагрева;
 - с увеличением ЧВ время охлаждения уменьшается за счет интенсификации коэффициента теплообмена между разделительной стенкой и ОЖ в рабочей камере.

4. Полученные результаты можно использовать при оптимизации времени работы ПГЭМОД с регенеративным теплообменом как в компрессорном режиме, так и в насосном. Это позволит существенно сократить время расчетов, так как появляется возможность заменить решение сопряженной задачи по нагреву деталей ЦПГ нейронной сетью или аппроксимирующим полиномом.

Литература

- [1] Пластинин П.И. *Поршневые компрессоры*. Т. 1. *Теория и расчет*. Москва, КолосС, 2000. 456 с.
- [2] Фотин Б.С., Пирумов И.Б., Прилуцкий И.К. и др. *Поршневые компрессоры*. Ленинград, Машиностроение, 1987. 372 с.
- [3] Щерба В.Е. *Рабочие процессы компрессоров объемного действия*. Москва, Наука, 2008. 318 с.
- [4] Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. *Теплопередача*. Москва, Энергия, 1975. 488 с.
- [5] Кушнырев В.И., Лебедев В.И., Павленко В.А. *Техническая термодинамика и теплопередача*. Москва, Стройиздат, 1986. 464 с.
- [6] Shcherba V.E., Grigoriev A.V. Analysis of efficiency of various methods of compressible gas cooling in piston compressors with variation of key operating parameters. *Chem. Petrol. Eng.*, 2022, vol. 58, no. 7–8, pp. 557–564, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-023-01129-0>
- [7] Пластинин П.И., Щерба В.Е. *Рабочие процессы объемных компрессоров со впрыском жидкости*. Москва, ВИНТИ, 1996. 154 с.
- [8] Воропай П.И. Эффективный способ охлаждения воздуха в поршневых компрессорах. *Промышленная энергетика*, 1963, № 12, с. 24–29.
- [9] Ходырев А.И., Муленко В.В., Гацולהв О.С. *Влияние впрыска жидкости на рабочий процесс поршневого компрессора*. Москва, 1986. 9 с.
- [10] Слободянюк Л.И., Гогин Ю.Н. Охлаждение компрессора впрыском воды в цилиндр. *Известия вузов. Энергетика*, 1961, № 9, с. 62–66.
- [11] Берман Я.А., Булыгин В.Г., Рафалович А.П. О влиянии испарительного охлаждения газа на изотермный к.п.д. компрессора. Сумы, ВНИИкомпрессормаш, 1977, с. 77–80.
- [12] Shcherba V.E., Bolshtyanskii A.P., Kaigorodov S.Yu. et al. Benefits of integrating displacement pumps and compressors. *Russ. Engin. Res.*, 2016, vol. 36, no. 3, pp. 174–178, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068798X1603014X>
- [13] Щерба В.Е., Болштынский 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.
- [14] Shcherba V.E. Operating speeds of a hybrid reciprocating power unit in compressor and pump modes. *Russ. Engin. Res.*, 2023, vol. 43, no. 8, pp. 914–921, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068798X23080300>
- [15] Shcherba V.E., Khodoreva E.V. Calculation of cooling process for walls in a working chamber of positive displacement hybrid reciprocating power machine with regenerative heat exchange based using heat balance equation. *Chem. Petrol. Eng.*, 2023, vol. 59, no. 5–6, pp. 489–497, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-024-01266-0>
- [16] 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: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2022-10-96-102>
- [17] Shcherba V.E., Khait A., Nosov E.Yu. et al. Numerical analysis of unsteady heat transfer in the chamber in the piston hybrid compressor with regenerative heat exchange. *Machines*, 2023, vol. 11, no. 3, art. 363, doi: <https://doi.org/10.3390/machines11030363>
- [18] Khait A., Shcherba V., Nosov E. Numerical and experimental investigation of the hybrid piston compressor using the novel multi-time-scale OpenFOAM®-based model. *Appl. Therm. Eng.*, 2024, vol. 249, art. 123448, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2024.123448>
- [19] Башта Т.М. *Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем*. Москва, Машиностроение, 1974. 606 с.

References

- [1] Plastinin P.I. *Porshnevye kompressory*. T. 1. *Teoriya i raschet* [Piston compressors. Vol. 1. Theory and calculations]. Moscow, KolosS Publ., 2000. 456 p. (In Russ.).

