

УДК 621.512

Рабочие процессы и динамика движения жидкостного поршня в идеальном поршневом компрессоре с активным жидкостным поршнем при изотермическом сжатии газа*

В.Е. Щерба

Омский государственный технический университет

Working processes and dynamics of the liquid piston motion in an ideal piston compressor with a liquid active piston during isothermal compression of gas

V.E. Shcherba

Omsk State Technical University

Основываясь на ранее разработанной концептуальной модели поршневого компрессора с активным жидкостным поршнем и используя законы сохранения энергии, массы, движения и уравнение состояния, разработана математическая модель рабочих процессов, позволяющая определять изменение термодинамических параметров сжимаемого газа и охлаждающей жидкости, а также динамические характеристики (перемещение и скорость) активного жидкостного поршня. Анализ результатов численного эксперимента по разработанной математической модели показал, что процесс сжатия можно разделить на следующие три части: организация процесса для изотермического сжатия (которая составляет примерно 7,2 % всего процесса), изотермический процесс сжатия (75,0 %); неадиабатический процесс сжатия (так как высота слоя охлаждающей жидкости над поршнем остается постоянной и равной величине мертвого пространства). Процесс сжатия протекает со скоростью, равной скорости движения механического поршня при постоянной высоте слоя охлаждающей жидкости над поршнем, что позволяет вытеснить полностью сжимаемый газ из рабочей камеры. При всасывании высота этого слоя уменьшается от величины мертвого пространства до нуля, что позволяет к концу процесса заполнить весь объем рабочей камеры. Для организации подачи охлаждающей жидкости в рабочую камеру необходимо использовать подпоршневое пространство, где давление должно меняться по соответствующему закону, чтобы обеспечивать динамику жидкостного поршня. Изменение температуры охлаждающей жидкости в рабочей камере пренебрежимо мало, вследствие чего при практических расчетах им можно пренебречь.

EDN: XKVVIIH, <https://elibrary/xkvvih>

Ключевые слова: поршневой компрессор, активный жидкостный поршень, изотермическое сжатие, движение жидкостного поршня

Based on a previously developed conceptual model of a reciprocating compressor with a liquid-actuated piston and utilizing the fundamental laws of conservation of energy, mass, and motion, as well as the equation of state, a mathematical model of the compressor's operating

* Исследование выполнено за счет средств гранта Российского научного фонда № 26-19-20001 и гранта Омской области.

processes has been developed. This model allows for determining changes in the thermodynamic parameters of the compressed gas and coolant, as well as the dynamics (displacement and velocity) of the liquid-actuated piston. A numerical experiment using the developed mathematical model revealed that the entire compression process can be divided into three parts: the first section, which organizes the process for isothermal compression, accounts for approximately 7.2% of the total compression process; the second section, the isothermal compression process, accounts for 75%; and the third section, the non-isothermal compression process, since the height of the liquid piston remains constant and equal to the dead space. The compression process proceeds at a speed equal to the speed of the mechanical piston and a constant height of the liquid piston, allowing for the complete displacement of the compressed gas from the working chamber. During the suction process, the height of the liquid piston decreases from the dead space to 0, allowing the entire volume of the working chamber to be filled by the end of the suction process. To supply liquid to the working chamber, it is necessary to use a sub-piston space, in which the pressure must change according to the appropriate law to ensure the dynamics of the liquid piston. The change in coolant temperature in the working chamber is negligible and can be ignored for practical calculations.

EDN: XKVVIH, <https://elibrary/xkvvih>

Keywords: piston compressor, active liquid piston, isothermal compression, liquid piston motion

Стремление повысить индикаторный изотермический коэффициент полезного действия и коэффициент подачи поршневого компрессора (ПК) заставляет исследователей и разработчиков постоянно искать новые пути [1–4]. Преодоление основных причин низкой термодинамической эффективности ПК связано с введением охлаждающей жидкости (ОЖ) в его рабочую камеру (РК) [5–8].

В настоящее время широко выпускаются компрессоры объемного действия с наличием смазочно-охлаждающей жидкости в РК. К ним можно отнести следующие компрессоры: винтовые маслозаполненные водокольцевые роторные с катящимся ротором и поршневые со впрыском ОЖ. Эти гидромашины имеют такие недостатки, как значительные затраты на диспергирование и отделение смазочно-охлаждающей жидкости. Для их устранения разрабатываются и внедряются ПК, в которых ОЖ подается в РК без диспергирования. К этим машинам относятся ПК с активным жидкостным поршнем (далее АЖП) [9, 10] и поршневые гибридные энергетические машины объемного действия, объединяющие в себе поршневые насос и компрессор [11–15].

Проведем расчет рабочих процессов идеального ПК с АЖП в соответствии с основными концепциями рабочих процессов, изложенными ранее.

Теория. При математическом моделировании рабочих процессов ПК используют три основ-

ных подхода [1]. Первый основан на использовании политропной зависимости для описания процессов сжатия и расширения и упрощенной схематизации процессов всасывания и нагнетания. Во втором подходе строят математические модели с сосредоточенными параметрами, т. е. значения термодинамических параметров (давления и температуры) принимают одинаковыми по всему объему РК. В третьем подходе создают математические модели с распределенными параметрами, т. е. рассчитывают распределение давления, температуры и скорости сжимаемого газа (СГ) по всему объему РК. Учитывая, что модели с сосредоточенными параметрами достаточно просты в реализации, опираются на богатый экспериментальный материал и обеспечивают хорошую точность, их применение предпочтительнее, что и предопределило их использование в данной работе.

В основу математической модели второго уровня для ПК, сжимающего газ механическим поршнем (МП), положены уравнение сохранения энергии в форме первого закона термодинамики для открытой термодинамической системы, уравнение сохранения массы, уравнение изменения объема, уравнение состояния и уравнение динамики движения запорного органа самодействующего клапана. С учетом того, что в рассматриваемом ПК присутствует АЖП, эта система уравнений должна быть дополнена уравнениями сохранения энергии и массы.

