УДК 621.512

Концептуальная модель и анализ эффективности и экономичности идеального поршневого компрессора с активным жидкостным поршнем для изотермического сжатия газа*

В.Е. Щерба

Омский государственный технический университет

Conceptual model and analysis of the efficiency and cost effectiveness of an ideal reciprocating compressor with an active liquid piston for isothermal gas compression

V.E. Shcherba

Omsk State Technical University

Выполнен анализ способов и конструкций поршневых компрессоров, применяемых для эффективного сжатия газа. Установлено, что наличие слоя жидкости над механическим поршнем позволяет решить не только проблему ее охлаждения, но и уплотнения рабочей камеры и сокращения мертвого объема вплоть до нуля. Для повышения эффективности поршневого компрессора предложено использовать активный (управляемый) поршень, обеспечивающий изменение объема рабочей камеры по закону, близкому для изотермического сжатия газа. Разработана концептуальная модель поршневого компрессора с управляемым жидкостным поршнем в рамках принятых допущений, описана динамика изменения слоя жидкости над поршнем. После разработки концептуальной модели и анализа динамики движения жидкости в рабочей камере показано, что в идеальном поршневом компрессоре с жидкостным активным поршнем коэффициент подачи может быть больше единицы. С помощью метода разделения потерь производительности установлена связь между относительным мертвым пространством и коэффициентами подогрева и дросселирования для обеспечения коэффициента подачи равным единице и более. На основе раскрытых физических особенностей протекания процесса сжатия газа, а также динамики движения жидкости при всасывании и нагнетании, получено выражение для определения индикаторного изотермического коэффициента полезного действия.

EDN: LPZWXL, https://elibrary/lpzwxl

Ключевые слова: поршневой компрессор, жидкостный активный поршень, концептуальная модель, динамика движения жидкости, индикаторный изотермический КПД, коэффициент подачи

After analyzing existing methods and designs currently used for efficient gas compression, it was found that using a liquid layer above a mechanical piston solves not only the cooling

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

problem but also seals the working chamber and reduces dead volume to zero. To improve the efficiency of such a compressor, it is proposed to use an active (controlled) piston, which allows for changes in the compressor's working chamber volume according to a law similar to that of isothermal gas compression. This paper develops a conceptual model of a reciprocating compressor with a controlled liquid piston within the accepted assumptions and describes the dynamics of changes in the liquid layer above the piston. After developing the conceptual model and analyzing the dynamics of fluid movement in the working chamber, it is shown that in an ideal piston compressor with a liquid active piston, the delivery ratio can be greater than 1. Using the efficiency loss separation method, a relationship is established between the relative dead volume and the heating and throttling factors to ensure a delivery ratio of 1 or greater. Based on the disclosure of the physical characteristics of the gas compression process, as well as the dynamics of fluid movement in the suction and injection processes, an expression for determining the indicated isothermal efficiency was obtained.

EDN: LPZWXL, https://elibrary/lpzwxl

Keywords: reciprocating compressor, liquid active piston, conceptual model, working processes, dynamics of fluid movement, indicated isothermal efficiency, delivery coefficient

В условиях энергетического кризиса, который переживает мировая экономика, повышение эффективности поршневых компрессоров (ПК) — одних из самых крупных потребителей вырабатываемой энергии — является важной и актуальной задачей даже при незначительном увеличении их коэффициента полезного действия (КПД, 1…2 %) и производительности (3…5 %).

Существует достаточно много путей повышения эффективности ПК, включая совершенствование проточной части самодействующих клапанов, привода и т. д. Однако улучшение охлаждения компримируемого газа (КГ) является основным направлением, позволяющим увеличить индикаторный изотермический КПД и коэффициент подачи. Затраты технической работы на компримирование газа при степени повышения давления в ступени $\pi = 5$ и выше уменьшаются на 20 % и более. Коэффициент подачи при выполнении изотермического сжатия газа возрастает на 10…15 %. В связи с этим во всем мире происходит интенсивное исследование изотермического сжатия газа в ПК.