- [2] Fotin B.S., Pirumov I.B., Prilutskiy I.K. et al. *Porshnevyye kompressory* [Piston compressors]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1987. 372 p. (In Russ.).
- [3] Shcherba V.E. *Rabochie protsessy kompressorov obemnogo deystviya* [Operating processes of positive displacement compressors]. Moscow, Nauka Publ., 2008. 318 p. (In Russ.).
- [4] Isachenko V.P., Osipova V.A., Sukomel A.S. *Teploperedacha* [Heat transfer]. Moscow, Energiya Publ., 1975. 488 p. (In Russ.).
- [5] Kushnyrev V.I., Lebedev V.I., Pavlenko V.A. *Tekhnicheskaya termodinamika i teploperedacha* [Engineering thermodynamics and heat transfer]. Moscow, Stroyizdat Publ., 1986. 464 p. (In Russ.).
- [6] Scherba V.E., Grigoriev A.V. Analysis of efficiency of various methods of compressible gas cooling in piston compressors with variation of key operating parameters. *Chem. Petrol. Eng.*, 2022, vol. 58, no. 7–8, pp. 557–564, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-023-01129-0>
- [7] Plastinin P.I., Shcherba V.E. *Rabochie protsessy obemnykh kompressorov so vpryskom zhidkosti* [Working processes of volumetric compressors with liquid injection]. Moscow, VINITI Publ., 1996. 154 p. (In Russ.).
- [8] Voropay P.I. Effective way of air cooling in reciprocating compressors. *Promyshlennaya energetika*, 1963, no. 12, pp. 24–29. (In Russ.).
- [9] Khodyrev A.I., Mulenko V.V., Gatsolaev O.S. *Vliyanie vpryska zhidkosti na rabochiy protsess porshneвого komпрессора* [Effect of liquid injection on the working process of a piston compressor]. Moscow, 1986. 9 p. (In Russ.).
- [10] Slobodyanyuk L.I., Gogin Yu.N. Cooling of a compressor by water injection into a cylinder. *Izvestiya vuzov. Energetika*, 1961, no. 9, pp. 62–66. (In Russ.).
- [11] Berman Ya.A., Bulygin V.G., Rafalovich A.P. *O vliyaniy isparitel'nogo okhlazhdeniya gaza na izotermnyy k.p.d. komпрессора* [On the influence of evaporative cooling of gas on the isothermal efficiency of a compressor]. Sumy, VNIkompresormash Publ., 1977, pp. 77–80. (In Russ.).
- [12] Shcherba V.E., Bolshtyanskii A.P., Kaigorodov S.Yu. et al. Benefits of integrating displacement pumps and compressors. *Russ. Engin. Res.*, 2016, vol. 36, no. 3, pp. 174–178, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068798X1603014X>
- [13] Shcherba V.E., Bolshtyanskiy A.P., Azyabin Z.V. et al. *Sposob raboty sistemy zhidkostnogo okhlazhdeniya mashiny obemnogo 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.).
- [14] Shcherba V.E. Operating speeds of a hybrid reciprocating power unit in compressor and pump modes. *Russ. Engin. Res.*, 2023, vol. 43, no. 8, pp. 914–921, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068798X23080300>
- [15] Shcherba V.E., Khodoreva E.V. Calculation of cooling process for walls in a working chamber of positive displacement hybrid reciprocating power machine with regenerative heat exchange based using heat balance equation. *Chem. Petrol. Eng.*, 2023, vol. 59, no. 5–6, pp. 489–497, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-024-01266-0>
- [16] Shcherba V.E. Method for estimating the operating time in the compressor mode of a reciprocating hybrid power machine with regenerative heat exchange. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2022, no. 10, pp. 96–102, doi: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2022-10-96-102> (in Russ.).
- [17] Shcherba V.E., Khait A., Nosov E.Yu. et al. Numerical analysis of unsteady heat transfer in the chamber in the piston hybrid compressor with regenerative heat exchange. *Machines*, 2023, vol. 11, no. 3, art. 363, doi: <https://doi.org/10.3390/machines11030363>
- [18] Khait A., Shcherba V., Nosov E. Numerical and experimental investigation of the hybrid piston compressor using the novel multi-time-scale OpenFOAM®-based model. *Appl. Therm. Eng.*, 2024, vol. 249, art. 123448, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2024.123448>
- [19] Bashta T.M. *Obemnye nasosy i gidravlicheskie dvigateli gidrosistem* [Positive displacement pumps and hydraulic motors for hydraulic systems]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1974. 606 p. (In Russ.).

Информация об авторах

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

НОСОВ Евгений Юрьевич — кандидат технических наук, доцент кафедры «Гидромеханика и транспортные машины». Омский государственный технический университет (644050, Омск, Российская Федерация, пр. Мира, д. 11, e-mail: nosovjon@mail.ru).

ХАИТ Анатолий Вильич — кандидат технических наук, доцент кафедры «Гидромеханика и транспортные машины». Омский государственный технический университет (644050, Омск, Российская Федерация, пр. Мира, д. 11, e-mail: hait@mail.ru).

АНОШИН Никита Максимович — старший преподаватель кафедры «Гидравлика». Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина (620062, Екатеринбург, Российская Федерация, ул. Мира, д. 19, e-mail: anoshin1988@gmail.com).

Information about the authors

SHCHERBA Viktor Evgenievich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Head of Hydromechanics and Transport Machines Department. Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: scherba_v_e@list.ru).

NOSOV Evgeny Yuryevich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Hydromechanics and Transport Machines. Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: nosovjon@mail.ru).

KHAIT Anatoliy Vilich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Hydromechanics and Transport Machines. Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: hait@mail.ru).

ANOSHIN Nikita Maksimovich — Senior Lecturer, Department of Hydraulics. Ural Federal University named after the first President of Russia B.N. Yeltsin (620062, Yekaterinburg, Russian Federation, Mir St., Bldg. 19, e-mail: anoshin1988@gmail.com).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Щерба В.Е., Носов Е.Ю., Хаит А.В., Аношин Н.М. Качественный анализ результатов экспериментальных исследований нагрева и охлаждения деталей цилиндропоршневой группы поршневого компрессора с регенеративным теплообменом. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2026, № 8, с. 92–104.

Please cite this article in English as:

Shcherba V.E., Nosov E.Yu., Khait A.V., Anoshin N.M. Qualitative analysis of the results of experimental studies of heating and cooling of parts of the cylinder-piston group of a piston compressor with regenerative heat exchange. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2026, no. 8, pp. 92–104.