

УДК 621.512

Методика расчета средней температуры стенок деталей цилиндропоршневой группы крейцкопфной поршневой гибридной энергетической машины объемного действия

В.Е. Щерба

Омский государственный технический университет

Methodology for calculating the average temperature of the walls of the cylinder-piston group of a crosshead piston hybrid volumetric power machine

V.E. Scherba

Omsk State Technical University

На основе уравнения теплового баланса разработана методика расчета средней температуры стенок деталей цилиндропоршневой группы крейцкопфной поршневой гибридной энергетической машины объемного действия. Для определения количества теплоты, отводимой от сжимаемого газа и подводимой к охлаждающей жидкости, использованы математические модели рабочих процессов поршневых компрессора и насоса. Рассмотрены особенности реализации решения интегрального уравнения теплового баланса. По результатам исследования установлено, что увеличение средней температуры стенок деталей цилиндропоршневой группы является незначительным (в пределах 2 К). Разработаны предложения по улучшению отвода теплоты из компрессорной секции и ее подвода к насосной секции.

EDN: YAJCNJ, <https://elibrary/yajcnj>

Ключевые слова: детали цилиндропоршневой группы, поршневой компрессор, поршневая гибридная энергетическая машина, средняя температура стенок

Based on the heat balance equation, a method for determining the average wall temperature of the cylinder-piston group components of a crosshead piston hybrid power machine has been developed. Mathematical models of the operating processes of a piston compressor and piston pump were used to determine the amount of heat removed from the compressed gas and the heat supplied to the coolant. The implementation features of the integral heat balance equation solution are discussed. The conducted research revealed that the increase in the average wall temperature of the cylinder-piston group is insignificant and within 2 K for the machine under study. Proposals for improving heat removal from the compressor section and the supply of this heat to the pump section have been developed.

EDN: YAJCNJ, <https://elibrary/yajcnj>

Keywords: cylinder-piston group components, piston compressor, piston hybrid power machine, average walls temperature

Совершенствование рабочих процессов поршневых компрессоров и насосов продолжает оставаться важной и актуальной задачей, так как они относятся к основным потребителям энергии и широко распространены в различных отраслях промышленности и быту [1–3]. Одним из основных путей повышения эффективности поршневого компрессора является улучшение процесса охлаждения деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ) приближением процесса сжатия к изотермическому [4, 5].

Кардинальным решением улучшения охлаждения деталей ЦПГ стало объединение компрессора и насоса в единый агрегат, получивший название поршневой гибридной энергетической машины объемного действия (ПГЭМОД) [6–9]. Главные достоинства такого объединения заключаются в улучшении охлаждения компримируемого газа (КГ), а также в сокращении или полной ликвидации утечек (перетечек) и мертвого пространства [6].

Охлаждение КГ в цилиндре поршневого компрессора осуществляют тремя основными видами [1]: теплопроводностью, конвекцией и лучистым теплообменом. Установлено, что наибольшее количество теплоты отводится с помощью конвективного теплообмена [1].

Согласно гипотезе Ньютона — Рихмана, элементарное количество теплоты, отводимой от КГ в рабочей камере (РК) поршневого компрессора, определяется выражением

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

где $\bar{\alpha}$ — средний коэффициент теплоотдачи на поверхности РК; F — площадь поверхности теплообмена РК; $\bar{T}_{\text{ст}}$ — средняя температура стенок поверхности РК; T — температура КГ; $d\tau$ — элементарное время.

Значительный вклад в определение поверхности теплообмена F и средней температуры поверхности деталей ЦПГ $\bar{T}_{\text{ст}}$ вносит площадь поверхности цилиндра. Площадь поверхности теплообмена РК

$$F = F_{\text{п}} + F_{\text{кл}} + F_{\text{ц}}, \quad (1)$$

где $F_{\text{п}}$, $F_{\text{кл}}$ и $F_{\text{ц}}$ — площадь поверхности днища поршня, клапанной плиты и цилиндра соответственно.

Так как $F_{\text{п}} \approx F_{\text{кл}}$, уравнение (1) принимает вид

$$F = 2F_{\text{п}} + F_{\text{ц}}.$$

В момент нахождения поршня в нижней мертвой точке (НМТ) становится справедливым соотношение

$$\frac{F_{\text{ц}}}{2F_{\text{п}}} = \frac{d(S_{\text{н}} + S_{\text{м}})}{d^2/2} = \frac{2(S_{\text{н}} + S_{\text{м}})}{d},$$

где d — диаметр цилиндра; $S_{\text{н}}$ — полный ход поршня; $S_{\text{м}}$ — линейный мертвый объем.