Анализ литературы позволил выявить следующие направления совершенствования процесса охлаждения КГ:

• разработка принципиально новых схем ПК, объединяющих их с поршневыми насосами в один агрегат — поршневую гибридную энергетическую машину объемного действия [1–8]; такая машина позволяет одновременно подавать газ и жидкость потребителям, осуществлять «бесплатное» охлаждение деталей цилиндропоршневой группы, почти полностью ликвидировать утечки, перетечки в поршневом уплотнении и мертвое пространство, а также значительно улучшает массогабаритные показатели [9, 10];

• внедрение новых видов передачи теплоты в рабочей полости ПК; предложен и исследован ПК с регенеративным теплообменом [11–13]; выполнено сравнение охлаждения деталей цилиндропоршневой группы с помощью регенеративного и рекуперативного (водяного) теплообмена [14], показавшее, что первый гораздо эффективнее второго за счет более интенсивного охлаждения днища поршня;

• использование жидкостного поршня в виде слоя охлаждающей жидкости (ОЖ) над поршнем и для непосредственного компримирования газа; первый способ широко применяют для сжатия водорода до высоких давлений многоступенчатых ПК [15–17], второй — в системах накапливания и хранения энергии [18, 19].

Одним из самых перспективных способов охлаждения КГ и деталей цилиндропоршневой группы является создание слоя ОЖ над механическим поршнем. Применение этого способа обеспечивает достаточно высокую скорость сжатия газа, ликвидирует утечки в поршневом уплотнении, уменьшает или ликвидирует мертвое пространство. Кроме того, слой ОЖ над механическим поршнем позволяет интенсивно охлаждать не только его днище, но и внутреннюю поверхность цилиндра, и поверхность клапанной плиты.

К недостаткам такой конструкции относится сложность обеспечения изотермического про-

цесса сжатия, что обусловлено синусоидальным законом изменения скорости перемещения поршня по углу поворота коленчатого вала, что не соответствует той скорости, которая необходима для обеспечения изотермического процесса сжатия.

В связи с этим введем понятие управляемого (активного) поршня, состоящего из механической компоненты и переменного слоя ОЖ над поршнем. Изменяя высоту ОЖ над поршнем, можно достичь соответствия суммарной скорости изменения газового объема в рабочей полости ПК изотермической скорости сжатия.

Цель работы — рассмотрение концептуальной (описательной) модели идеального ПК с жидкостным активным поршнем для изотермического сжатия газа и анализ его эффективности и экономичности.

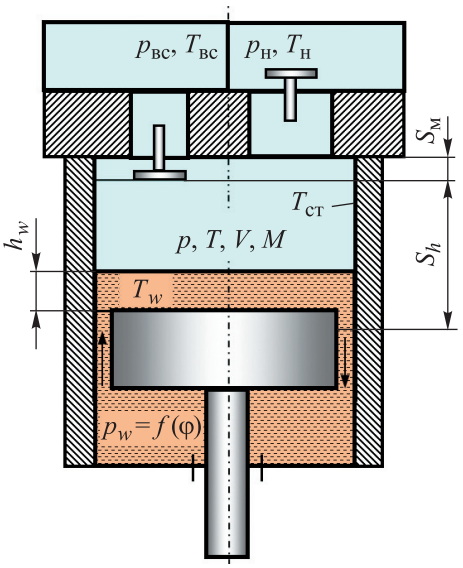


Рис. 1. Схема идеального ПК с жидкостным активным поршнем

Концептуальная модель идеального ПК с жидкостным активным поршнем. В основу разрабатываемой концептуальной модели положены следующие допущения:

• подача ОЖ в рабочую камеру (РК) ПК осуществляется из подпоршневой полости, так как другой способ усложняет этот процесс, ухудшает охлаждение поршня и увеличивает вероятность утечек и перетечек через поршневое уплотнение;

• слой ОЖ над поршнем в каждый момент времени имеет постоянную толщину по всей поверхности механического поршня;

• КГ не содержит жидкость и ее пары;

• ОЖ в цилиндре не претерпевает фазовых переходов первого рода (испарение и конденсация);

• поршневое уплотнение — концентричная щель, постоянно заполненная ОЖ;

• всасывающий и нагнетательный клапаны при достижении соответствующих номинальных давлений открываются мгновенно и полностью;

• КГ — воздух, который подчиняется законам идеального газа, ОЖ — вода без растворенного в ней воздуха;

• для расчета теплообмена между КГ и поверхностью стенок РК использована средняя температура стенок РК и ОЖ.

Рассмотрим процессы, происходящие в идеальном ПК с активным жидкостным поршнем. Заменим понятие «активный» синонимом «управляемый», предполагая, что высотой слоя ОЖ над поршнем, а значит, и полной скоростью перемещения поршня можно управлять. При натекании ОЖ над поршнем его абсолютная скорость растет, а при перемещении ОЖ из РК в подпоршневую — падает.

