

УДК 621.512

Анализ влияния объема газовой полости всасывания на работу поршневого компрессора с безнасосной системой охлаждения

В.Е. Щерба, Г.И. Екимов

Омский государственный технический университет

Analysis of the influence of the volume of the gas suction cavity on the operation of a piston compressor with a pumpless cooling system

V.E. Shcherba, G.I. Ekimov

Omsk State Technical University

Исследовано влияние объема газовой полости всасывания на работу поршневого компрессора с безнасосной системой охлаждения. На основе разработанной математической модели проведен численный анализ влияния объема полости всасывания, которая сообщена газовым каналом с рабочей полостью с двумя всасывающими клапанами, на работу поршневого компрессора. По результатам численного эксперимента установлено, что уменьшение объема полости всасывания при всасывании воздуха из атмосферы приводит к увеличению расхода охлаждающей жидкости и основных интегральных характеристик: коэффициента подачи и индикаторного изотермического коэффициента полезного действия. При наличии всасывающего трубопровода объем полости всасывания необходимо выбирать из условия гашения колебаний давления, возникающих в нем.

EDN: OSEJVK, <https://elibrary/osejvk>

Ключевые слова: поршневой компрессор, всасывающий клапан, объем полости всасывания, расход охлаждающей жидкости, безнасосная система охлаждения, энергетические затраты

Effect of the gas cavity volume in suction on operation of the piston compressor with a pumpless cooling system was considered. The developed mathematical model made it possible to numerically analyze effect of the suction cavity volume, which was provided by a gas channel with the working cavity in the piston compressor with two suction valves. According to results of the numerical experiment, it was established that a decrease in the suction cavity volume when sucking from the atmosphere led to an increase in the coolant flow rate and the main integral characteristics, including the feed coefficient and the indicated isothermal efficiency coefficient. In the case of a suction pipeline, the suction cavity volume should be selected from the condition of damping the pressure fluctuations that appear in it.

EDN: OSEJVK, <https://elibrary/osejvk>

Keywords: piston compressor, suction valve, suction cavity volume, coolant flow, pumpless cooling system, energy costs

Поршневые компрессоры (ПК) — одни из самых распространенных типов компрессорного оборудования — выпускаются широкой номенклатурой как по производительности, так и по давлению, являясь потребителями значительного количества вырабатываемой энергии.

Большая часть современных исследований в области ПК направлена на повышение их эффективности, надежности, а также на уменьшение массогабаритных параметров ПК [1, 2].

К основным путям повышения эффективности ПК относится улучшение охлаждения компримируемого газа, что приводит к увеличению индикаторного и полного коэффициентов полезного действия (КПД) и коэффициента подачи. В этом направлении в мировой науке проводится достаточно много исследований, особенно при создании ПК для сжатия редких газов, например, водорода [3].

На протяжении достаточно продолжительного периода времени (более 20 лет) разрабатываются и исследуются поршневые гибридные энергетические машины объемного действия (ПГЭМОД), объединяющие в себе функции ПК и поршневого насоса [4–7]. Основные преимущества ПГЭМОД перед другими ПК заключаются в уменьшении массогабаритных параметров, повышении эффективности и долговечности [8].

Среди большого многообразия ПГЭМОД можно выделить группу машин, где для перемещения газа и охлаждающей жидкости (ОЖ) задействован один поршень. Так как в них движение ОЖ в рубашке охлаждения (РО) осуществляется без применения дополнительного насоса, и конструктивно они близки к ПК с жидкостным охлаждением, эту группу машин назвали ПК с безнасосной системой охлаждения.

В первых машинах этой группы ОЖ двигалась вверх по РО вследствие разрежения, создаваемого в полости всасывания (ПВ), а опускалась ОЖ по РО к баку под действием объемных сил [9, 10]. Недостатками этих машин являлись малый расход ОЖ в РО и ограниченность применения данной схемы. Такой ПК должен располагаться только вертикально, а объемные силы незначительны, так как высота РО невелика.

Для повышения интенсификации движения ОЖ в РО разработан ПК с двумя цилиндрами, где фазы перемещения поршней смещены относительно друг друга на 180° [11, 12]. Движение ОЖ по РО происходит под действием поверхностных сил, возникающих в ПВ пооче-

редно то в первом цилиндре, то во втором. Это позволило добиться значительного расхода ОЖ в РО компрессора. Недостаток такого ПК заключается в необходимости применения двух цилиндров, что не всегда удобно и возможно.

Для устранения этого недостатка разработана конструкция одноцилиндрового ПК с безнасосной системой охлаждения, в ПВ которой установлены два всасывающих клапана, соединяющих ее с рабочей полостью (РП) и атмосферой. Кроме того, ПВ связана с РО. Во всасывающем клапане, связывающем ПВ с РП, выполнена гарантированная неплотность, обеспечивающая подачу компримированного газа в процессах сжатия, нагнетания и частично расширения из РП в ПВ для организации движения ОЖ вниз по РО под действием поверхностных сил [13].

Этот ПК успешно прошел экспериментальные [14, 15] и теоретические исследования [16, 17], подтвердив правильность конструкторской идеи и доказав работоспособность. Недостатком такой конструкции ПК являются высокие энергетические затраты на сжатие газа, который через неплотность всасывающего клапана подается в РП.