Тогда систему уравнений можно записать в следующем виде:

$$dU = dQ - dL + \sum_{i=1}^{N_1} i_{\pi i} dM_{\pi i} - \sum_{i=1}^{N_2} i_{0i} dM_{0i}; \quad (1)$$

$$dM = \sum_{i=1}^{N_1} dM_{\pi i} - \sum_{i=1}^{N_2} dM_{0i}; \quad (2)$$

$$dV_{\text{мех}} = \frac{S_h}{2} \omega \left(\sin \varphi + \frac{\lambda_r}{2} \sin 2\varphi \right) f_{\pi} d\tau; \quad (3)$$

$$p = (k-1)U/V; \quad (4)$$

$$T = pV/(MR); \quad (5)$$

$$m_{\text{пр}} \frac{d^2 h}{d\tau^2} = \sum_{i=1}^{N_3} F_i; \quad (6)$$

$$dU_w = -dQ_w + \sum_{i=1}^{N_4} i_{\pi wi} dM_{\pi wi} - \sum_{i=1}^{N_5} i_{0 wi} dM_{0 wi}; \quad (7)$$

$$dM_w = \sum_{i=1}^{N_4} dM_{\pi wi} - \sum_{i=1}^{N_5} dM_{0 wi}, \quad (8)$$

где U и U_w — полная внутренняя энергия СГ и ОЖ в РК; dQ — элементарное количество теплоты, отводимой от СГ к поверхностям стенок и ОЖ; dL — элементарная контурная работа сжатия газа; N_1 и N_2 — число источников присоединяемой и отделяемой массы СГ; $i_{\pi i}$ — удельная энтальпия присоединяемого СГ; $dM_{\pi i}$ и dM_{0i} — элементарные присоединяемые и отделяемые массы СГ; i_{0i} — удельная энтальпия СГ в РК; $dV_{\text{мех}}$ — элементарное изменение объема РК вследствие движения МП; S_h — полный ход МП; ω и φ — угловая скорость и угол поворота коленчатого вала; λ_r — отношение хода МП к удвоенной длине шатуна; f_{π} — площадь МП; $d\tau$ — элементарное время, $d\tau = d\varphi/\omega$; k — показатель адиабаты; V , T , p и M — объем, температура, давление и масса СГ соответственно; R — газовая постоянная; $m_{\text{пр}}$ и h — приведенная масса и текущая высота подъема запорного органа; N_3 — число сил, действующих на запорный элемент самодействующего клапана; N_4 и N_5 — число источников для подводимой ОЖ к РК и отводимой ОЖ из РК; $\sum F_i$ — сумма сил, действующих на запорный орган, включая силу давления газа, силу упругости пружины, силу трения и силу веса; dQ_w — элементарное количество теплоты, подводимой к АЖП; $i_{\pi wi}$ и $i_{0 wi}$ — удельные энтальпии присоединяемой и отделяемой ОЖ; $dM_{\pi wi}$ и

$dM_{0 wi}$ — элементарные присоединяемые и отделяемые массы ОЖ.

Последовательно рассмотрим процессы цикла идеального ПК с АЖП, используя систему уравнений (1)–(8).

Процесс сжатия. Так как этот процесс протекает при постоянной массе СГ, уравнения (2) и (6) становятся неактуальными. Уравнение первого закона термодинамики (1) приобретает следующий вид:

$$dU = dQ - dL. \quad (9)$$

Здесь

$$dQ = dQ_c + dQ_{wc} + dQ_{кл}, \quad (10)$$

где dQ_c — элементарное количество теплоты, отводимой от поверхности цилиндра к СГ; dQ_{wc} — элементарное количество теплоты, отводимое от СГ к слою ОЖ над МП; $dQ_{кл}$ — элементарное количество теплоты, отводимой от поверхности клапанной плиты к СГ.

В выражении (10):

$$dQ_c = \bar{\alpha} \pi d (S - h_w) (\bar{T}_{\text{ст.с}} - T) d\tau;$$

$$dQ_{wc} = \bar{\alpha} f_{\pi} (T_w - T) d\tau;$$

$$dQ_{кл} = \bar{\alpha} f_{\pi} (\bar{T}_{\text{ст.к}} - T) d\tau,$$

где $\bar{\alpha}$ — осредненный по поверхности РК мгновенный коэффициент теплоотдачи; d — диаметр цилиндра; S — текущий ход МП; h_w — высота слоя ОЖ над МП (далее высота слоя ОЖ); $\bar{T}_{\text{ст.с}}$ и $\bar{T}_{\text{ст.к}}$ — средние температуры поверхности цилиндра и клапанной плиты.

Текущий ход МП

$$S = S_m + \frac{S_h}{2} \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda_r}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right],$$

где S_m — величина мертвого пространства.

Согласно формуле Прилуцкого — Фотина, осредненный по поверхности РК одноступенчатого ПК простого действия коэффициент теплоотдачи при определяющем значении конвективного теплообмена вычисляется как [1, 4]

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

Здесь λ — коэффициент теплопроводности СГ; A, B, x — постоянные коэффициенты; Re — число Рейнольдса,

$$Re = \frac{v_{\text{сум}} d}{\mu/\rho},$$

где $v_{\text{сум}}$ — суммарная скорость движения МП и АЖП (далее суммарная скорость движения поршней); μ и ρ — динамическая вязкость и плотность СГ.