Таким образом, меняя давление в подпоршневой полости, можно регулировать абсолютную скорость поршня, его перемещение и, соответственно, закон изменения объема. Схема идеального ПК с жидкостным активным поршнем приведена на рис. 1, где p, T, V и M — давление, температура, объем и масса КГ в РК соответственно; $p_{вс}$, $p_н$ и $T_{вс}$, $T_н$ — давления и температуры КГ при всасывании и нагнетании соответственно; p_w — давление ОЖ в подпоршневой полости; $T_{ст}$ — температура стенки.

Процесс сжатия. В начале этого процесса предполагаем, что ОЖ в РК отсутствует и высота слоя ОЖ над поршнем равна нулю, а КГ заполняет все пространство РК, включая рабочий V_h и мертвый $V_м$ объемы.

В большинстве случаев средняя температура стенок РК $\overline{T}_{ст}$ больше, чем у всасываемого газа $T_{вс}$, а температура ОЖ меньше или равна температуре $T_{вс}$.

Схематизированная индикаторная диаграмма идеального ПК с активным жидкостным поршнем приведена на рис. 2. Здесь *1′* — линия адиабатного сжатия ($n > k$, где n и k — показатели политропы и адиабаты); *2′* — линия изотермического сжатия ($n = 1$); $\Delta L_н$, $\Delta L_{вс}$ и $\Delta L_{сж}$ — потери работы в процессе нагнетания, всасывания и сжатия соответственно.

На первом участке процесса сжатия, когда к КГ подводится теплота от поверхности РК, происходит гиперадиабатический процесс сжатия, и для уменьшения подвода теплоты необходимо увеличивать абсолютную скорость перемещения поршня, что достигается значительной подачей ОЖ из подпоршневой полости (см. рис. 2, участок *1–2*). Первый этап процесса сжатия с максимальной скоростью перемещения поршня будет продолжаться до тех пор, пока температура КГ не превысит на некоторое заданное значение средней температуры стенок РК $\overline{T}_{ст}$.

Тогда температура, при которой происходит изотермический процесс сжатия, определяется как

$$T_{из} = \overline{T}_{ст} + \Delta T_{сж},$$

где $\Delta T_{сж}$ — перепад температуры для осуществления изотермического сжатия.

При осуществлении изотермического процесса сжатия в его первой фазе (см. рис. 2, участок *2–3*), скорость перемещения поршня остается максимальной, и подача ОЖ из подпоршневой полости должна продолжаться, слой ОЖ над поршнем продолжает увеличиваться. По мере увеличения давления КГ p при постоянном количестве отводимой теплоты значение dV должно уменьшаться, а следовательно, и скорость перемещения поршня. Снижение скорости перемещения поршня должно достигаться отводом ОЖ из РК в подпоршневую полость, при этом слой ОЖ над поршнем начинает уменьшаться.

Следует отметить, что слой ОЖ над поршнем к концу процесса сжатия не должен быть меньше линейного мертвого пространства. В момент достижения в РК номинального давления нагнетания $p_н$ нагнетательный клапан открывается мгновенно и полностью, и начинается процесс нагнетания.

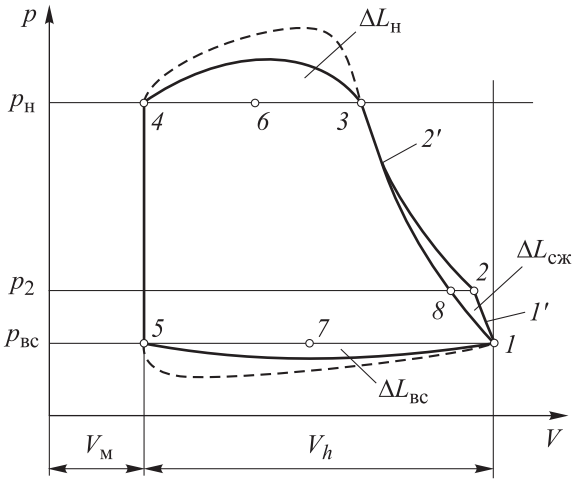


Рис. 2. Схематизированная индикаторная диаграмма идеального ПК с активным жидкостным поршнем

Процесс нагнетания. К началу процесса нагнетания высота слоя ОЖ над поршнем h_w может быть как больше, так и меньше приведенного линейного мертвого пространства $S_м$. Если $h_w > S_м$, то необходимо, чтобы за процесс нагнетания высота слоя ОЖ над поршнем стала равной величине $S_м$. В этом случае закон изменения слоя ОЖ над поршнем может быть любым. Наиболее оптимальным является тот закон, который приведет к минимизации потерь работы и давления в процессе нагнетания. В этом случае следует уменьшить максимальную скорость перемещения поршня при угле поворота коленчатого вала $\varphi = 3\pi/2$, увеличив подачу ОЖ в подпоршневое пространство.