Для устранения этого недостатка предложена конструкция, где гарантированная неплотность всасывающего клапана заменена газовым каналом, который соединяет РП с ПВ и в определенный момент отсекается поршнем [18]. Эта конструкция исследована как теоретически, так и экспериментально. Теоретические исследования были направлены на определение влияния основных эксплуатационных параметров ПК на такие мгновенные интегральные характеристики машины, как частота вращения коленчатого вала и давление нагнетания. Также теоретически исследовано влияние расположения начала газового канала и его диаметра на эффективность движения ОЖ и энергетические затраты на сжатие газа.

Объемы полостей всасывания и нагнетания ПК значительно влияют на колебания давления в линиях всасывания и нагнетания, а также на работу самодействующих клапанов, соединяющих РП с соответствующими полостями. В такой конструкции объем ПВ будет оказывать существенное влияние на скорость изменения давления газа в ней и, соответственно, на скорость движения ОЖ в РО и ее расход.

Цель работы — теоретическое исследование влияния ПВ на эффективность ПК с безнасосной системой охлаждения.

Описание работы и основных технических характеристик исследуемой конструкции.

Принципиальная схема одноступенчатого ПК с принудительной безнасосной системой охлаждения приведена на рис. 1. Исследуемый ПК работает следующим образом. При ходе поршня 4 вниз из верхней мертвой точки происходит уменьшение давления в РП ниже давления в ПВ 10, вследствие чего, всасывающий клапан 7 открывается, и газ из ПВ начинает поступать в РП. При уменьшении давления в ПВ всасывающий клапан 9 открывается, и газ из атмосферы начинает поступать в ПВ. Под действием перепада давления из бака 15 по соединительному трубопроводу 1 через обратный клапан 3 ОЖ поступает в РО 5, сообщенную с ПВ.

При ходе поршня вверх от нижней мертвой точки происходит повышение давления в РП,

всасывающие клапаны 7 и 9 закрываются. Компримируемый газ из РП по газовому каналу 6 поступает в ПВ, что приводит к увеличению в ней давления выше атмосферного. Под действием перепада давления обратный клапан 3 закрывается, а обратный клапан 13 открывается и ОЖ из РО поступает назад в бак.

Техническая характеристика исследуемого объекта.

Рассматриваемый одноступенчатый ПК с принудительной безнасосной системой охлаждения (см. рис. 1) имеет следующие основные параметры. Диаметр поршня — 0,047 м, его длина — 0,06 м и полный ход — 0,038 м; зазор между поршнем и цилиндром — $1 \cdot 10^{-5}$ м; длины подводящих и отводящих ОЖ каналов $l_{w1} = l_{w2} = 0,038$ м и их диаметры $d_{w1} = d_{w2} = 0,008$ м; ширина прохода в седле клапанов 7, 9

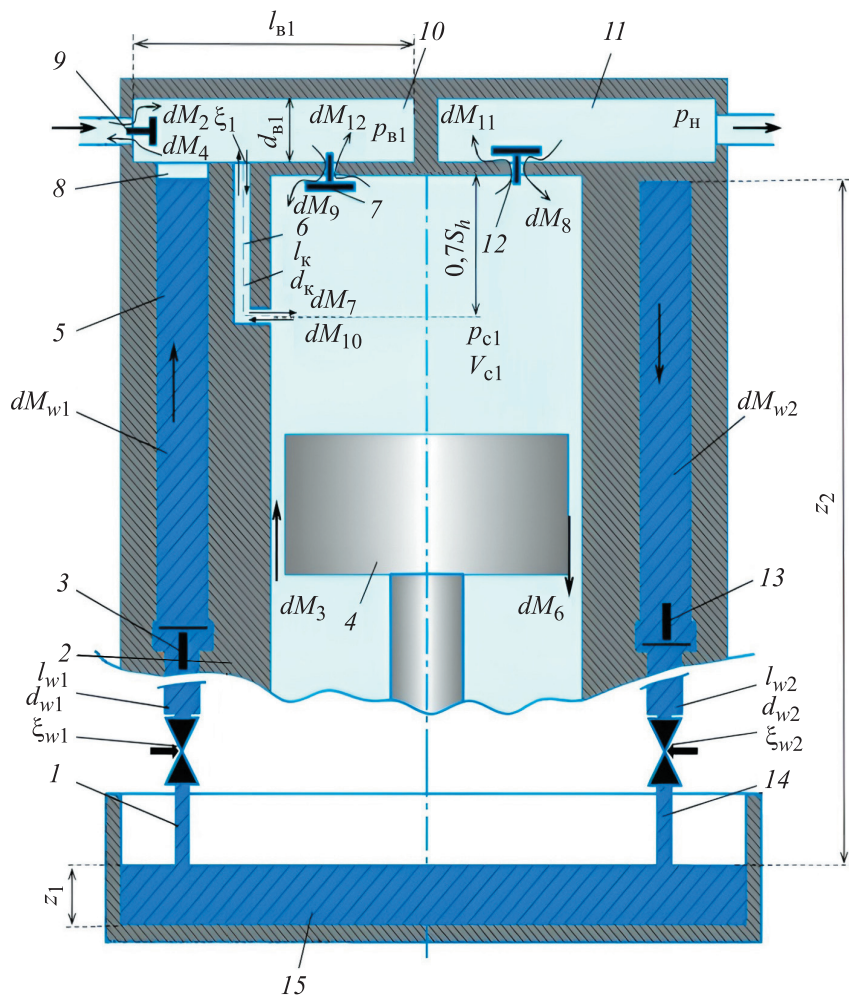


Рис. 1. Принципиальная схема одноступенчатого ПК с принудительной безнасосной системой охлаждения:

1 и 14 — каналы подвода и отвода ОЖ; 2 — цилиндр; 3, 13 — обратные клапаны; 4 — поршень; 5 — РО; 6 — газовый канал; 7, 9 — всасывающие клапаны; 8 — полость, частично заполненная ОЖ; 10 — ПВ; 11 — полость нагнетания; 12 — нагнетательный клапан; 15 — бак

и 12 — 0,0128 м; предварительный натяг клапанов 7, 9 и 12 — 0,0001 м; жесткость пружин клапанов 7 и 9 — 687 Н/м; жесткость пружин клапана 12 — 4233 Н/м; максимальная высота подъема запорных органов клапанов 7, 9 и 12 — 0,0008 м; условный зазор в клапанах 7, 9 и 12 — $35 \cdot 10^{-8}$ м; масса запорных органов клапана 7 — 0,0007 кг; масса запорных органов клапанов 9 и 12 — 0,0011 кг; давление нагнетания $p_n = 0,5$ МПа; давление всасывания $p_{вс} = 0,1$ МПа; частота вращения коленчатого вала — 1200 мин^{-1} ; ОЖ — вода; сжимаемый газ — воздух.

Полость 8 (см. рис. 1) выполнена в виде кольца с радиусами $R_1 = 0,03$ м и $R_2 = 0,038$ м. Длина РО $l_p = 0,150$ м. Начальный уровень ОЖ составляет $0,9l_p$. Общее пространство газовой ПВ на всасывании будет складываться из объема ПВ и объема газа, находящегося в незаполненном жидкостью рубашечном пространстве. Принято, что длина газового канала $l_k = 0,7S_h$ (где S_h — полный ход поршня), а его диаметр $d_k = 1,5$ мм.

Расход жидкости в системе охлаждения регулируется изменением местных гидравлических сопротивлений вентилях ξ_{w1} , ξ_{w2} , а величина ξ_1 представляет собой местное сопротивление при внезапном расширении, значение которого определяется по формуле Борда.

Метод исследования. В связи с тем, что теоретический путь исследования является наименее трудоемким и в большинстве случаев наиболее быстрым, его все чаще и чаще используют исследователи. В теории ПК с конца прошлого века широко применяют метод математического моделирования.

В последние годы для исследования рабочих процессов ПК используют математические модели с распределенными и сосредоточенными параметрами. Принимая во внимание, что такие модели являются достаточно сложными, и при их исследовании отсутствует необходимость знать распределение термодинамических параметров по объему РП, представляется целесообразным использовать математическую модель с сосредоточенными параметрами.

Математическая модель с сосредоточенными параметрами одноцилиндрового ПК с безнасосной системой охлаждения построена на основе уравнений сохранения энергии, массы и движения для компримируемого газа и ОЖ.

Функции отклика. В качестве функций отклика рассмотрены мгновенные и интегральные характеристики. К первым относятся: мгновенное давление газа в РП p_{c1} ; мгновенное давление газа в ПВ $p_{в1}$; мгновенный массовый расход ОЖ, поднимающейся вверх по РО, dM_{w1} ; мгновенный массовый расход ОЖ, опускающейся вниз по РО, dM_{w2} ; уровень ОЖ в полости 8 (см. рис. 1); текущая высота ОЖ в РО z_2 .

В качестве интегральных выступали основные характеристики, отражающие экономичность и эффективность исследуемого ПК:

- коэффициент подачи

$$\lambda = \frac{\oint (dM_{11} - dM_8)}{V_h \rho_{вс}};$$

- индикаторный изотермический КПД

$$\eta_{\text{инд,из}} = \frac{M_n R T_{вс} \ln \frac{p_n}{p_{вс}}}{\oint p_{c1} dV_{c1}};$$

- относительные потери работы в процессе всасывания

$$\frac{\Delta A_{вс}}{A_{\text{инд}}} = \frac{\int_{V_{вс}}^{V_h + V_m} (p_{вс} - p_{c1}) dV_{c1}}{\oint p_{c1} dV_{c1}};$$

- относительные потери давления в процессе всасывания

$$\frac{\Delta p_{вс}}{p_{вс}} = \frac{\Delta A_{вс}}{p_{вс} \Delta V_{вс}};$$

- относительный массовый расход газа, поступающий через газовый канал в ПВ,

$$\Delta M_{вс} / M_n;$$

$$\Delta M_{вс} = \oint (dM_{10} - dM_7);$$

$$M_n = \oint (dM_{11} - dM_8);$$

- потери энергии на перетекание газа из РП в ПВ через газовый канал

$$\Delta E_{вс} = \oint i_{\text{отд}} dM_{10};$$

- относительные потери энергии на сжатие газа в РП, поступающего из нее в ПВ,

$$\Delta E_{вс} / A_{\text{инд}};$$

- относительный расход ОЖ в РО

$$\Delta M_w / M_n; \Delta M_w = \oint dM_{w1};$$

• объемный расход ОЖ в РО Q_w ,
 где dM_{11} , dM_{10} , dM_8 и dM_7 — массовый расход ОЖ в полостях 11, 10, 8 и клапане 7 соответственно; V_h — рабочий объем; $\rho_{вс}$ — плотность всасываемого газа; M_h — масса нагнетаемого газа; R — газовая постоянная; $T_{вс}$ — температура всасывания; $V_{с1}$ — объем газа в РП; $A_{инд}$ — индикаторная работа за цикл; $V_{вс}$ и $\Delta V_{вс}$ — объем РП и его изменение в процессе всасывания; V_m — мертвый объем РП; $\Delta p_{вс}$ — средние потери давления в процессе всасывания; $i_{отд i}$ — удельная энтальпия, отделяемого газа через газовый канал.