Суммарная скорость движения поршней

$$v_{\text{сум}} = v_w + v_{\text{мех}},$$

где v_w и $v_{\text{мех}}$ — скорости движения АЖП и МП,

$$v_{\text{мех}} = \left| \frac{S_h}{2} \left(\sin \varphi + \frac{\lambda_r}{2} \sin 2\varphi \right) \right|.$$

Используя уравнение (8), запишем выражения для определения скорости движения АЖП и величины элементарного изменения слоя ОЖ над МП

$$v_w = \frac{\sum_{i=1}^{N_4} dM_{\pi \text{ wi}} - \sum_{i=1}^{N_5} dM_{\text{o wi}}}{f_{\pi} \rho_w d\tau} = \frac{dM_{1w} - dM_{2w}}{f_{\pi} \rho_w d\tau};$$

$$dh_w = \frac{dM_{1w} - dM_{2w}}{f_{\pi} \rho_w},$$

где ρ_w — плотность ОЖ; dM_{1w} и dM_{2w} — элементарные массы ОЖ, поступающей в рабочую полость из подпоршневого пространства и удаляемой из нее.

Если скорость движения АЖП v_w положительная, т. е. $v_{\text{сум}} > v_{\text{мех}}$, то величина $dM_{1w} > 0$, а величина $dM_{2w} = 0$. Если же она отрицательная ($v_{\text{сум}} < v_{\text{мех}}$), то величина $dM_{2w} > 0$, а величина $dM_{1w} = 0$.

При наличии АЖП элементарная контурная работа сжатия газа имеет вид

$$dL = p dV = p f_{\pi} v_{\text{сум}} d\tau. \quad (11)$$

На основании уравнения (7) температура АЖП T_w определяется следующими выражениями:

- при $v_w > 0$

$$dT_w = \frac{-dQ_w + C_w (T_{w \text{ в}} - T_w) dM_{1w}}{C_w M_w};$$

- при $v_w < 0$

$$dT_w = \frac{-dQ_w}{C_w M_w}, \quad (12)$$

где C_w — удельная массовая теплоемкость ОЖ; $T_{w \text{ в}}$ — температура подводимой ОЖ.

Процесс сжатия можно разбить на два характерных участка.

Первый участок характеризуется тем, что на нем происходит повышение температуры СГ до температуры стенок, а затем до температуры изотермического процесса сжатия

$$T_{\text{из}} = \bar{T}_{\text{ст}} + \Delta T_{\text{из}} = T_1 + \Delta \bar{T}_{\text{ст}} + \Delta T_{\text{из}},$$

где $\Delta T_{\text{из}}$ — разность между температурами СГ и поверхности РК при изотермическом процессе сжатия; T_1 — температура СГ в начале процесса сжатия; $\Delta \bar{T}_{\text{ст}}$ — разность между температурами поверхности РК и СГ в начале процесса сжатия.

На первой части первого участка, когда $T \leq \bar{T}_{\text{ст}}$, происходит гиперадиабатическое сжатие СГ с показателем политропы $n > k$. Этот участок необходимо проходить с максимальной высокой скоростью $v_{\text{сум}} = v_{\text{max}}$. Учитывая, что нем скорость движения МП $v_{\text{мех}}$ минимальная, скорость движения АЖП v_w должна иметь максимальное значение, что достигается значительной подачей ОЖ из подпоршневой полости ($dM_{1w} \rightarrow \max$). Тогда dL будет иметь высокое значение, как и dQ , что позволяет заключить, что $dU \rightarrow \max$.

На второй части первого участка величина dQ меняет знак, но для более быстрого изотермического процесса сжатия также необходимо, чтобы $v_{\text{сум}} = v_{\text{max}}$, а величина $dU \rightarrow \max$.

Таким образом, на первом участке процесса сжатия необходимо обеспечивать при каждом угле поворота коленчатого вала максимум величины dU , которая, по сути, является невязкой между подводимой работой процесса и отводимой теплотой.

Второй участок характеризуется изотермическим сжатием СГ при температуре $T_{\text{из}}$. Скорость движения поршня определяется из условия

$$dQ = dL. \quad (13)$$

На первой части второго участка величина $v_{\text{сум}}$, определенная путем решения уравнения (13), будет превышать величину $v_{\text{мех}}$, что приведет к тому, что скорость движения АЖП $v_w > 0$, а высота слоя ОЖ над МП будет увеличиваться.

На второй части второго участка величина dL возрастает, следовательно, скорость $v_{\text{сум}}$ должна падать, а величина $v_{\text{мех}}$ повышаться. В определенной точке будет наблюдаться ра-

венство $v_{\text{сум}} = v_{\text{мех}}$, а затем $v_{\text{сум}} < v_{\text{мех}}$ и величина v_w станет меньше нуля.

При $v_w < 0$ будет снижаться слой ОЖ над МП за счет величины dM_{2w} . В зависимости от давления нагнетания могут наблюдаться различные варианты. При его низком значении уменьшение слоя ОЖ над МП h_w будет не так велико, и в начале процесса нагнетания величина h_w будет больше или равна величине приведенного линейного мертвого пространства S_m .

При высоком давлении нагнетания величина h_w станет равной или меньшей величины S_m , вследствие чего для повышения производительности ПК и уменьшения охлаждения поверхности стенок цилиндра РК в идеальном ПК, необходимо зафиксировать величину h_w , т. е. сделать ее равной S_m . Тогда $dM_{1w} = dM_{2w} = 0$.

Дальнейшее сжатие газа будет проводить МП, верхняя часть которого является слоем ОЖ, вследствие чего $v_{\text{сум}} = v_{\text{мех}}$ и $v_w = 0$. В этом случае расчет процесса сжатия будет основан на решении уравнений (9)–(12), а также других уравнений, раскрывающих содержание их составляющих. С дальнейшим сжатием газа до давления нагнетания p_n происходит увеличение температуры СГ при неизменных массах СГ и ОЖ, т. е. будет выполняться условие $h_w = S_m$.

Процесс нагнетания. Этот процесс протекает при переменной массе нагнетаемого газа, поэтому для его расчета воспользуемся системой уравнений (1)–(5). Принимаем допущение о том, что нагнетательный клапан открывается мгновенно и полностью, уравнение динамики самодействующего клапана (8) не использовано. Рассмотрим два принципиально важных случая.