Альтернативой этому закону изменения высоты слоя ОЖ над механическим поршнем служит простой линейный закон изменения высоты слоя ОЖ по углу поворота коленчатого вала от h_w до $S_м$, т. е. при постоянной отрицательной скорости перемещения жидкостного поршня.

Если к концу процесса сжатия $h_w < S_м$, то необходимо за процесс нагнетания увеличить значение h_w до величины $S_м$. Для уменьшения потерь давления при нагнетании следует быстро повысить высоту слоя ОЖ h_w до величины $S_м$ и сохранять его до конца процесса нагнетания.

Процесс обратного расширения. В момент нахождения поршня в верхней мертвой точке все приведенное мертвое пространство будет заполнено ОЖ. При движении поршня к нижней мертвой точке в РК давление резко станет меньше давления всасывания, вследствие чего запорный орган всасывающего клапана будет открываться и начнется процесс всасывания. Таким образом, процесс обратного расширения (см. рис. 2, участок *4–5*) будет протекать изохорически при отсутствии в ОЖ растворенного воздуха.

Так как все мертвое пространство заполнено ОЖ, характеризующий потери производительности вследствие расширения газа, оставшегося в мертвом пространстве, объемный коэффициент $\lambda_0 = 1$.

Процесс всасывания. После открытия всасывающего клапана начинается процесс всасывания, который на схематизированной индикаторной диаграмме соответствует участку *1–5*.

Следует отметить, что по характеру изменения давления этот участок отличается от реальной индикаторной диаграммы. В последней максимальные потери давления возникают при открытии всасывающего клапана (см. рис. 2, штриховая линия), а в рассматриваемом случае вследствие принятия допущения о мгновенном и полном открытии клапана в середине процесса — в момент достижения максимальной скорости перемещения механического поршня. Эти рассуждения справедливы и для процесса нагнетания (участок *3–4*).

Чтобы повысить производительность ПК, находящаяся в мертвом пространстве ОЖ в течение процесса всасывания должна переместится из РК в подпоршневую полость, и к концу этого процесса ее высота над поршнем h_w должна стать равной нулю.

Закон изменения высоты слоя ОЖ над поршнем должен обеспечивать в первую очередь минимальные значения потерь давления и работы, как и при нагнетании. Исходя из этого, минимальная скорость отвода ОЖ должна наблюдаться при максимальной скорости перемещения поршня. В первом приближении можно принять скорость жидкостного поршня постоянной с отрицательным знаком.

Определим эффективность и экономичность рассматриваемого компрессора.

Коэффициент подачи. В общем случае коэффициент подачи определяется как [20]

$$\lambda = \frac{M_{\text{н}}}{\rho_{\text{вс}} V_h}, \qquad (1)$$

где $M_{\text{н}}$ — масса газа, подаваемая в полость нагнетания; $\rho_{\text{вс}}$ — плотность всасываемого газа.

Из теории компрессоростроения известно, что коэффициент подачи

$$\lambda = \lambda_0 \lambda_p \lambda_t \lambda_{\text{ут}} \lambda_{\text{вл}},$$

где λ_p — коэффициент дросселирования; λ_t — коэффициент подогрева газа; $\lambda_{\text{ут}}$ — коэффициент утечек; $\lambda_{\text{вл}}$ — коэффициент влажности.

Принимая во внимание, что $\lambda_0 = 1$ и $\lambda_{\text{ут}} = 1$ (так как неплотности РК отсутствуют), коэффициент подачи

$$\lambda = \lambda_p \lambda_t \lambda_{\text{вл}}.$$

Коэффициенты дросселирования λ_p и влажности $\lambda_{\text{вл}}$ близки к единице, поэтому $\lambda = \lambda_t$, т. е. уменьшение производительности будет наблюдаться только за счет подогрева газа на всасывании.

В то же время при отсутствии утечек и перетечек рабочего тела масса газа, подаваемая в полость нагнетания, определяется как

$$M_{\text{н}} = \left(V_h + V_{\text{м}}\right)\rho = \frac{\left(V_h + V_{\text{м}}\right) p_1}{R T_1}, \qquad (2)$$

где ρ — плотность КГ; p_1 — давление КГ в конце процесса всасывания; R — газовая постоянная; T_1 — температура КГ в конце процесса всасывания.