В качестве независимой переменной выбран суммарный объем газа в ПВ, который определяется как сумма постоянного объема газа ПВ V_{10} и переменного объема газа в РО $V_{p.г}$:

$$V_{\Sigma} = V_{10} + V_{p.г}.$$

Газовая ПВ представляет собой цилиндр диаметром $d_{в1}$ и длиной $l_{в1}$, поэтому ее объем определяется как

$$V_{10} = \frac{\pi d_{в1}^2}{4} l_{в1}.$$

При проведении численного эксперимента объемы V_{10} и V_{Σ} изменяли, варьируя диаметр цилиндра $d_{в1}$ в диапазоне 0,01...0,06 м.

Объем газа в РО

$$V_{p.г} = \pi(R_2^2 - R_1^2)l_{p.г}.$$

Здесь $l_{p.г}$ — начальная длина части цилиндра, заполненной газом,

$$l_{p.г} = l_p - l_w,$$

где l_w — начальная высота ОЖ в РО, $l_w = 0,9l_p$.

Анализ влияния суммарного газового объема на всасывании на рабочие процессы и интегральные характеристики. Движение ОЖ осуществляется вверх, если

$$p_{в1} < p_{в},$$

и вниз, если

$$p_{в1} > p_{в}.$$

Здесь

$$p_{в} = p_{вс} - g\rho_w z_2(\varphi),$$

где g — ускорение свободного падения; ρ_w — плотность ОЖ; φ — угол поворота коленчатого вала.

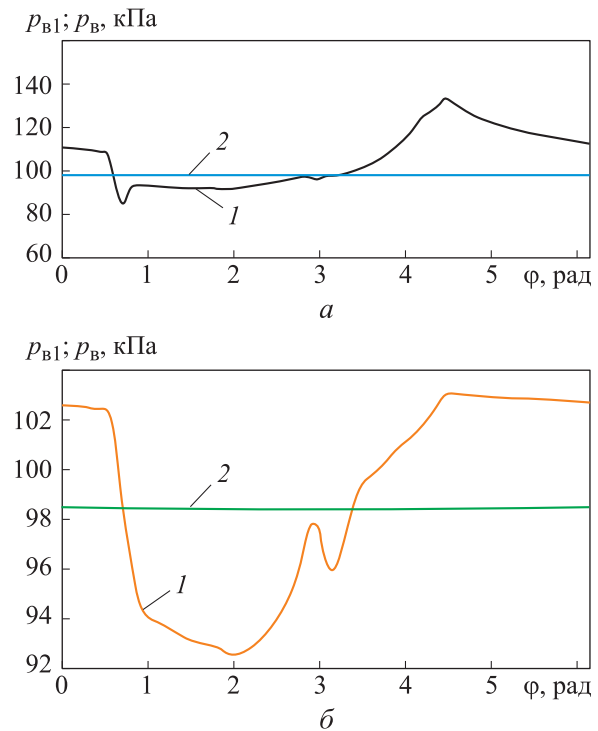


Рис. 2. Зависимости мгновенных давлений газа $p_{в1}$ (1) и $p_{в}$ (2) от угла поворота коленчатого вала φ при суммарном объеме газовой полости $V_{\Sigma} = 6,15 \cdot 10^{-6}$ (а) и $1,16 \cdot 10^{-4}$ м³ (б)

Так как у поршня длина больше, чем у его хода, компримируемый воздух не поступает в газовый канал и не выходит из него ($dM_{10} = 0$, $dM_7 = 0$) после того, как днище поршня достигнет отверстия канала в стенке цилиндра. При расчете принято, что днище поршня перекрывает отверстие мгновенно и полностью.

Полученные путем расчета зависимости мгновенных давлений газа $p_{в1}$ и $p_{в}$ от угла поворота коленчатого вала φ при суммарном объеме ПВ $V_{\Sigma} = 6,15 \cdot 10^{-6}$ и $1,16 \cdot 10^{-4}$ м³ приведены на рис. 2, а и б.

Анализ приведенных данных позволяет заключить следующее. С уменьшением суммарного объема ПВ V_{Σ} увеличиваются амплитуды колебаний давления газа в ПВ $p_{в1}$ как при его всасывании (движение ОЖ вверх по РО), так и при его сжатии и нагнетании (движение ОЖ вниз). Снижение суммарного объема ПВ с $1,16 \cdot 10^{-4}$ до $6,15 \cdot 10^{-6}$ м³ приводит к уменьшению минимального давления $p_{в1}$ (в процессе всасывания) от 92,5 до 85,0 кПа и к повышению его максимального значения с 103 до 130 кПа.

При увеличении суммарного объема ПВ V_{Σ} минимальное значение давления газа $p_{в1}$ сдвигается в сторону больших углов поворота коленчатого вала: при $V_{\Sigma} = 6,15 \cdot 10^{-6}$ м³ мини-

мальное значение $p_{в1}$ соответствует углу поворота коленчатого вала $\varphi = 0,8$ рад, при $V_{\Sigma} = 1,16 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$ — $\varphi = 2,0$ рад.