С учетом того, что у поршневого компрессора линейный мертвый объем $S_{\text{м}}$ находится в пределах 10 % полного хода поршня $S_{\text{н}}$, а величина $i = S_{\text{н}}/d$ — в диапазоне 1...2, можно записать

$$F_{\text{ц}}/(2F_{\text{п}}) = 2 \cdot 1,1 \cdot (1...2).$$

Таким образом, площадь поверхности цилиндра в НМТ примерно в 2,1–4,2 раза больше, чем суммарная площадь поверхностей поршня и клапанной плиты. В конце процесса сжатия величина $F_{\text{ц}}/(F_{\text{п}} + F_{\text{кл}})$ будет меньше. Однако анализ приведенных результатов позволяет заключить, что площадь поверхности цилиндра превышает суммарную площадь поверхностей поршня и клапанной плиты и оказывает (как и температура $\bar{T}_{\text{ц}}$) наибольшее влияние на среднюю температуру стенок деталей ЦПГ [1]:

$$\bar{T}_{\text{ст}} = \frac{\bar{T}_{\text{п}}F_{\text{п}} + \bar{T}_{\text{кл}}F_{\text{кл}} + \bar{T}_{\text{ц}}F_{\text{ц}}}{F_{\text{п}} + F_{\text{кл}} + F_{\text{ц}}},$$

где $\bar{T}_{\text{п}}$, $\bar{T}_{\text{кл}}$ и $\bar{T}_{\text{ц}}$ — средняя температура поверхности днища поршня, клапанной плиты и цилиндра соответственно.

Цель работы — определение средней температуры стенок деталей ЦПГ крейцкопфной ПГЭМОД и анализ влияния на нее давления нагнетания и частоты вращения коленчатого вала.

Теоретическое исследование. Для проведения теоретического исследования приняты следующие допущения:

- градиент температуры в продольном и поперечном направлениях цилиндра в каждый момент времени пренебрежимо мал, так как теплопроводность его материала весьма значительна;

- $\bar{T}_{\text{ст}} = \bar{T}_{\text{ц}}$, так как при нахождении средней температуры поверхности деталей ЦПГ компрессорной секции (КС) средняя температура поверхности цилиндра является определяющей, а средние температуры $\bar{T}_{\text{п}}$ и $\bar{T}_{\text{кл}}$ незначительно отличаются от $\bar{T}_{\text{ц}}$;

• рабочее тело — однородное и гомогенное — представляет собой континуум; рабочие процессы — равновесные и обратимые; КГ — идеальный, так как для определения термодинамических параметров в РК КС использована модель с сосредоточенными параметрами [1];

• температура охлаждающей жидкости (ОЖ) в насосной секции (НС) — постоянная величина [10, 11];

• поверхность цилиндра, относящаяся к насосной камере, представляет собой участок трубопровода постоянного сечения при стационарном движении ОЖ;

• ОЖ — несжимаемая, что обусловлено низким давлением нагнетания;

• всасывающий и нагнетательный клапаны НС открываются мгновенно и полностью в момент достижения соответствующих номинальных давлений всасывания и нагнетания;

• потери давления при всасывании и нагнетании в рабочей полости пренебрежимо малы;

• охлаждение рабочей полости КС осуществляется изменением теплопроводности не только цилиндра, но и поршня, т. е. теплота передается из КС в НС через стенку цилиндра и через теплоту поршня.

Для определения средней температуры стенок $\bar{T}_{ст}$ воспользуемся уравнением теплового баланса в интегральном виде

$$\oint dQ_K = \oint dQ_w + \oint dQ_{вн} + \oint dQ_{пу}, \quad (2)$$

где dQ_K — элементарное количество теплоты, подводимой к стенке цилиндра в КС; dQ_w — элементарное количество теплоты, отводимой от поверхности цилиндра в НС; $dQ_{вн}$ — элементарное количество теплоты, отводимой снаружи во внешнюю среду; $dQ_{пу}$ — элементарное количество теплоты, отводимой от стенок цилиндра жидкостью в поршневом уплотнении (ПУ).

Элементарное количество теплоты, подводимой к стенке цилиндра в КС, определяем как

$$dQ_K = \bar{\alpha}_K F_K (T_K - \bar{T}_{ст}) d\tau,$$

где $\bar{\alpha}_K$ — средний коэффициент теплоотдачи для всей теплообменной поверхности в рабочей полости КС; F_K — площадь поверхности теплообмена рабочей полости КС; T_K — температура КГ в КС; $d\tau$ — элементарное время.