Подставляя выражение (2) в (1) и учитывая, что $p_1 \approx p_{\text{вс}}$, получаем

$$\lambda = \frac{\left(V_h + V_{\text{м}}\right) T_{\text{вс}}}{V_h T_1} = \left(1 + a_{\text{м}}\right) \frac{T_{\text{вс}}}{T_1} = \\ = \left(1 + a_{\text{м}}\right) \lambda_t = \lambda_t + a_{\text{м}} \lambda_t,$$

где $a_{\text{м}}$ — величина относительного мертвого пространства.

Принимая, что $T_1 = T_{\text{вс}} + \Delta T$ (ΔT — температура подогрева, находящаяся в пределах 10 К) и $a_{\text{м}} = 0{,}05$, получаем

$$\lambda = 1{,}05 \frac{293}{303} = 1{,}015,$$

т. е. коэффициент подачи $\lambda > 1$, что представляет интерес.

Определим связь между коэффициентом подогрева и коэффициентом дросселирования для обеспечения $\lambda = 1$.

С учетом того, что

$$\lambda = \left(1 + a_{\text{м}}\right) \lambda_t \lambda_p \geq 1,$$

получаем

$$a_{\text{м}} \geq \frac{1}{\lambda_p \lambda_t} - 1. \qquad (3)$$

Уравнение (3) показывает, что при данном значении $a_{\text{м}}$ коэффициент подачи λ будет больше единицы.

Индикаторный изотермический КПД. В качестве эталонного ПК принимаем идеальный изотермический ПК. Тогда индикаторный изотермический КПД

$$\eta_{\text{инд.из}} = \frac{L_{\text{ид.из}}}{L_{\text{к}}},$$

где $L_{\text{ид.из}}$ — подводимая техническая работа в изотермическом ПК, соответствующая площади $S_{1\text{–}8\text{–}3\text{–}6\text{–}4\text{–}5\text{–}7\text{–}1}$ (см. рис. 2),

$$L_{\text{ид.из}} = p_{\text{вс}} V_{\text{вс}} \ln \frac{p_{\text{н}}}{p_{\text{вс}}}, \quad V_{\text{вс}} = V_h + V_{\text{м}};$$

$L_{\text{к}}$ — индикаторная работа исследуемого ПК, определяемая площадью $S_{1\text{–}2\text{–}3\text{–}4\text{–}5\text{–}1}$,

$$L_{\text{к}} = \int_{p_1}^{p_2} V dp + \int_{p_2}^{p_3} V dp + \int_{V_4}^{V_3} \Delta p_{\text{н}}(\varphi) dV + \int_{0}^{V_h + V_{\text{м}}} \Delta p_{\text{вс}}(\varphi) dV. \quad (4)$$

Проведем предварительное приближенное определение всех составляющих уравнения (4). Процесс сжатия на участке *1–2* от $p_{\text{вс}}$ до p_1 опишем уравнением политропы

$$p_{\text{вс}} V_{\text{вс}}^n = p_2 V_2^n = p V^n.$$

Показатель политропы $n > k$, так как процесс протекает с подводом теплоты к КГ, но в первом приближении принимаем $n = k$.

Тогда, зная или задавая температуру $T_{\text{из}}$, имеем

$$p_2 = \frac{p_{\text{вс}}}{\left(T_{\text{из}} / T_{\text{вс}}\right)^{1/k}}.$$

Индикаторная работа исследуемого ПК определяется следующими выражениями:

• на участке сжатия *1–2*

$$L_{\text{к}}^{1-2} = \int_{p_{вс}}^{p_2} V dp = \frac{k}{k-1} p_{\text{вс}} \left(V_h + V_{\text{м}}\right) \left[\left(\frac{p_2}{p_{\text{вс}}} \right)^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right];$$

• на участке сжатия *2–3*

$$L_{\text{к}}^{2-3} = p_2 V_2 \ln \frac{p_{\text{н}}}{p_2},$$

где

$$V_2 = \left(\frac{T_{\text{вс}}}{T_{\text{из}}} \right)^{\frac{1}{k-1}} V_{\text{вс}}.$$

Потери давления в процессе нагнетания с учетом незначительной сжимаемости газа определяем как

$$\Delta p_{\text{н}} = \rho_{\text{н}} \frac{v_{\text{н.к}}^2}{2} \zeta_{\text{н.к}}.$$

Здесь $\rho_{\text{н}}$ — плотность нагнетаемого газа,

$$\rho_{\text{н}} = \frac{p_{\text{н}}}{R T_{\text{из}}};$$

$v_{\text{н.к}}$ — скорость течения КГ в щели нагнетательного клапана; $\zeta_{\text{н.к}}$ — коэффициент сопротивления нагнетательного клапана [20],

$$\zeta_{\text{н.к}} = \frac{1}{\alpha_{\text{н.к}}^2},$$

где $\alpha_{\text{н.к}}$ — коэффициент расхода нагнетательного клапана, определяемый экспериментальным путем.