Первый случай: высота слоя ОЖ в начале процесса нагнетания больше величины приведенного линейного мертвого пространства ($h_w > S_m$). Тогда для эффективной и экономичной работы ПК необходимо, чтобы к концу процесса нагнетания $h_w = S_m$. При таком условии объемный коэффициент λ_o равен единице и отсутствует выброс ОЖ в линию нагнетания, что уменьшает потери давления и работы в процессе нагнетания и исключает затраты на отделение ОЖ от СГ. В общем случае можно обеспечить любой закон уменьшения величины h_w до S_m . Наиболее эффективным будет тот, который приведет к минимизации потерь дав-

ления Δp_n и потерь работы ΔA_n в процессе нагнетания.

Принимаем в первом приближении линейный закон изменения h_w и массы ОЖ в РК в процессе нагнетания. Тогда скорость движения АЖП

$$v_w = \frac{(h_w - S_m)}{(2\pi - \varphi_n)} \omega = \text{const}, \quad (14)$$

где φ_n — угол поворота коленчатого вала, соответствующий началу процесса нагнетания.

С учетом выражения (14) суммарная скорость движения поршней

$$v_{\text{сум}} = v_{\text{мех}}(\varphi) - v_w.$$

В конце процесса нагнетания величины $v_{\text{сум}} = v_{\text{мех}} = v_w = 0$.

Текущая высота слоя ОЖ

$$h_{wi+1} = h_{wi} - v_w \frac{\Delta\varphi}{\omega},$$

где h_{wi+1} и h_{wi} — высота слоя ОЖ в момент времени τ_{i+1} и τ_i соответственно; $\Delta\varphi$ — шаг интегрирования.

Согласно рекомендациям работы [1], расход СГ через нагнетательный клапан определяется выражением

$$dM = dM_o = \alpha_{\text{щ.н}} f_{\text{щ.н}} \varepsilon_{\text{р.н}} \sqrt{2\rho(p - p_n)} \frac{d\varphi}{\omega},$$

где $\alpha_{\text{щ.н}}$ — коэффициент расхода нагнетательного клапана (являющийся функцией отношения высоты подъема запорного органа к ширине прохода в седле и определяемый для каждого типа клапана экспериментальным путем); $f_{\text{щ.н}}$ — площадь прохода в щели нагнетательного клапана; $\varepsilon_{\text{р.н}}$ — коэффициент расширения потока при нагнетании,

$$\varepsilon_{\text{р.н}} = 1 - 0,3 \frac{p - p_n}{p}.$$

Второй случай: высота слоя ОЖ остается в течение всего процесса нагнетания постоянной и равной S_m . Тогда $v_w = 0$ в течение всего процесса $v_{\text{сум}} = v_{\text{мех}}$ и $h_w = S_m$. Температура, объем, давление и масса СГ будем определять по ранее рассмотренным формулам, а температуру ОЖ — по формуле (12).

Процесс всасывания. Процесс всасывания в идеальном ПК начинается сразу при движении МП от верхней мертвой точки (ВМТ) к ниж-

ней (НМТ), так как мертвое пространство заполнено ОЖ.

Всасывающий клапан мгновенно открывается, и СГ начинает поступать в рабочую полость, а ОЖ из рабочей полости — через уплотнение в подпоршневое пространство. Закон изменения объема ОЖ в процессе всасывания в РК должен быть такой, чтобы минимизировать потери работы в процессе всасывания, т. е. аналогично процессу нагнетания.

Как и для процесса нагнетания, принимаем в первом приближении постоянными скорость изменения объема и высоты слоя ОЖ:

$$v_w = \frac{S_m}{\pi/\omega}; \quad dh_w = v_w d\tau.$$

В этом случае суммарная скорость движения поршней

$$v_{\text{сум}} = v_{\text{мех}} + v_w.$$

Первый закон термодинамики и уравнение сохранения массы для процесса всасывания запишем как

$$dU = dQ - p dV + i_{\text{вс}} dM_{\text{вс}};$$

$$dM = dM_{\text{вс}}.$$

Здесь $i_{\text{вс}}$ — энтальпия всасываемого газа, $i_{\text{вс}} = C_p T_{\text{вс}}$ (C_p и $T_{\text{вс}}$ — удельная изохорная теплоемкость и температура всасываемого газа); dV — изменение объема рабочей полости; $dV = v_{\text{сум}} f_{\text{п}} d\tau$;

$$dM_{\text{вс}} = \alpha_{\text{ш.вс}} f_{\text{ш.вс}} \epsilon_{\text{р.вс}} \sqrt{2\rho_{\text{вс}} (p_{\text{вс}} - p)} d\tau,$$

где $\alpha_{\text{ш.вс}}$ — коэффициент расхода всасывающего клапана; $f_{\text{ш.вс}}$ — площадь прохода в его щели; $p_{\text{вс}}$ и $\rho_{\text{вс}}$ — давление и плотность всасывающего клапана; $\epsilon_{\text{р.вс}}$ — коэффициент расширения в процессе всасывания,

$$\epsilon_{\text{р.вс}} = 1 - 0,3 \frac{p_{\text{вс}} - p}{p_{\text{вс}}}.$$

Уравнение динамики движения запорного органа всасывающего клапана, как и нагнетательного, остается неволевым в силу принятых допущений, а температура ОЖ определяется из уравнения (12). В конце процесса всасывания $v_{\text{мех}} = v_w = v_{\text{сум}} = 0$ и СГ заполняет весь рабочий объем и все мертвое пространство.

Определение изменения давления в подпоршневой полости. С учетом напорного и фрикционного движений элементарный массо-

вый расход ОЖ через концентричную щель вычисляется как

$$dM_w = \rho_w \left(\frac{\pi d \delta^3}{12 \mu_w L_{\text{п}}} |p_w - p| \pm \frac{1}{2} \pi d \delta v_{\text{мех}} \right) d\tau,$$

где δ — радиальный зазор между МП и цилиндром; μ_w — динамическая вязкость ОЖ; $L_{\text{п}}$ — длина МП; p_w — давление ОЖ под МП.