Средний коэффициент теплоотдачи $\bar{\alpha}_K$ для математических моделей с сосредоточенными параметрами находят экспериментальным пу-

тем [1]. В настоящее время наибольшее распространение получило уравнение Прилуцкого — Фотина для поршневых компрессоров простого действия

$$Nu_K = A Re_K^x + B,$$

где Nu_K — число Нуссельта в КС; A , x , B — постоянные коэффициенты, определяемые экспериментальным путем; Re_K — число Рейнольдса в КС,

$$Re_K = \frac{v_n d}{\mu / \rho},$$

где v_n — скорость перемещения поршня; μ — динамическая вязкость КГ; ρ — плотность КГ; $\rho = p_K / RT_K$ (p_K — давление КГ; R — газовая постоянная).

Скорость перемещения поршня

$$v_n = \frac{S_h}{2} \omega \left(\sin \varphi_K + \frac{\lambda_r}{2} \sin 2\varphi_K \right),$$

где ω и φ_K — угловая скорость и угол поворота коленчатого вала; λ_r — отношение полного хода поршня к удвоенной длине шатуна, $\lambda_r = S_h / 2l$.

Площадь поверхности теплообмена рабочей полости КС

$$F_K = \pi d \left\{ \frac{S_h}{2} \left[(1 - \cos \varphi_K) + \frac{\lambda_r}{4} (1 - \cos 2\varphi_K) \right] + S_{м.к} \right\} + \frac{\pi d^2}{2},$$

где $S_{м.к}$ — линейный мертвый объем в КС.

Для определения значений давления и температуры воспользуемся системой дифференциальных уравнений, которая включает в себя первый закон термодинамики рабочего тела переменной массы, уравнение сохранения массы, уравнение состояния и уравнение динамики движения запорного органа:

$$\begin{cases} dU_K = dQ_K - p_K dV_K + \sum_{i=1}^{N_1} i_{ni} dM_{ni} - \sum_{i=1}^{N_2} i_{0i} dM_{0i}; \\ dM_K = \sum_{i=1}^{N_1} dM_{ni} - \sum_{i=1}^{N_2} dM_{0i}; \\ p_K = (k-1) U_K / V_K; \\ T_K = p_K V_K / (M_K R); \\ m_{пр} \frac{d^2 h}{d\tau^2} = \sum F_{i,з.к}, \end{cases} \quad (3)$$

где $dU_K = d(M_K C_v T_K)$ — элементарное изменение полной внутренней энергии КГ, M_K и

C_v — масса и удельная изохорная теплоемкость КГ; p_k — давление КГ; dV_k — элементарное изменение объема РК за время $d\tau$, $dV_k = F_{\Pi} V_{\Pi} d\tau$ (V_{Π} — объем поршня); i_{ni} и i_{oi} — удельные энтальпии КГ, поступающего в рабочую полость и удаляемого из нее; N_1 и N_2 — число источников для поступления КГ в рабочую полость и удаления из нее, $N_1 = 2$, $N_2 = 2$; dM_{ni} и dM_{oi} — массовые потоки КГ, поступающего в рабочую полость и удаляемого из нее; k — показатель адиабаты КГ; m_{Π} и h — приведенная масса запорного органа и текущая высота его подъема; $\sum F_{i3,k}$ — сумма сил, действующих на запорный орган самодействующего клапана.

Массовые потоки $dM_1, dM_2, dM_3, dM_4, dM_5, dM_6, dM_7, dM_8$ определяются на основании рекомендаций работы [1, 3].

Следует отметить, что при вычислении количества теплоты за цикл dQ_k его значение будет как больше нуля, так и меньше, т. е. теплота будет как подводиться, так и отводиться.

Элементарное количество теплоты, отводимой от поверхности цилиндра в НС, определяем как

$$dQ_w = \bar{\alpha}_w F_w (\bar{T}_{ct} - T_w) d\tau,$$

где $\bar{\alpha}_w$ — средний коэффициент теплоотдачи в НС; F_w — площадь теплообменной поверхности в НС; T_w — температура ОЖ.

Для нахождения коэффициента теплоотдачи между ОЖ и поверхностью цилиндра $\bar{\alpha}_w$ приняты следующие допущения:

- при турбулентном режиме течения потока присутствует начальный участок, при ламинарном — движение ОЖ является гидродинамически стабилизированным;
- при вычислении числа Рейнольдса в качестве определяющей выступает мгновенная скорость перемещения поршня.

Согласно рекомендациям работы [12], число Нуссельта определяется следующими выражениями:

- при турбулентном режиме течения потока

$$Nu_{wx} = 0,33 Re_w^{0,8} Pr_w^{0,43} (Pr_w / Pr_{ct})^{0,25} (x/d)^{0,1}; \quad (4)$$

- при ламинарном режиме течения потока

$$Nu_w = 3,66, \quad (5)$$

где Pr_w и Pr_{ct} — числа Прандтля при температурах T_w и $\bar{T}_{ct}$; x — размер начального участка,

$$x = S_{m,h} + S_h - \frac{S_h}{2} \left[(1 - \cos \varphi_k) + \frac{\lambda_r}{4} (1 - \cos 2\varphi_k) \right].$$

Число Прандтля

$$Pr_w = \frac{\mu_w c_{pw}}{\lambda_w},$$

где μ_w , c_{pw} и λ_w — динамическая вязкость, удельная теплоемкость и коэффициент теплопроводности ОЖ при температуре T_w ; при расчете числа Прандтля Pr_{ct} эти теплофизические свойства ОЖ соответствуют температуре $\bar{T}_{ct}$.