Скорость течения КГ в щели нагнетательного клапана

$$v_{\text{н.к}} = \frac{v_{\text{п}} f_{\text{п}}}{f_{\text{н.к}}},$$

где $v_{\text{п}}$ — эффективная скорость перемещения поршня; $f_{\text{п}}$ — площадь поршня,

$$f_{\text{п}} = \frac{\pi d^2}{4}$$

(d — диаметр поршня); $f_{\text{н.к}}$ — площадь прохода в щели нагнетательного клапана, $f_{\text{н.к}} = \pi d_{\text{н.к}} h_{\text{н.к}}$ ($d_{\text{н.к}}$ и $h_{\text{н.к}}$ — диаметр запорного органа нагнетательного клапана и высота подъема последнего).

Эффективная скорость поршня

$$v_{\text{п}} = v_{\text{п.м}} - v_{\text{п}\,w}.$$

Здесь $v_{\text{п.м}}$ и $v_{\text{п}\,w}$ — скорости перемещения механического и жидкостного поршней,

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

где λ_r — отношение радиуса кривошипа r к длине шатуна l; S_h — полный ход механического поршня; ω — угловая скорость коленчатого вала.

Если к началу процесса нагнетания $h_w \le S_{\text{м}}$, то скорость перемещения жидкостного поршня считаем равной нулю. Принимая в первом приближении линейное по углу поворота коленчатого вала изменение h_w, имеем

$$v_{\text{п}\,w} = \frac{h_{w3} - S_{\text{м}}}{\left(2\pi - \varphi_3\right)} \omega,$$

где h_{w3} — высота слоя ОЖ в начале процесса нагнетания; φ_3 — угол поворота коленчатого

вала, соответствующий началу процесса нагнетания (см. рис. 2, точка *3*).

Элементарный объем

$$dV = v_{\text{п}} f_{\text{п}} d\tau = \left(v_{\text{п.м}} - v_{\text{п}\,w}\right) f_{\text{п}} d\tau = \left[v_{\text{п.м}} - \frac{h_{w3} - S_{\text{м}}}{\left(2\pi - \varphi_{\text{з}}\right)} \omega \right] f_{\text{п}} \frac{d\varphi}{\omega}.$$

Подставляя полученные выражения в уравнение для определения потерь работы в процессе нагнетания, получаем

$$\int_0^{V_3} \Delta p_{\text{н}} dV = \int_0^{V_3} \rho_{\text{н}} \zeta_{\text{н.к}} \frac{f_{\text{н}}^2}{2 f_{\text{н.к}}^2} \times \left[\frac{S_h}{2} \left| \left(\sin\varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right) \right| - \frac{h_{w3} - S_{\text{м}}}{\left(2\pi - \varphi_{\text{з}}\right)} \right]^3 \frac{f_{\text{п}}}{\omega} d\varphi.$$

Аналогичным образом определяем потери работы в процессе всасывания

$$\int_0^{V_h + V_{\text{м}}} \Delta p_{\text{в}} dV = \int_0^{V_h + V_{\text{м}}} \rho_{\text{вс}} \zeta_{\text{вс.к}} \frac{f_{\text{п}}^2}{2 f_{\text{в.к}}^2} \times \left[\frac{S_h}{2} \omega \left(\sin\varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right) + \frac{S_{\text{м}}}{\pi} \omega \right]^3 \frac{f_{\text{п}}}{\omega} d\varphi,$$

где $\zeta_{\text{вс.к}}$ — коэффициент сопротивления всасывающего клапана.

Выводы

1. После принятия допущений, характерных для идеального ПК, разработана концептуальная модель идеального ПК с жидкостным активным поршнем при изотермическом сжатии газа, включающая в себя подробное описание всех физических особенностей ОЖ в РК.

2. С помощью метода разделения потерь производительности установлена связь между относительным мертвым пространством и коэффициентами подогрева и дросселирования для обеспечения коэффициента подачи равным единице и более.

3. На основе раскрытых физических особенностей протекания процесса сжатия газа, а также динамики движения ОЖ при всасывании и нагнетании, получено выражение для определения индикаторного изотермического КПД.