Давление ОЖ под МП определяется следующими выражениями:

• при $dM_w = dM_{1w}$ (при движении ОЖ в рабочую полость)

$$p_w = p + \frac{\frac{dM_{1w}}{d\tau} \pm B_1}{A_1};$$

• при $dM_w = dM_{2w}$ (при движении ОЖ из рабочей полости в подпоршневую)

$$p_w = p - \frac{\frac{dM_{2w}}{d\tau} \mp B_1}{A_1},$$

где знак «+» соответствует движению поршня из НМТ в ВМТ, а знак «-» — из ВМТ в НМТ;

$$A_1 = \frac{\pi d \delta^3}{12 \mu_w L_{\text{п}}}; \quad B_1 = \frac{1}{2} \pi d \delta |v_{\text{мех}}|.$$

Результаты и обсуждение. В качестве объекта исследования выбран одноступенчатый ПК с АЖП, имеющий следующие основные конструктивные и эксплуатационные параметры: диаметр МП — 0,047 м; полный ход МП — 0,038; величина приведенного линейного мертвого пространства — 0,05; отношение полного хода МП к удвоенной длине шатуна — 0,2; радиальный зазор между МП и цилиндром — 0,000050 м; длина МП — 0,06 м; температура ОЖ, подаваемой в РК, — 283 К; температура всасываемого газа — 293 К; средняя температура стенок деталей цилиндропоршневой группы — 310 К; температура изотермического сжатия газа — 330 К; давление всасывания — 0,1 МПа; давление нагнетания — 0,3 МПа; частота вращения коленчатого вала — 500 мин⁻¹; площадь щели всасывающего клапана — 40,2·10⁻⁶ м²; площадь щели нагнетательного клапана — 40,2·10⁻⁶ м². В качестве рабочих тел выступали воздух и вода. Принципиальная схема идеального ПК с АЖП приведена на рис. 1.

Результаты расчета показаны на рис. 2–4. Выполним анализ рабочих процессов и динамики

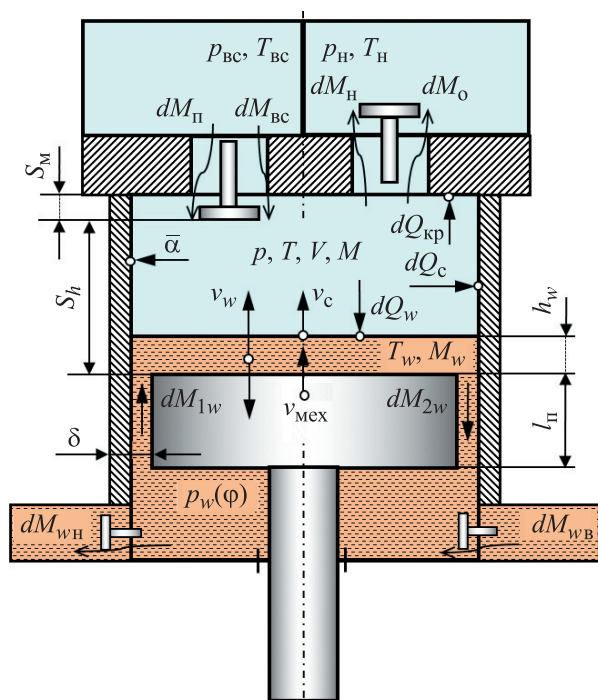


Рис. 1. Принципиальная схема идеального ПК с АЖП

движения АЖП. Начнем с точки 1 (НМТ), где $p = p_{bc}$, $T = T_{bc}$ и $h_w = 0$ (см. рис. 2 и 4). На участке 1–2 происходит сжатие газа до температуры изотермического процесса сжатия $T_{из} = 330$ К ($\Delta T_{из} = 20$ К) с начальной суммарной скоростью движения поршней $v_{сум}$, которая ограничена 5,0 м/с и складывается из скорости движения МП, равной в точке 2 $v_{мех} = 0,104$ м/с, и скорости движения АЖП $v_w = 4,86$ м/с. Давление СГ в точке 2 $p_2 \approx 0,154$ МПа, а угол поворота колен-

чатого вала $\phi_2 \approx 3,27$ рад. На этом участке происходит резкое повышение давления и температуры за счет максимальной скорости $v_{сум}$, $\Delta\phi_1 = \phi_2 - \phi_1 = 0,13$ рад, что составляет 7,2 % общей продолжительности процесса сжатия.

На участке 1–2 наблюдается увеличение высоты слоя ОЖ от 0 до 0,0105 м, что составляет примерно 28 % полного хода МП S_h (см. рис. 4).

В точке 2 начинается изотермическое сжатие газа, которое продолжается до точки 3 и сопровождается почти линейным повышением давления СГ. На участке 2–2' скорость движения АЖП v_w падает с максимального значения до нуля. Высота слоя ОЖ h_w возрастает. Этот участок продолжается до $\phi_2' = 3,51$ рад, т. е. его величина составляет 0,24 рад. После точки 2' скорость v_w становится отрицательной, что приводит к уменьшению высоты слоя ОЖ с 0,0110 до 0,0019 м, т. е. до величины приведенного линейного мертвого пространства.

Дальнейшее уменьшение высоты слоя ОЖ h_w представляется нецелесообразным, вследствие чего $v_w = 0$ и $v_{сум} = v_{мех}$, а сжатие газа на участке 3–4 происходит не изотермически с повышением температуры СГ до 360,4 К. Таким образом, на участке 3–4 сжатие газа наблюдается с высоты ОЖ $h_w = S_m = \text{const}$ при скорости движения МП $v_{мех} \approx 1$ м/с (см. рис. 3). Продолжительность участка $\Delta\phi_3 = \phi_4 - \phi_3 = 0,33$ рад. Давление СГ на участке 3–4 повышается до $p_n = 0,3$ МПа. Таким образом, в процессе сжатия участок изотермического сжатия 1–2–3–4 составляет 74,5 %, а участок 1–2 и 3–4 — 7,20 и 18,23 % соответственно.