Площадь теплообменной поверхности в НС

$$F_w = \pi d \left\{ S_{m,h} + S_h - \frac{S_h}{2} \left[(1 - \cos \varphi_k) + \frac{\lambda_r}{4} (1 - \cos 2\varphi_k) \right] \right\} + \frac{\pi d^2}{4},$$

где $S_{m,h}$ — линейный мертвый объем в НС.

В отличие от элементарного количества теплоты dQ_k , величина dQ_w всегда должна иметь положительное значение, так как теплота от стенок должна отводиться ОЖ. При определении элементарного количества теплоты, отводимой ОЖ от стенок цилиндра в ПУ, dQ_{Π} , приняты следующие допущения:

- ПУ представляет собой концентричную щель;
- в зазоре ПУ постоянно находится ОЖ, движение которой осуществляется за счет перепада давления между НС и КС, а также за счет фрикционной компоненты от движения поршня;
- слой ОЖ, находящийся на поршне, не влияет на изменение термодинамических параметров в КС, и его высота является незначительной;
- охлаждение боковой поверхности поршня ОЖ, находящейся в зазоре, пренебрежимо мало.

При перемещении поршня из НМТ в верхнюю мертвую точку (ВМТ) ОЖ из КС, где протекают процессы сжатия и нагнетания, начинает поступать в рабочую полость НС, где происходит всасывание при давлении ОЖ $p_w = p_{wB}$.

В этом случае расход ОЖ через ПУ [13]

$$Q_{wy} = \frac{\pi d \delta^3}{12 \mu_w l_{\Pi}} (p_k - p_w) - \frac{1}{2} \pi d v_{\Pi} \delta,$$

а скорость течения ОЖ через ПУ

$$v_{wy} = \frac{Q_{wy}}{\pi d \delta}, \quad (6)$$

где δ — радиальный зазор в ПУ; l_{Π} — длина поршня.

При движении поршня от ВМТ и НМТ в КС происходят процессы обратного расширения и

всасывания, а в НС — нагнетание с давлением ОЖ $p_w = p_{wн}$.

В этом случае расход ОЖ через ПУ

$$Q_{wy} = \frac{\pi d \delta^3}{12 \mu_w l_{\pi}} |p_k - p_w| + \frac{1}{2} \pi d v_{\pi} \delta.$$

После определения скорости течения ОЖ в ПУ по формуле (6) получаем число Рейнольдса в ПУ

$$Re_{wy} = \frac{v_{wy} \delta}{\mu_w / \rho_w},$$

где ρ_w — плотность ОЖ.

Найдя число Рейнольдса, воспользуемся формулами (4) и (5) для вычисления числа Нуссельта с учетом поправки на начальный участок, определяемой выражением

$$(x/d) = (l_{\pi}/d).$$

Элементарное количество теплоты, отводимой от стенок цилиндра жидкостью в ПУ, вычисляем как

$$dQ_{\text{ПУ}} = \alpha_{wy} F_{wy} (\bar{T}_{\text{ст}} - T_w) d\tau.$$

Площадь поверхности теплообмена в ПУ

$$F_{wy} = \pi d l_{\pi}.$$

Элементарное количество теплоты, отводимой снаружи во внешнюю среду (атмосферу), определяем по выражению

$$dQ_{\text{вн}} = \alpha_{\text{вн}} F_{\text{вн}} (\bar{T}_{\text{ст}} - T_0) d\tau,$$

где $\alpha_{\text{вн}}$ — коэффициент теплоотдачи со стороны внешней среды; $F_{\text{вн}}$ — площадь внешней теплообменной поверхности цилиндра; T_0 — температура внешней среды.

Коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\text{вн}}$ зависит от типа охлаждающего теплоносителя, его скорости течения и направления обтекания [1, 12]. В рассматриваемом случае принимаем, что цилиндр и головка клапанной плиты охлаждаются воздухом без организации его принудительного движения. В этом случае коэффициент теплоотдачи со стороны внешней среды

$$\alpha_{\text{вн}} \rightarrow \alpha_{\text{мин}} [(0 \dots 1) \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})].$$

Площадь внешней теплообменной поверхности цилиндра

$$F_{\text{вн}} = \pi d_{\text{ц.вн}} l_{\text{ц}} + \frac{\pi d^2}{4}.$$

Здесь $d_{\text{ц.вн}}$ — внешний диаметр цилиндра; $l_{\text{ц}}$ — длина цилиндра, $l_{\text{ц}} = S_h + S_{\text{м.к}} + S_{\text{м.н}} + l_{\pi}$.