Литература

[1] 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

[2] 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

[3] Bazhenov A.M., Shcherba V.E., Shalai V.V. et al. Modeling the operation of bulk-action hybrid piston power systems. *Russ. Engin. Res.*, 2019, vol. 39, no. 5, pp. 377–382, doi: https://doi.org/10.3103/S1068798X19050046

[4] 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

[5] Shcherba V.E., Shalai V.V., Pustovoy N.V. et al. On profiling of the working cavity of the second stage in a hybrid piston volumetric power machine. *Chem. Petrol. Eng.*, 2020, vol. 56, no. 1–2, pp. 125–136, doi: https://doi.org/10.1007/s10556-020-00749-0

[6] Shcherba V.E., Aver'yanov G.S., Pavlyuchenko E.A. et al. Viscous incompressible fluid flow in a positive displacement two-stage piston hybrid energy-generating machine having a gas cap. *Chem. Petrol. Eng.*, 2021, vol. 56, no. 11–12, pp. 988–997, doi: https://doi.org/10.1007/s10556-021-00873-5

[7] Shcherba V.E., Shalay V.V., Nosov E.Yu. et al. Development and research of crosshead-free piston hybrid power machine. *Machines*, 2021, vol. 9, no. 2, art. 32, doi: https://doi.org/10.3390/machines9020032

[8] Shcherba V.E., Pavlyuchenko E.A., Nosov E.Yu. et al. Approximation of the compression process to isothermal in a reciprocating compressor with a liquid piston. *Appl. Therm. Eng.*, 2022, vol. 207, art. 118151, doi: https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118151

[9] Щерба В.Е., Тегжанов А.С., Носов Е.Ю. и др. Сравнительный анализ массогабаритных показателей бескрейцкопфной и крейцкопфной поршневых гибридных энергетических машин объемного действия. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2019, № 9, с. 88–95, doi: https://doi.org/10.18698/0536-1044-2019-9-88-95

[10] 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

[11] Носов Е.Ю., Щерба В.Е., Кужбанов А.К. и др. Разработка опытного образца поршневой гибридной энергетической машины объемного действия с регенеративным теплообменом и стенда для его исследования. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2025, № 2, с. 90–100. EDN: CMEQDO

[12] 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

[13] 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

[14] Shcherba V., Khait A. Comparative analysis of the regenerative and recuperative cooling of reciprocating compressors. *Mech. Based Des. Struct. Mach.*, 2025, vol. 53, no. 12, pp. 8004–8023, doi: https://doi.org/10.1080/15397734.2025.2505194

[15] Guo Y., Wang T., Liu X. et al. Mathematical modelling and design of the ionic liquid compressor for the hydrogen refuelling station. *Int. J. Energy Res.*, 2022, vol. 46, no. 13, pp. 19123–19137, doi: https://doi.org/10.1002/er.8224

[16] Zhou H., Dong P., Zhu S. et al. Design and theoretical analysis of a liquid piston hydrogen compressor. *J. Energy Storage*, 2021, vol. 41, art. 102861, doi: https://doi.org/10.1016/j.est.2021.102861

[17] Van de Ven J.D., Li P.Y. Liquid piston gas compression. *Appl. Energy*, 2009, vol. 86, no. 10, pp. 2183–2191, doi: https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2008.12.001

[18] Patil V.C., Ro P.I. Experimental study of heat transfer enhancement in liquid piston compressor using aqueous foam. *Appl. Therm. Eng.*, 2020, vol. 164, art. 114441, doi: https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114441

[19] Li C., Wang H., He X. et al. Experimental and thermodynamic investigation on isothermal performance of large-scaled liquid piston. *Energy*, 2022, vol. 249, art. 123731, doi: https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.123731

[20] Пластинин П.И. *Поршневые компрессоры*. Т. 1. *Теория и расчет*. Москва, КолосС, 2006. 456 с.

References

[1] 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

[2] 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

[3] Bazhenov A.M., Shcherba V.E., Shalai V.V. et al. Modeling the operation of bulk-action hybrid piston power systems. *Russ. Engin. Res.*, 2019, vol. 39, no. 5, pp. 377–382, doi: https://doi.org/10.3103/S1068798X19050046