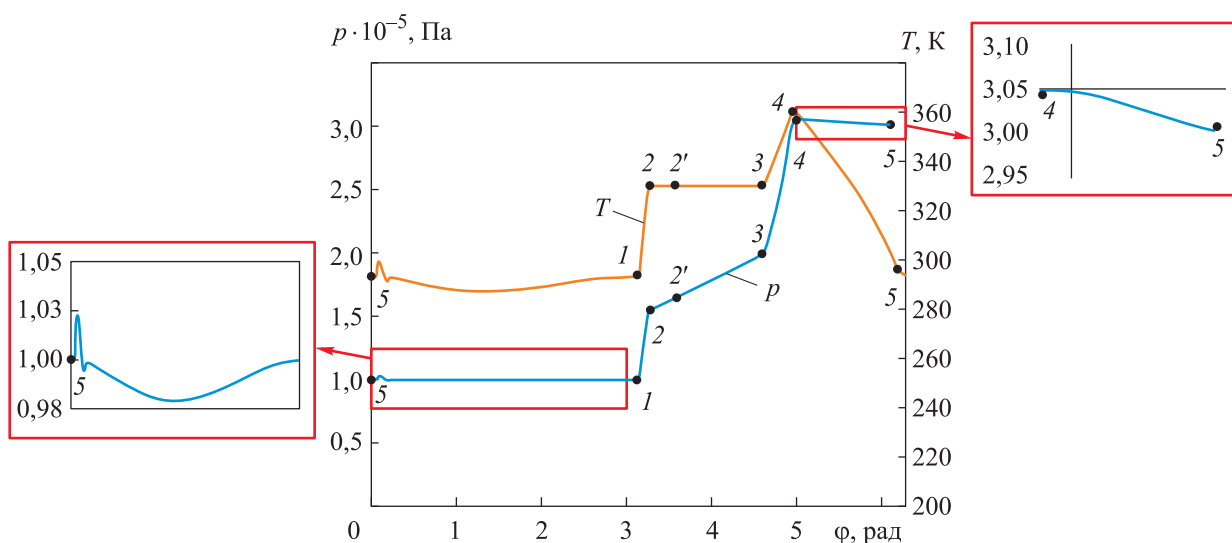


Рис. 2. Зависимости давления p и температуры T СГ от угла поворота коленчатого вала ϕ

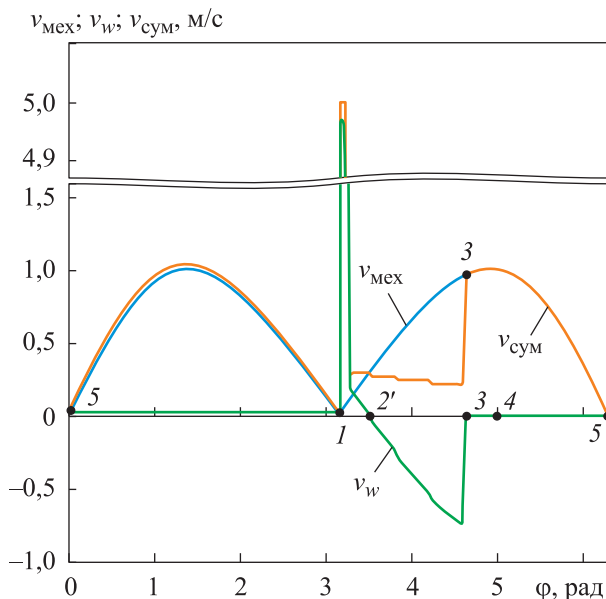


Рис. 3. Зависимости суммарной скорости движения поршней $v_{\text{сум}}$ и скоростей движения МП $v_{\text{мех}}$ и АЖП v_w от угла поворота коленчатого вала φ

Давление в подпоршневой полости p_w на участке 1–2' должно быть максимальным, что обеспечивается большим количеством подаваемой в подпоршневую полость ОЖ $dM_{w\text{в}}$ при количестве отводимой из подпоршневой полости ОЖ $dM_{w\text{н}} = 0$. На участке 2'–3 давление ОЖ p_w должно быть ниже, чем давление p для обеспечения $v_w < 0$ и уменьшения высоты слоя ОЖ h_w , что достигается увеличением $dM_{w\text{н}}$ при снижении величины $dM_{w\text{в}}$.

На участке 3–4 давление ОЖ $p_w = p$, чего можно достигнуть величиной $dM_{w\text{в}}$ ($dM_{w\text{н}} > 0$) при $dM_{w\text{н}} = 0$. Чтобы увеличить участок изотермического сжатия 2–3, необходимо обеспечить на участке 1–2 быструю подачу ОЖ в РК путем повышения суммарной скорости движения поршней $v_{\text{сум}}$ при увеличении радиального зазора δ . Тогда участок 2'–3 станет длиннее, а участок 3–4 — короче.

В процессе нагнетания на участке 4–5 наблюдается незначительное повышение давления в силу принятых допущений, его максимальное значение $p = 0,304705$ МПа при $\varphi = 5,06$ рад. Температура СГ уменьшается с 360,4 до 293,0 К в конце процесса нагнетания. На протяжении всего процесса нагнетания высота слоя ОЖ $h_w = S_m$, скорость движения АЖП $v_w = 0$, а величина $v_{\text{сум}} = v_{\text{мех}}$. Данные условия обеспечивают равенство $p_w = p$.