Особенности реализации разработанной методики. Выбираем диапазон изменения средней температуры стенок и находим шаг ее изменения

$$\Delta \bar{T}_{\text{ст}} = \frac{\bar{T}_{\text{ст.к}} - \bar{T}_{\text{ст.н}}}{N},$$

где $\bar{T}_{\text{ст.к}}$ и $\bar{T}_{\text{ст.н}}$ — конечное и начальное значения средней температуры стенок; N — число узлов разбивки.

Определяем среднюю температуру стенок

$$\bar{T}_{\text{ст}i} = \bar{T}_{\text{ст}i-1} + \Delta \bar{T}_{\text{ст}},$$

где i — текущий шаг определения средней температуры стенок деталей ЦПГ.

При этой средней температуре стенок моделируем рабочие процессы в КС и НС. Для решения системы дифференциальных уравнений (3) выбираем шаг $\Delta \varphi = 2\pi/72\,000$. Систему дифференциальных уравнений (3) записываем также для полостей всасывания и нагнетания. После прохождения одной итерации расчетов ($0 \leq \varphi \leq 2\pi$) сравниваем термодинамические параметры (давление и температуру) в начале и конце цикла в рабочей полости КС. Если разница начальных и конечных параметров p и T больше заданных значений ε_p и ε_T , то снова начинаем моделирование циклов рабочих процессов компрессора и насоса, используя в качестве начальных термодинамических параметров их конечные значения в цикле. Если же расхождение давлений и температур в начале и конце цикла меньше заданных значений ε_p и ε_T , то расчет прекращаем и находим невязку в уравнении (2)

$$F_{\text{и}} = \oint dQ_{\text{к}} - \oint dQ_{\text{w}} - \oint dQ_{\text{вн}} - \oint dQ_{\text{ПУ}}. \quad (7)$$

Значения составляющих уравнения (7) определяем из последующих итераций моделирования рабочих процессов. Число итераций расчета рабочих процессов при каждом значении $\bar{T}_{\text{ст}i}$ ограничиваем пятью.

После проведения расчетов во всем интервале изменения средней температуры стенок определяем наименьшее значение невязки $F_{\text{и}}$ и соответствующую ей температуру $\bar{T}_{\text{ст}i}$ принимаем за искомую величину. Следует отметить, что прямой перебор менее эффективен, чем известные численные методы решения нелинейных алгебраических уравнений (например, метод половинного деления или золотого сечения). Однако он будет эффективным, если ха-

рактор функции неизвестен (он может быть мультимодальным) [14].

Результаты и обсуждение. Выполнен расчет средней температуры стенок крейцкопфной ПГЭМОД (см. рисунок), имеющей следующие основные и геометрические параметры: диаметр поршня — 0,047 м; полный ход поршня — 0,038 м; линейное мертвое пространство в КС и НС — 0,0018 и 0,008 м соответственно; длина поршня — 0,06 м; радиальный зазор в ПУ — 0,000020 м; объемы полостей всасывания и нагнетания в КС — $3,1415 \cdot 10^{-6}$ м³; максимальный подъем запорного органа всасывающего и нагнетательного клапанов в КС — 0,0001 м; ширина прохода в их седле — 0,0128 м; жесткость пружин всасывающего и нагнетательного клапанов в КС — 300 и 599 Н/м соответственно; температура всасываемых газа и жидкости — 293 К; давление всасывания в КС и НС — 0,1 МПа; температура внешней среды — 293 К; коэффициент теплоотдачи со стороны внешней среды $\alpha_{\text{вн}} = 1$ Вт/(м²·К); давление нагнетания КГ — 0,5...1,0 МПа; частота вращения коленчатого вала $n = 500 \dots 1500$ мин⁻¹; КГ — воздух; ОЖ — вода; давление нагнетания НС — 0,4 МПа.