Углы поворота коленчатого вала, при которых достигаются максимальные значения давления $p_{в1}$, остаются примерно одинаковыми и равными 4,4 рад.

Индикаторные диаграммы ПК с безнасосной системой охлаждения в виде зависимостей давления нагнетания p_n от угла поворота коленчатого вала φ приведены на рис. 3. Видно, что при уменьшении суммарного объема ПВ V_{Σ} снижается давление газа в начале процесса всасывания, так как падает давление газа $p_{в1}$.

Зависимости мгновенных массовых расходов ОЖ dM_{w1} , dM_{w2} от угла поворота коленчатого вала φ при различных значениях суммарного объема ПВ V_{Σ} приведены на рис. 4.

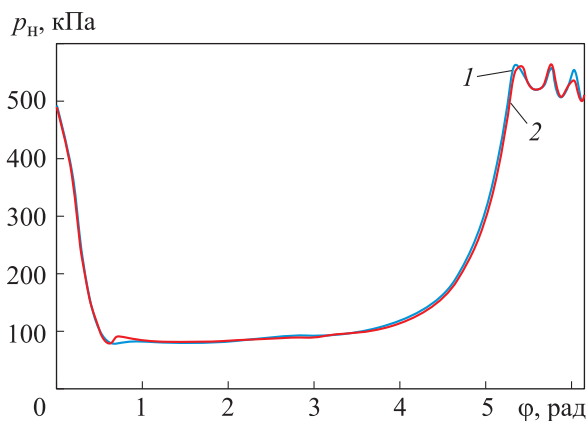


Рис. 3. Индикаторные диаграммы ПК с безнасосной системой охлаждения при суммарном объеме ПВ $V_{\Sigma} = 6,15 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$ (1) и $1,16 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$ (2)

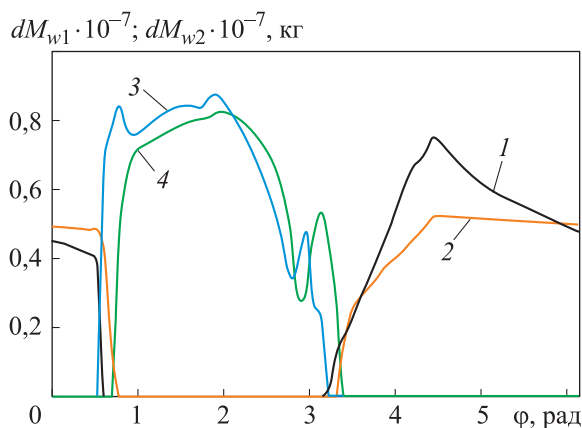


Рис. 4. Зависимости мгновенных массовых расходов ОЖ от угла поворота коленчатого вала φ при различных значениях суммарного объема ПВ:

1 и 3 — dM_{w1} и dM_{w2} при $V_{\Sigma} = 6,15 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$;
2 и 4 — dM_{w1} и dM_{w2} при $V_{\Sigma} = 1,16 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$

С уменьшением суммарного объема ПВ V_{Σ} наблюдается увеличение максимумов мгновенных массовых расходов ОЖ, что обусловлено возрастанием максимального и минимального значений давления газа $p_{в1}$. Максимальное повышение расхода ОЖ dM_{w1} происходит в начале процесса всасывания ($\varphi \approx 0,8$ рад). В диапазоне $0,8 \text{ рад} < \varphi < 2,0 \text{ рад}$ уменьшение суммарного объема ПВ V_{Σ} вызывает увеличение (примерно на 10 %) мгновенного массового расхода ОЖ dM_{w1} . В интервале угла поворота коленчатого вала $2,2 \text{ рад} < \varphi < 2,8 \text{ рад}$ снижение суммарного объема ПВ приводит к падению мгновенного массового расхода ОЖ dM_{w1} , а в диапазоне $2,8 \text{ рад} < \varphi < 3,5 \text{ рад}$ — к его росту.

При движении ОЖ вниз по РО в интервале угла поворота коленчатого вала $3,2 \text{ рад} < \varphi < 6,0 \text{ рад}$ мгновенный массовый расход ОЖ dM_{w2} при малых значениях выше, чем при больших, а при $\varphi > 6$ рад наоборот. В процессе движения ОЖ вниз по РО максимальное значение расхода ОЖ dM_{w2} при суммарном объеме ПВ $V_{\Sigma} = 6,15 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$ примерно на 40 % больше, чем при $V_{\Sigma} = 1,16 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$. Максимальные значения мгновенного массового расхода ОЖ dM_{w2} при разных значениях суммарного объема ПВ V_{Σ} достигаются примерно при одном угле поворота коленчатого вала ($\varphi \approx 4,5$ рад).

Зависимости расхода ОЖ Q_w , относительной массы ОЖ $\Delta M_w / M_n$ (2) и средней высоты ОЖ в РО z_{2cp} от суммарного объема ПВ V_{Σ} приведены на рис. 5.