В процессе всасывания давление СГ сначала падает до 0,097944 Па при $\varphi = 1,3525$ рад, а затем

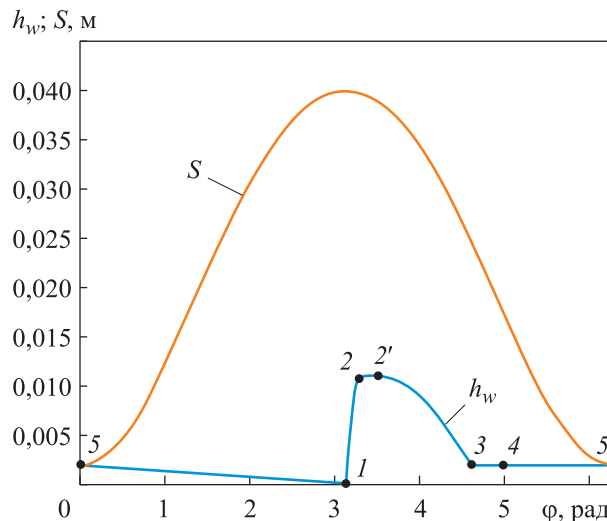


Рис. 4. Зависимости перемещения МП S и высоты слоя ОЖ h_w от угла поворота коленчатого вала φ

возрастает до $p = p_{\text{вс}}$ при $\varphi = \pi$. Температура СГ также снижается до 286,89 К при $\varphi = 1,3525$ рад, а затем увеличивается $T_{\text{вс}} = 293$ К при $\varphi = \pi$. Высота слоя ОЖ линейно уменьшается с $h_w = S_m$ до нуля с постоянной скоростью $v_w = 0,0316$ м/с.

Чтобы ОЖ вытекала в процессе всасывания из рабочей полости в подпоршневое пространство, необходимо обеспечить условие $p_w < p$ в течение всего процесса. Так как величина $v_w = \text{const}$, характер изменения суммарной скорости движения поршней $v_{\text{сум}}$ будет аналогичен таковому скорости $v_{\text{мех}}$.

Следует отметить, что температура ОЖ T_w на протяжении всего цикла ПК изменяется незначительно, и ее максимальный нагрев составляет 0,3 К в конце процесса всасывания, так как масса ОЖ становится весьма малой.

Выводы

1. Основываясь на ранее разработанной концептуальной модели ПК с АЖП и используя основные законы сохранения энергии, массы, движения и уравнение состояния, разработана математическая модель рабочих процессов этого компрессора, позволяющая определять изменение термодинамических параметров СГ и ОЖ, а также динамику (перемещение и скорость) АЖП.

2. Анализ результатов численного эксперимента по разработанной математической модели выявил следующее:

- первый участок процесса сжатия, где происходит увеличение температуры СГ до температуры изотермического сжатия, которая должна превышать среднюю температуру стенок и ОЖ, весьма мал по углу поворота коленчатого вала и составляет примерно 7,2 % общего процесса сжатия; давление в РК достигает 0,154 МПа; высота слоя ОЖ увеличивается от 0 до 0,0105 м, что составляет примерно 28 % полного хода МП;

- с началом изотермического сжатия суммарная скорость движения поршней падает, а скорость движения МП увеличивается, скорость движения АЖП уменьшается (температура изотермического сжатия — 330 К); при достижении скоростью движения АЖП нуля высота слоя ОЖ начинает снижаться до значения, равного величине мертвого пространства; дальнейшее уменьшение этой высоты является нецелесообразным, и сжатие ОЖ на третьем участке процесса сжатия будет происходить не изотермически; изотермическое сжатие газа составляет примерно 75 % общего процесса сжатия;

- на третьем участке процесса сжатия происходит рост давления до давления нагнетания (0,3 МПа), при этом температура СГ увеличивается

до 360,4 К; относительная величина третьего участка оставляет 18,23 % общего процесса сжатия, изотермический и не изотермический процессы сжатия — примерно 75 и 25 % соответственно;

- в процессе нагнетания давление незначительно увеличивается, затем падает до номинального, а температура уменьшается с 360,4 до 293,0 К; высота слоя ОЖ остается постоянной и скорость движения АЖП равна нулю, т. е. сжатие газа осуществляется со скоростью движения МП;

- в процессе всасывания происходит линейное уменьшение высоты ОЖ от величины приведенного линейного мертвого пространства до нуля с постоянной скоростью, равной 0,0316 м/с; давление и температура достигают минимальных значений на угле поворота коленчатого вала $\varphi = 1,3525$ рад.

3. Для организации подачи ОЖ в РК необходимо использовать подпоршневое пространство, где давление должно меняться по соответствующему закону, чтобы обеспечивать динамику АЖП.

4. Изменение температуры ОЖ в РК пренебрежимо мало, вследствие чего при практических расчетах им можно пренебречь.

Литература

- [1] Пластинин П.И. *Поршневые компрессоры*. Т. 1. *Теория и расчет*. Москва, Колос, 2006. 456 с.
- [2] Щерба В.Е. *Рабочие процессы компрессоров объемного действия*. Москва, Наука, 2008. 319 с.
- [3] Щерба В.Е., Болштянский А.П., Шалай В.В. и др. *Насос-компрессоры*. Москва, Машиностроение, 2013. 367 с.
- [4] Фотин Б.С., ред. *Поршневые компрессоры*. Ленинград, Машиностроение, 1987. 372 с.
- [5] Сакун И.А. *Винтовые компрессоры*. Ленинград, Машиностроение, 1970. 400 с.
- [6] 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, опублик. 27.12.2021.
- [7] Воропай П.И. Эффективный способ охлаждения воздуха в поршневых компрессорах. *Промышленная энергетика*, 1963, № 12, с. 24–29.
- [8] Щерба В.Е., Ходорева Е.В., Болштянский А.П. *Способ работы поршневого компрессора с регенеративным охлаждением и устройство для его осуществления*. Патент РФ 2801766. Заявл. 14.10.2022, опублик. 15.08.2023.
- [9] Jin Y., Guo Y., Zhang S. et al. Study on the dynamic characteristics of the free piston in the ionic liquid compressor for hydrogen refuelling stations by the fluid-structure interaction modelling. *Int. J. Hydrog. Energy*, 2023, vol. 48, no. 6, pp. 25410–25422, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2023.03.202>
- [10] Guo Y., Wang Q., Liu X. et al. Numerical analysis of the dynamic two-phase flow behaviour in the ionic liquid compressor for hydrogen refuelling stations. *Appl. Therm. Eng.*, 2023, vol. 219-B, art. 119607, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.119607>