Результаты расчета средней температуры стенок при давлении нагнетания $p_n = 0,6$ МПа и различных значениях частоты вращения коленчатого вала приведены в табл. 1. Анализ полученных результатов позволяет заключить следующее:

- изменение средней температуры (нагрев) находится в пределах 2 К; это обусловлено тем, что в НС максимальный коэффициент теплоотдачи примерно в 100 раз больше, чем в КС; на части процесса сжатия и всего процесса нагнетания температура КГ в КС превышает $\bar{T}_{\text{ст}}$, а на части процесса обратного расширения процес-

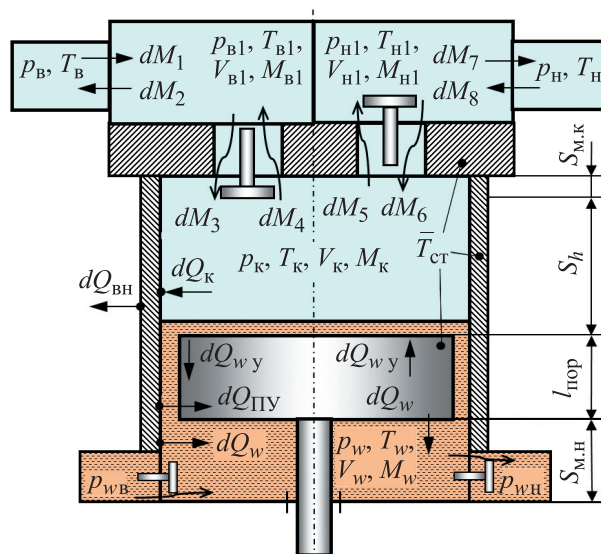


Схема расчета средней температуры стенок крейцкопфной ПГЭМОД

са всасывания ее значение меньше, чем $\bar{T}_{\text{ст}}$, что приводит к охлаждению температуры стенок цилиндра; в НС температура ОЖ всегда меньше $\bar{T}_{\text{ст}}$, благодаря чему обеспечивается отвод теплоты во всех процессах цикла насоса;

- основное количество теплоты отводится в НС, где на отношение $\oint dQ_w / \oint dQ_k$ приходится 97...99 %, а на остальной отвод теплоты — 1...3 %;

- малый отвод теплоты в ПУ (отношение $\oint dQ_{\text{пу}} / \oint dQ_k = 1,438 \dots 0,910$ %) обусловлен низким коэффициентом теплоотдачи в ПУ (вследствие малой скорости течения ОЖ) за счет разных направлений напорного и фрикционного течений ОЖ;

- относительная величина внешнего отвода теплоты $\oint dQ_{\text{вн}} / \oint dQ_k$ весьма незначительна (менее 0,7 %);

- с увеличением частоты вращения коленчатого вала уменьшается количество теплоты

Таблица 1

Результаты расчета средней температуры стенок крейцкопфной ПГЭМОД при давлении нагнетания $p_n = 0,6$ МПа и различных значениях частоты вращения коленчатого вала

n , мин ⁻¹	$\bar{T}_{\text{ст}}$, К	$\oint dQ_k$, Дж	$\oint dQ_{\text{вн}}$, Дж	$\oint dQ_{\text{пу}}$, Дж	$\oint dQ_w$, Дж	$\frac{\oint dQ_w}{\oint dQ_k}$	$\frac{\oint dQ_{\text{пу}}}{\oint dQ_k}$	$\frac{\oint dQ_{\text{вн}}}{\oint dQ_k}$	$F_{\text{и}}$
500	294,40	7,240	0,0530	0,1040	7,134	0,9850	0,01438	0,00730	0,0488
700	294,35	6,450	0,0365	0,0825	6,435	0,9974	0,01270	0,00565	0,1020
900	294,40	6,368	0,0294	0,0736	6,351	0,9972	0,01155	0,00462	0,0852
1100	294,35	5,923	0,0232	0,0627	5,880	0,9934	0,01060	0,03910	0,0469
1500	294,40	5,890	0,0177	0,0536	5,737	0,9730	0,00909	0,00299	0,0902

Таблица 2

Результаты определения средней температуры стенок крейцкопфной ПГЭМОД при частоте вращения $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ и различных значениях давления нагнетания в КС

p_n , МПа	$\bar{T}_{ст}$, К	$\oint dQ_k$, Дж	$\oint dQ_{вн}$, Дж	$\oint dQ_{пу}$, Дж	$\oint dQ_w$, Дж	$\frac{\oint dQ_w}{\oint dQ_k}$	$\frac{\oint dQ_{пу}}{\oint dQ_k}$	$\frac{\oint dQ_{вн}}{\oint dQ_k}$	F_n
0,5	294,20	5,517	0,0226	0,0594	5,330	0,9650	0,01076	0,00410	0,1070
0,7	294,45	6,643	0,0273	0,0712	6,440	0,9697	0,01072	0,00412	0,1020
0,8	294,55	7,690	0,0293	0,0760	6,880	0,9711	0,01070	0,00413	0,0994
0,9	294,65	7,490	0,0312	0,0807	7,334	0,9790	0,01079	0,00417	0,0390
1,0	294,75	7,810	0,0331	0,0856	7,780	0,9950	0,01090	0,00423	0,0825

$\oint dQ_k$, что почти не сказывается на средней температуре стенок; абсолютные значения $\oint dQ_w$, $\oint dQ_{пу}$ и $\oint dQ_{вн}$ также снижаются;

- невязка F_n не превышает 0,102 Дж, что в относительном выражении $F_n / \oint dQ_k$ составляет около 1,5 %.