Как видно из рисунка, в диапазоне суммарного объема ПВ $4,0 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3 \leq V_{\Sigma} \leq 11,6 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$ расход ОЖ Q_w уменьшается. Максимальный

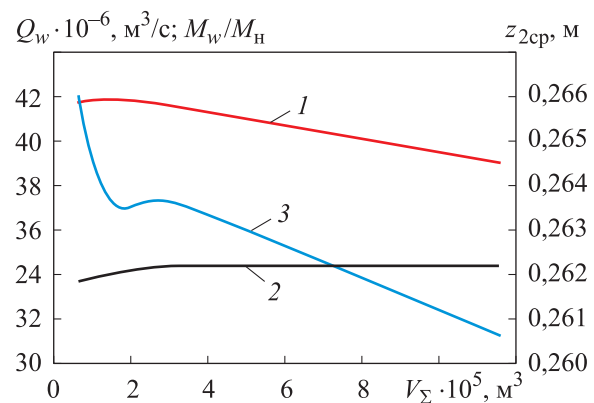


Рис. 5. Зависимости расхода ОЖ Q_w (1), относительной массы ОЖ $\Delta M_w / M_n$ (2) и средней высоты ОЖ в РО z_{2cp} (3) от суммарного объема ПВ V_{Σ}

расход ОЖ $Q_w = 41,9 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$ достигается при суммарном объеме ПВ $V_\Sigma = 1,55 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$. С уменьшением объема V_Σ происходит незначительное снижение относительной массы ОЖ $\Delta M_w/M_n$ и незначительное увеличение средней высоты ОЖ в РО $z_{2\text{ср}}$. Первое обусловлено более быстрым ростом массы M_n , чем массового расхода ОЖ, второе — значительным подъемом ОЖ вследствие резкого падения давления газа в ПВ $p_{в1}$.

Зависимости относительного массового расхода газа $\Delta M_{вс}/M_n$ и относительных потерь энергии $\Delta E_{вс}/A_{инд}$ от суммарного объема ПВ V_Σ приведены на рис. 6

Уменьшение суммарного объема ПВ V_Σ сопровождается снижением массового расхода газа $\Delta M_{вс}/M_n$ и относительных потерь энергии $\Delta E_{вс}/A_{инд}$ (особенно при $V_\Sigma < 3,0 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$), что связано с увеличением параметров M_n и $A_{инд}$.

Изменение суммарного объема ПВ оказывает незначительное влияние на относительные потери работы и давления в процессе всасывания и нагнетания. При уменьшении суммарного объема ПВ наблюдается незначительное увеличение $\Delta A_{вс}/A_{инд}$ с $6,24 \cdot 10^{-2}$ ($V_\Sigma = 1,16 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$) до $6,63 \cdot 10^{-2}$ ($V_\Sigma = 6,15 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$).

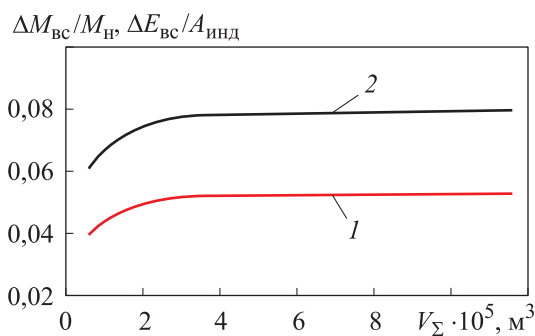


Рис. 6. Зависимости относительного массового расхода газа $\Delta M_{вс}/M_n$ (1) и относительных потерь энергии $\Delta E_{вс}/A_{инд}$ (2) от суммарного объема ПВ V_Σ

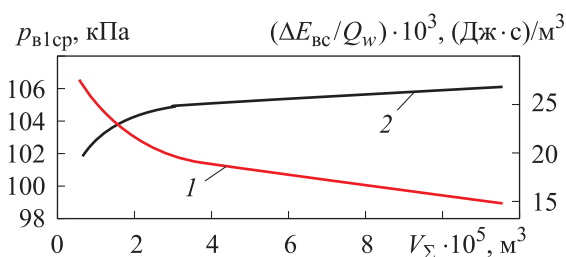


Рис. 7. Зависимости среднего давления газа в ПВ $p_{в1ср}$ (1) и относительных потерь энергии $\Delta E_{вс}/Q_w$ (2) от суммарного объема ПВ V_Σ

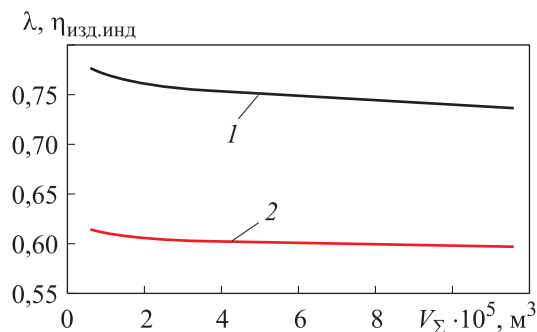


Рис. 8. Зависимости коэффициента подачи λ (1) и индикаторного изотермического КПД $\eta_{из.инд}$ (2) от суммарного объема ПВ V_Σ

Зависимости среднего давления в ПВ $p_{в1ср}$ и относительных потерь энергии $\Delta E_{вс}/Q_w$ от суммарного объема ПВ V_Σ приведены на рис. 7. С уменьшением суммарного объема ПВ V_Σ происходит рост среднего давления газа в ПВ $p_{в1ср}$. При $V_\Sigma < 3 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$ линейная зависимость этих параметров становится гиперболической. Вследствие увеличения расхода ОЖ Q_w при снижении величины V_Σ уменьшаются относительные потери энергии на перетекание газа из РП в ПВ $\Delta E_{вс}/Q_w$, причем при $V_\Sigma > 3 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$ этот процесс имеет линейный характер.