- [11] 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>
- [12] Shcherba V.E., Shalai V.V., Kostyukov V.N. et al. A mathematical model of the working processes of a hybrid power displacement piston machine with profiled groove seal. *Chem. Petrol. Eng.*, 2018, vol. 54, no. 5–6, pp. 335–344, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-018-0484-1>
- [13] Щерба В.Е., Тегжанов А.С., Болштынский А.П. Математическая модель рабочих процессов сжатия и нагнетания в бескрейцкопфной поршневой гибридной энергетической машине при значительном отношении номинальных давлений нагнетания в компрессорной и насосной секциях. *Вестник машиностроения*, 2020, № 9, с. 10–15.
- [14] Shcherba V.E., Shalai V.V., Tegzhanov A.S. et al. Generalized comparative analysis of crosshead-free and crosshead schemes of piston hybrid power machines. *J. Mech. Sci. Technol.*, 2020, vol. 34, no. 12, pp. 5093–5107, doi: <https://doi.org/10.1007/s12206-020-1113-4>
- [15] Щерба В.Е., Носов Е.Ю., Тегжанов А.С. и др. Экспериментальное исследование бескрейцкопфной поршневой гибридной энергетической машины объемного действия с интенсивным охлаждением компримируемого газа. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2019, № 10, с. 78–85, doi: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2019-10-78-85>

References

- [1] Platinin P.I. *Porshnevyye kompressory*. T. 1. *Teoriya i raschet* [Piston compressors. Vol. 1. Theory and calculation]. Moscow, Kolos Publ., 2006. 456 p. (In Russ.).
- [2] Shcherba V.E. *Rabochie protsessy kompressorov obemnogo deystviya* [Positive displacement compressors]. Moscow, Nauka Publ., 2008. 319 p. (In Russ.).
- [3] Shcherba V.E., Bolshtyanskiy A.P., Shalay V.V. et al. *Nasos-kompressory* [Pump-compressors]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 2013. 367 p. (In Russ.).
- [4] Fotin B.S., ed. *Porshnevyye kompressory* [Piston compressors]. Leningrad, Mashinostroyeniye Publ., 1987. 372 p. (In Russ.).
- [5] Sakun I.A. *Vintovyye kompressory* [Screw compressors]. Leningrad, Mashinostroyeniye Publ., 1970. 400 p. (In Russ.).
- [6] 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.).
- [7] Voropay P.I. Effective way of air cooling in reciprocating compressors. *Promyshlennaya energetika*, 1963, no. 12, pp. 24–29. (In Russ.).
- [8] Shcherba V.E., Khodoreva E.V., Bolshtyanskiy A.P. *Method of operation of reciprocating compressor with regenerative cooling and device for its implementation*. Patent RU 2801766. Appl. 14.10.2022, publ. 15.08.2023. (In Russ.).
- [9] Jin Y., Guo Y., Zhang S. et al. Study on the dynamic characteristics of the free piston in the ionic liquid compressor for hydrogen refuelling stations by the fluid-structure interaction modelling. *Int. J. Hydrog. Energy*, 2023, vol. 48, no. 6, pp. 25410–25422, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2023.03.202>
- [10] Guo Y., Wang Q., Liu X. et al. Numerical analysis of the dynamic two-phase flow behaviour in the ionic liquid compressor for hydrogen refuelling stations. *Appl. Therm. Eng.*, 2023, vol. 219-B, art. 119607, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.119607>
- [11] 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>
- [12] Shcherba V.E., Shalai V.V., Kostyukov V.N. et al. A mathematical model of the working processes of a hybrid power displacement piston machine with profiled groove seal. *Chem. Petrol. Eng.*, 2018, vol. 54, no. 5–6, pp. 335–344, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-018-0484-1>

- [13] Shcherba V.E., Tegzhanov A.S., Bolshtyanskiy A.P. Mathematical model of compression and injection working processes in a cross-free piston hybrid energy machine with a significant ratio of nominal suction pressures in the compressor and pump sections. *Vestnik mashinostroeniya*, 2020, no. 9, pp. 10–15. (In Russ.).
- [14] 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: <https://doi.org/10.1007/s12206-020-1113-4>
- [15] Shcherba V.E., Nosov E.Yu., Tegzhanov A.S. et al. An experimental study of a crossheadless piston hybrid power positive displacement machine with intensive cooling of the compressed gas. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroyeniye* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2019, no. 10, pp. 78–85, doi: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2019-10-78-85> (in Russ.).

Статья поступила в редакцию 27.06.2026

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 Evgen'yevich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Head of Hydromechanics and Transport Machines Department. 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. Рабочие процессы и динамика движения жидкостного поршня в идеальном поршневом компрессоре с активным жидкостным поршнем при изотермическом сжатии газа. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2026, № 9, с. 86–96.

Please cite this article in English as:

Shcherba V.E. Working processes and dynamics of the liquid piston motion in an ideal piston compressor with a liquid active piston during isothermal compression of gas. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2026, no. 9, pp. 86–96.



Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана предлагает читателям монографию «Применение цифровых технологий промышленной логистики на примере нефтеперерабатывающих заводов»

Авторы: М.Н. Захаров, А.С. Саркисов

Рассмотрены основные вопросы использования цифровых технологий в задачах планирования нефтепереработки. Теоретический материал иллюстрируется примерами, связанными с работой нефтеперерабатывающих заводов.

Для студентов, обучающихся по инженерно-экономическим специальностям, и специалистов, участвующих в планировании капитальных вложений, подготовке финансовых и инвестиционных решений в области топливно-энергетического комплекса.

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; <https://press.bmstu.ru>