Результаты определения средней температуры стенок крейцкопфной ПГЭМОД при частоте вращения $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ и различных значениях давления нагнетания в КС p_n приведены в табл. 2.

Анализ данных, приведенных в табл. 2, позволяет заключить следующее:

- с повышением давления нагнетания в КС увеличивается средняя температура стенок деталей ЦПГ, что обусловлено возрастанием количества выделяемой теплоты с ростом отношения давления нагнетания к давлению всасывания; средняя температура стенок возрастает с 294,2 (при $p_n = 0,5 \text{ МПа}$) до 294,75 К (при $p_n = 1,0 \text{ МПа}$), т. е. повышается на 0,55 К, что составляет примерно 40 % увеличения температуры стенок при $p_n = 0,5 \text{ МПа}$; количество отводимой теплоты возрастает с 5,517 до 7,810 Дж;

- количество отводимой теплоты в ПУ увеличивается с 0,0594 до 0,0856 Дж (причины незначительного роста $\oint dQ_{пу}$ описаны выше);

- величина внешнего отвода теплоты повышается с 0,0226 до 0,0331 Дж, что обусловлено увеличением средней температуры стенок деталей ЦПГ.

Предложения по усовершенствованию конструкции крейцкопфной ПГЭМОД. Как уже указывалось, приняты допущения о том, что теплопроводность материала очень велика и градиент температур в продольном направлении пренебрежимо мал. Однако в действительности верхняя часть деталей ЦПГ, где осу-

ществляется компримирование газа, безусловно нагрета значительно сильнее, чем нижняя. Чтобы обеспечить интенсивное охлаждение верхней части и цилиндра, и клапанной плиты КС, необходимо организовать тепловые мосты вдоль образующей цилиндра (от нижней части к верхней). Этого можно достигнуть следующими путями:

- изготовлением цилиндра из материала с высокой теплопроводностью, например из меди, однако это весьма дорого и непрактично; использование же упрочненного алюминия или его сплавов в качестве материала цилиндра может обеспечить достаточно высокую теплопроводность вдоль его образующей;

- изготовлением внутри стенок цилиндра теплового моста, в качестве которого могут выступать цилиндрические пластины из материала с высокой теплопроводностью или организация внутри стенок цилиндра тепловой трубы;

- чтобы обеспечить передачу теплоты из КС в НС через поршень, его необходимо выполнять из материалов с высокой теплопроводностью (из упрочненного алюминия или его сплавов).

Выводы

1. На основе уравнения теплового баланса разработана методика определения средней температуры стенок деталей ЦПГ крейцкопфной ПГЭМОД. Для определения количества теплоты, отводимой от КГ и подводимой к ОЖ, создана математическая модель рабочих процессов крейцкопфной ПГЭМОД.

2. По результатам исследования установлено, что увеличение средней температуры стенок ЦПГ является незначительным (в пределах 2 К).

3. Разработаны предложения по улучшению отвода теплоты из КС и ее подвода к НС.

Литература

- [1] Пластинин П.И. *Поршневые компрессоры*. Т. 1. *Теория и расчет*. Москва, Колос, 2000. 456 с.
- [2] Френкель М.И. *Поршневые компрессоры*. Москва, Машиностроение, 1969. 744 с.
- [3] Фотин Б.С., ред., Пирумов И.Б., Прилуцкий И.К. и др. *Поршневые компрессоры*. Ленинград, Машиностроение, 1987. 372 с.
- [4] Щерба В.Е. *Рабочие процессы компрессоров объемного действия*. Москва, Наука, 2008. 318 с.
- [5] Щерба В.Е., Болштынский А.П., Шалай В.В. и др. *Насос-компрессоры*. Москва, Машиностроение, 2013. 367 с.
- [6] 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>
- [7] Щерба В.Е., Шалай В.В., Кондюрин А.Ю. и др. Разработка и исследование экспериментального образца поршневой гибридной энергетической машины. *Вестник машиностроения*, 2019, № 8, с. 12–17.
- [8] Shcherba V.E., Shalai V.V., Nosov E.Yu. et al. Comparative analysis of results of experimental studies of piston hybrid energy-generating machine with smooth and stepped slot seals. *Chem. Petrol. Eng.*, 2018, vol. 54, no. 7-8, pp. 499–506, doi: <http://doi.org/10.1007/s10556-018-0508-x>
- [9] Shcherba V.E., Shalai V.V., Tegzhanov A.S. et al. Generalized comparative analysis of cross-head-free and crosshead schemes of piston hybrid power machines. *J. Mech. Sci. Technol.*, 2020, vol. 34, no. 12, pp. 5093–5107, doi: <http://doi.org/10.1007/s12206-020-1113-4>
- [10] Shcherba V.E. Calculation and analysis of compression and expansion in a piston hybrid power machine with regenerative heat exchange in pump mode. *Heat Mass Transfer*, 2023, vol. 60, no. 2, pp. 395–404, doi: <http://doi.org/10.1007/s00231-023-03435-y>
- [11] Shcherba V.E. Calculation and analysis of discharge and suction processes in a positive displacement hybrid reciprocating power machine with regenerative heat exchange. *Chem. Petrol. Eng.*, 2023, vol. 59, no. 5–6, pp. 498–510, doi: <http://doi.org/10.1007/s10556-024-01267-z>
- [12] Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. *Теплопередача*. Москва, Энергия, 1975. 488 с.
- [13] Куколевский И.И., Подвиз Л.Г. *Сборник задач по машиностроительной гидравлике*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 447 с.
- [14] Демидович Б.П., Марон И.А., Шувалова Э.З. *Численные методы анализа*. Москва, Наука, 1967. 368 с.