Снижение величины V_Σ приводит к более быстрому падению давления газа в ПВ при его расширении и всасывании, а следовательно, к более быстрому открытию всасывающего клапана и увеличению массы всасываемого газа.

Зависимости коэффициента подачи λ и индикаторного изотермического КПД $\eta_{из.инд}$ от суммарного объема ПВ V_Σ приведены на рис. 8.

Возрастание массы всасываемого газа при уменьшении суммарного объема ПВ вызывает незначительный рост коэффициента подачи (чуть более 1 %) и индикаторного изотермического КПД (около 4 %). Наибольшее увеличение параметров λ и $\eta_{из.инд}$ наблюдается при $V_\Sigma < 4 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$.

Выводы

1. Уменьшение объема ПВ при всасывании из атмосферы приводит к увеличению расхода ОЖ и основных интегральных характеристик: коэффициента подачи и индикаторного изотермического КПД.

2. При наличии всасывающего трубопровода объем ПВ необходимо выбирать из условия гашения колебаний давления, возникающих в нем.

Литература

- [1] Пластинин П.И. *Поршневые компрессоры*. Т. 1. Теория и расчет. Москва, Колосс, 2006. 456 с.
- [2] Щерба В.Е. *Рабочие процессы компрессоров объемного действия*. Москва, Наука, 2008. 318 с.
- [3] 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. 65, pp. 25410–25422, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2023.03.202>
- [4] Щерба В.Е., Нестеренко Г.А., Кужбанов А.К. и др. Расчет процессов сжатия и расширения поршневого насоса с газовым демпфером. *Омский научный вестник*, 2012, № 2, с. 148–152.
- [5] 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>
- [6] 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: <https://doi.org/10.1007/s10556-018-0508-x>
- [7] Shcherba V.E., Aver'yanov G.S., Kalekin V.S. et al. Calculation of rational values of discharge pressures in the compressor and pump sections of a crossheadless reciprocating hybrid power machine. *Chem. Petrol. Eng.*, 2018, vol. 54, no. 5–6, pp. 418–424, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-018-0496-x>
- [8] 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>
- [9] Щерба В.Е., Кузеева Д.А., Носов Е.Ю. Математическое моделирование рабочих процессов поршневого насос-компрессора с газовым объемом на всасывании. *Вестник машиностроения*, 2016, № 4, с. 3–8.
- [10] Щерба В.Е., Носов Е.Ю., Павлюченко Е.А. и др. Анализ динамики движения жидкости в поршневой гибридной энергетической машине с газовым объемом на всасывании. *Химическое и нефтегазовое машиностроение*, 2016, № 4, с. 15–19.
- [11] Shcherba V.E., Khait A., Pavlyuchenko E.A. et al. Development and research of a promising pumpless liquid cooling system for reciprocating compressors. *Energies*, 2023, vol. 16, no. 3, art. 1191, doi: <https://doi.org/10.3390/en16031191>
- [12] Щерба В.Е., Аверьянов Г.С., Корнеев С.А. и др. Анализ применения различных охлаждающих жидкостей в двухцилиндровой одноступенчатой поршневой гибридной энергетической машине с движением жидкости под действием разрежения на всасывании по результатам экспериментальных исследований. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2020, № 12, с. 40–49, doi: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2020-12-40-49>
- [13] Тегжанов А.С., Щерба В.Е., Болштянский А.П. *Поршневой компрессор с автономным жидкостным рубашечным охлаждением*. Патент РФ 2784267. Заявл. 29.07.2022, опубл. 23.11.2022.
- [14] Shcherba V.E., Tegzhanov A.Kh.-S., Ekimov G.I. Development of a prototype positive displacement piston hybrid power machine with two suction valves and a facility for its testing. *Chem. Petrol. Eng.*, 2023, vol. 59, no. 1–2, pp. 144–152, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-023-01220-6>
- [15] Shcherba V.E., Tegzhanov A.Kh.-S. et al. Analysis of results of experimental study of working processes of a positive-displacement piston hybrid power machine having two suction valves with change of compressed gas discharge pressure. *Chem. Petrol. Eng.*, 2023, vol. 59, no. 5–6, pp. 393–402, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-024-01255-3>

- [16] Shcherba V.E., Tegzhanov A.S. Analysis of dynamics and integral characteristics of a reciprocating hybrid energy machine with two suction valves when changing the rotational speed of the crankshaft. *Chem. Petrol. Eng.*, 2022, vol. 58, no. 7–8, pp. 669–676, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-023-01145-0>
- [17] Shcherba V.E., Tegzhanov A.S. Analysis of the dynamics of coolant movement and working processes in a piston hybrid positive displacement energy machine with a gas dome and two suction valves with injection pressure variation. *Chem. Petrol. Eng.*, 2022, vol. 58, no. 7–8, pp. 658–668, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-023-01144-1>
- [18] Тержанов А.-Х.С., Щерба В.Е., Болштыанский А.П. и др. *Способ автономного охлаждения поршневого компрессора и устройство для его осуществления*. Патент РФ 2825501. Заявл. 09.08.2023, опубл. 26.08.2024.