[4] 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. Mashinostroenie* [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.).
[5] Shcherba V.E., Shalai V.V., Pustovoy N.V. et al. On profiling of the working cavity of the second stage in a hybrid piston volumetric power machine. *Chem. Petrol. Eng*., 2020, vol. 56, no. 1–2, pp. 125–136, doi: https://doi.org/10.1007/s10556-020-00749-0
[6] Shcherba V.E., Aver'yanov G.S., Pavlyuchenko E.A. et al. Viscous incompressible fluid flow in a positive displacement two-stage piston hybrid energy-generating machine having a gas cap. *Chem. Petrol. Eng*., 2021, vol. 56, no. 11–12, pp. 988–997, doi: https://doi.org/10.1007/s10556-021-00873-5
[7] Shcherba V.E., Shalay V.V., Nosov E.Yu. et al. Development and research of crosshead-free piston hybrid power machine. *Machines*, 2021, vol. 9, no. 2, art. 32, doi: https://doi.org/10.3390/machines9020032
[8] Shcherba V.E., Pavlyuchenko E.A., Nosov E.Yu. et al. Approximation of the compression process to isothermal in a reciprocating compressor with a liquid piston. *Appl. Therm. Eng*., 2022, vol. 207, art. 118151, doi: https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118151
[9] Shcherba V.E., Tegzhanov A.S., Nosov E.Yu. et al. Comparative analysis of mass-dimensional a comparative analysis of mass-dimensional indicators of crossheadless and crosshead piston hybrid energy positive displacement machines. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2019, no. 9, pp. 88–95, doi: https://doi.org/10.18698/0536-1044-2019-9-88-95 (in Russ.).
[10] 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
[11] Nosov E.Yu., Shcherba V.E., Kuzhbanov A.K. et al. Development of a prototype of the piston hybrid energy machine of volumetric action with the regenerative heat exchange and a bench for its study. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2025, no. 2, pp. 90–100. EDN: CMEQDO (in Russ.).
[12] 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
[13] 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.).
[14] Shcherba V., Khait A. Comparative analysis of the regenerative and recuperative cooling of reciprocating compressors. *Mech. Based Des. Struct. Mach*., 2025, vol. 53, no. 12, pp. 8004–8023, doi: https://doi.org/10.1080/15397734.2025.2505194
[15] Guo Y., Wang T., Liu X. et al. Mathematical modelling and design of the ionic liquid compressor for the hydrogen refuelling station. *Int. J. Energy Res*., 2022, vol. 46, no. 13, pp. 19123–19137, doi: https://doi.org/10.1002/er.8224
[16] Zhou H., Dong P., Zhu S. et al. Design and theoretical analysis of a liquid piston hydrogen compressor. *J. Energy Storage*, 2021, vol. 41, art. 102861, doi: https://doi.org/10.1016/j.est.2021.102861
[17] Van de Ven J.D., Li P.Y. Liquid piston gas compression. *Appl. Energy*, 2009, vol. 86, no. 10, pp. 2183–2191, doi: https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2008.12.001
[18] Patil V.C., Ro P.I. Experimental study of heat transfer enhancement in liquid piston compressor using aqueous foam. *Appl. Therm. Eng*., 2020, vol. 164, art. 114441, doi: https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114441
[19] Li C., Wang H., He X. et al. Experimental and thermodynamic investigation on isothermal performance of large-scaled liquid piston. *Energy*, 2022, vol. 249, art. 123731, doi: https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.123731
[20] Plastinin P.I. *Porshnevye kompressory*. T. 1. *Teoriya i raschet [*Piston compressors. Vol. 1. Theory and calculation]. Moscow, KolosS Publ., 2006. 456 p. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 01.09.2026

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-т 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, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: scherba_v_e@list.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:
Щерба В.Е. Концептуальная модель и анализ эффективности и экономичности идеального поршневого компрессора с активным жидкостным поршнем для изотермического сжатия газа. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2026, № 11, с. 123–132.

Please cite this article in English as:
Shcherba V.E. Conceptual model and analysis of the efficiency and cost effectiveness of an ideal reciprocating compressor with an active liquid piston for isothermal gas compression. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2026, no. 11, pp. 123–132.



Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана предлагает читателям учебное пособие

«Компрессорные станции и установки газового комплекса»

Автор И.В. Автономова

Изложены основные сведения об оборудовании компрессорных станций магистральных газопроводов, компрессорных станциях в установках переработки попутных нефтяных газов и газов газоконденсатных месторождений, а также компрессорном оборудовании в технологических процессах получения сжиженного природного газа. Рассмотрены технологические схемы компрессорных станций, вопросы их пуска и останова, подбора технологического оборудования, основные требования к конструктивному исполнению нагнетателей и компрессоров компрессорных станций.

Для самостоятельной проработки студентами, обучающимися по направлениям подготовки «Проектирование технологических машин и комплексов» и «Технологические машины и оборудование», материалов дисциплин «Компрессорные станции и установки» и «Компрессорные станции и установки газового комплекса». Приведенные в пособии сведения могут быть использованы в рамках научно-исследовательской работы студентов.

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