References

- [1] Plastinin P.I. *Porshnevye kompressory*. T. 1. *Teoriya i raschet* [Piston compressors. Vol. 1. Theory and calculations]. Moscow, Kolos Publ., 2000. 456 p. (In Russ.).
- [2] Frenkel M.I. *Porshnevye kompressory* [Piston compressors]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1969. 744 p. (In Russ.).
- [3] Fotin B.S., red., Pirumov I.B., Prilutskiy I.K. et al. *Porshnevye kompressory* [Piston compressors]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1987. 372 p. (In Russ.).
- [4] Shcherba V.E. *Rabochie protsessy kompressorov obemnogo deystviya* [Operating processes of positive displacement compressors]. Moscow, Nauka Publ., 2008. 318 p. (In Russ.).
- [5] Shcherba V.E., Bolshtyanskiy A.P., Shalay V.V. et al. *Nasos-kompressory* [Pump-compressors]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2013. 367 p. (In Russ.).
- [6] 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>
- [7] Shcherba V.E., Shalay V.V., Kondyurin A.Yu. et al. Development and research of an experimental sample of a piston hybrid energy machine. *Vestnik mashinostroeniya*, 2019, no. 8, pp. 12–17. (In Russ.).

- [8] Shcherba V.E., Shalai V.V., Nosov E.Yu. et al. Comparative analysis of results of experimental studies of piston hybrid energy-generating machine with smooth and stepped slot seals. *Chem. Petrol. Eng.*, 2018, vol. 54, no. 7-8, pp. 499–506, doi: <http://doi.org/10.1007/s10556-018-0508-x>
- [9] Shcherba V.E., Shalai V.V., Tegzhanov A.S. et al. Generalized comparative analysis of cross-head-free and crosshead schemes of piston hybrid power machines. *J. Mech. Sci. Technol.*, 2020, vol. 34, no. 12, pp. 5093–5107, doi: <http://doi.org/10.1007/s12206-020-1113-4>
- [10] Shcherba V.E. Calculation and analysis of compression and expansion in a piston hybrid power machine with regenerative heat exchange in pump mode. *Heat Mass Transfer*, 2023, vol. 60, no. 2, pp. 395–404, doi: <http://doi.org/10.1007/s00231-023-03435-y>
- [11] Shcherba V.E. Calculation and analysis of discharge and suction processes in a positive displacement hybrid reciprocating power machine with regenerative heat exchange. *Chem. Petrol. Eng.*, 2023, vol. 59, no. 5–6, pp. 498–510, doi: <http://doi.org/10.1007/s10556-024-01267-z>
- [12] Isachenko V.P., Osipova V.A., Sukomel A.S. *Teploperedacha* [Heat transfer]. Moscow, Energiya Publ., 1975. 488 p. (In Russ.).
- [13] Kukolevskiy I.I., Podviz L.G. *Sbornik zadach po mashinostroitel'noy gidravlike* [Collection of problems on mechanical engineering hydraulics]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2002. 447 p. (In Russ.).
- [14] Demidovich B.P., Maron I.A., Shuvalova E.Z. *Chislennyye metody analiza* [Numerical analysis methods]. Moscow, Nauka Publ., 1967. 368 p. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 21.11.2025

Информация об авторе

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).

Information about the author

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

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Щерба В.Е. Методика расчета средней температуры стенок деталей цилиндропоршневой группы крейцкопфной поршневой гибридной энергетической машины объемного действия. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2026, № 6, с. 96–104.

Please cite this article in English as:

Scherba V.E. Methodology for calculating the average temperature of the walls of the cylinder-piston group of a crosshead piston hybrid volumetric power machine. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2026, no. 6, pp. 96–104.