References

- [1] Plastinin P.I. *Porshnevyye kompressory*. Т. 1. Teoriya i raschet [Piston compressors. Vol. 1. Theory and calculations]. Moscow, Koloss Publ., 2006. 456 p. (In Russ.).
- [2] Shcherba V.E. *Rabochie protsessy kompressorov obemnogo deystviya* [Working processes of compressors of volumetric action]. Moscow, Nauka Publ., 2008. 318 p. (In Russ.).
- [3] 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. 65, pp. 25410–25422, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2023.03.202>
- [4] Shcherba V.E., Nesterenko G.A., Kuzhbanov A.K. et al. Calculation of processes of compression and extension of piston pump with gas damper. *Omskiy nauchnyy vestnik* [Omsk Scientific Bulletin], 2012, no. 2, pp. 148–152. (In Russ.).
- [5] 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>
- [6] 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: <https://doi.org/10.1007/s10556-018-0508-x>
- [7] Shcherba V.E., Aver'yanov G.S., Kalekin V.S. et al. Calculation of rational values of discharge pressures in the compressor and pump sections of a crossheadless reciprocating hybrid power machine. *Chem. Petrol. Eng.*, 2018, vol. 54, no. 5–6, pp. 418–424, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-018-0496-x>
- [8] 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>
- [9] Shcherba V.E., Kuzeeva D.A., Nosov E.Yu. Nonuniform delivery rates from multicylinder pumps. *Vestnik mashinostroeniya*, 2016, no. 4, pp. 3–8. (In Russ.). (Eng. version: *Russ. Engin. Res.*, 2016, vol. 36, no. 4, pp. 266–269, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068798X1604016X>)
- [10] Shcherba V.E., Nosov E.Yu., Pavlyuchenko E.A. et al. Analysis of the motion dynamics of liquid in a hybrid energy-converting piston machine with gas plenum in the intake. *Khimicheskoe i neftegazovoe mashinostroenie*, 2016, no. 4, pp. 15–19. (In Russ.). (Eng. version: *Chem. Petrol. Eng.*, 2016, vol. 52, no. 3–4, pp. 244–250, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-016-0182-9>)
- [11] Shcherba V.E., Khait A., Pavlyuchenko E.A. et al. Development and research of a promising pumpless liquid cooling system for reciprocating compressors. *Energies*, 2023, vol. 16, no. 3, art. 1191, doi: <https://doi.org/10.3390/en16031191>
- [12] Shcherba V.E., Averyanov G.S., Korneev S.A. et al. An analysis of various cooling liquids in a two-cylinder single-stage piston hybrid power machine with fluid flow due to vacuum at

- suction based on experimental results. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroyeniye* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2020, no. 12, pp. 40–49, doi: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2020-12-40-49> (in Russ.).
- [13] Tegzhanov A.S., Shcherba V.E., Bolshtyanskiy A.P. *Porshnevoy kompressor s avtonomnym zhidkostnym rubashechnym okhlazhdeniem* [Reciprocating compressor with self-contained liquid jacket cooling]. Patent RU 2784267. Appl. 29.07.2022, publ. 23.11.2022. (In Russ.).
- [14] Shcherba V.E., Tegzhanov A.Kh.-S., Ekimov G.I. Development of a prototype positive displacement piston hybrid power machine with two suction valves and a facility for its testing. *Chem. Petrol. Eng.*, 2023, vol. 59, no. 1–2, pp. 144–152, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-023-01220-6>
- [15] Shcherba V.E., Tegzhanov A.Kh.-S. et al. Analysis of results of experimental study of working processes of a positive-displacement piston hybrid power machine having two suction valves with change of compressed gas discharge pressure. *Chem. Petrol. Eng.*, 2023, vol. 59, no. 5–6, pp. 393–402, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-024-01255-3>
- [16] Shcherba V.E., Tegzhanov A.S. Analysis of dynamics and integral characteristics of a reciprocating hybrid energy machine with two suction valves when changing the rotational speed of the crankshaft. *Chem. Petrol. Eng.*, 2022, vol. 58, no. 7–8, pp. 669–676, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-023-01145-0>
- [17] Shcherba V.E., Tegzhanov A.S. Analysis of the dynamics of coolant movement and working processes in a piston hybrid positive displacement energy machine with a gas dome and two suction valves with injection pressure variation. *Chem. Petrol. Eng.*, 2022, vol. 58, no. 7–8, pp. 658–668, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-023-01144-1>
- [18] Tegzhanov A.-Kh.S., Shcherba V.E., Bolshtyanskiy A.P. et al. *Sposob avtonomnogo okhlazhdeniya porshneвого komпрессора i ustroystvo dlya ego osushchestvleniya* [Method of independent cooling of piston compressor and device for its implementation]. Patent RU 2825501. Appl. 09.08.2023, publ. 26.08.2024. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 28.12.2024

Информация об авторах

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

ЕКИМОВ Геннадий Игоревич — аспирант, ассистент кафедры «Гидромеханика и транспортные машины». Омский государственный технический университет (644050, Омск, Российская Федерация, пр. Мира, д. 11, e-mail: genaekimov55rus@gmail.com).

Information about the authors

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

EKIMOV Gennady Igorevich — Postgraduate, Assistant, Department of Hydromechanics and Transport Vehicles. Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: genaekimov55rus@gmail.com).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Щерба В.Е., Екимов Г.И. Анализ влияния объема газовой полости всасывания на работу поршневого компрессора с безнасосной системой охлаждения. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2025, № 2, с. 101–110.

Please cite this article in English as:

Shcherba V.E., Ekimov G.I. Analysis of the influence of the volume of the gas suction cavity on the operation of a piston compressor with a pumpless cooling system. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2025, no. 2, pp. 101–110.