

ОЦЕНКА РАЦИОНАЛЬНЫХ ЗАТРАТ ЭНЕРГИИ НА ДИСПЕРГИРОВАНИЕ ЖИДКОСТИ В ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРАХ С ДВУХФАЗНЫМ РАБОЧИМ ТЕЛОМ

В. Е. Щерба¹, А. К. Кужбанов¹, М. И. Гильдебрандт¹,
В. Ю. Куденцов¹, Н. С. Галдин², А. А. Гладенко¹

¹Омский государственный технический университет,
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

²Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет,
Россия, 644080, г. Омск, пр. Мира, 5

В работе рассмотрено условие эффективной работы поршневого компрессора при впрыске охлаждающей жидкости, которое заключается в том, что затраты на ее распыление и впрыск должны быть меньше, чем выигрыш в индикаторной работе, получаемый при интенсивном охлаждении газа и приближении процесса сжатия к изотермическому.

Максимальный относительный выигрыш в подводимой технической работе составляет не более 25 % при использовании системы впрыска охлаждающей жидкости. Следовательно, для получения энергетического эффекта от применения системы охлаждения затраты на ее организацию не должны превышать 10–15 %.

Наибольшее влияние на величину выигрыша энергии при организации впрыска жидкости оказывает средний радиус капель охлаждающей жидкости, затем — относительное количество впрыскиваемой жидкости.

Эффективность впрыска жидкости увеличивается с увеличением отношения давления нагнетания к давлению всасывания и с уменьшением числа оборотов коленчатого вала.

Ключевые слова: компрессор объемного действия, выигрыш в индикаторной работе, впрыск охлаждающей жидкости, давление нагнетания, число оборотов, относительное количество впрыскиваемой жидкости, средний радиус капли, теплообмен.

Введение

Компрессоры объемного действия широко распространены во многих областях промышленности, сельского хозяйства, нефтехимического комплекса, на транспорте и т. д. и являются одним из наиболее значимых потребителей энергии в стране. Вследствие этого задача повышения их эффективности является актуальной уже много лет и не потеряла свою значимость в настоящее время. Одним из основных путей повышения эффективности и экономичности работы компрессоров объемного действия является улучшение их охлаждения и в первую очередь приближение процесса сжатия к изотермическому [1, 2]. В настоящее время для отвода теплоты сжатия в компрессорах объемного действия используются три вида теплообмена: рекуперативный, регенеративный и смешительный теплообмен [3–5]. В работах [6] и [7] разработан методологический подход к оценке эффективности применения рекуперативного и смешительного теплообмена в поршневом компрессоре. В настоящее время проводится достаточно много работ по разработке поршневых компрессоров с регенеративным теплообменом. Поршневые компрессоры с регенеративным теплообменом являются, по сути дела, поршневыми гибридными энергетическими машинами, обеспечивающими сжатие и перемещение газа и капельной жидкости к потребителю при исполь-

зовании одной цилиндропоршневой группы [8–10]. В этом случае серьезным образом сокращаются массогабаритные размеры — практически в два раза. К недостаткам машин, использующих регенеративный и рекуперативный теплообмен, следует отнести в первую очередь ограниченную поверхность теплообмена. В компрессорах, использующих смешительный теплообмен, создается развитая поверхность теплообмена за счет распыления (диспергирования) жидкости в сжимаемый газ.

Работы по исследованию рабочих процессов в поршневых компрессорах со впрыском жидкости ведутся достаточно давно [11–13], однако их актуальность не потеряна и по настоящее время. Диспергирование жидкости в различных машинах объемного действия осуществляется разными путями:

— используются форсунки для распыления жидкости как чисто механически (однофазные), так и с использованием сжатого газа (двухфазные);

— диспергирование жидкости осуществляется механическим путем в рабочей полости машины как ротором (винтовые и водокольцевые компрессоры) [14, 15], так и поршнем (водородные компрессоры с жидкостным поршнем [16, 17], поршневые гибридные энергетические машины [18, 19]).

С увеличением количества впрыскиваемой жидкости и уменьшением размера капель охлаждающей жидкости увеличивается количество отво-

димой теплоты в процессе сжатия, что позволяет приблизить процесс сжатия к изотермическому и повысить индикаторный изотермический КПД. Но, с другой стороны, увеличиваются энергетические затраты на диспергирование охлаждающей жидкости, что может нивелировать выигрыш в работе сжатия от охлаждения.

Вследствие этого представляется целесообразным определить относительные предельные энергетические затраты на диспергирование жидкости в машинах объемного действия. Под предельными энергетическими затратами следует понимать: когда выигрыш в работе от охлаждения компримируемого газа будет больше или равен энергетическим затратам на диспергирование жидкости.

Теория

В настоящее время при моделировании рабочих процессов машин объемного действия, как с однофазным, так и с двухфазным рабочим телом, используются различные виды моделей: политропное приближение, модели с сосредоточенными параметрами (0-мерные модели) и модели с распределенными параметрами (двух- и трехмерные). Несмотря на то, что модели с распределенными параметрами потенциально являются более точными, их применение сдерживается значительным временем реализации и отсутствием значений эмпирических констант, необходимых для замыкания уравнений Рейнольдса в моделях турбулентности. Модели с сосредоточенными параметрами базируются на широком экспериментальном материале, который нарабатывался десятилетиями, имеет незначительное время реализации и результаты, полученные с их помощью, хорошо согласуются с результатами эксперимента [1–3]. Вследствие этого представляется целесообразным использовать модели с сосредоточенными параметрами.

Проведенный анализ теоретических и экспериментальных исследований по расчету рабочих процессов компрессоров объемного действия, компрессоров с двухфазным рабочим телом позволяет принять следующие допущения:

1. Фазовые переходы первого рода (испарение, конденсация) между фазами рабочего тела отсутствуют. Это допущение характерно для жидкости, которая реально используется в компрессорах объемного действия: вода, минеральное масло, ионная жидкость [3, 17].

2. Охлаждающая жидкость находится в рабочей полости в виде сферических капель, равномерно распределенных по объему.

3. Все капли охлаждающей жидкости имеют одинаковый размер.

4. Градиент изменения температуры внутри капли пренебрежимо мал.

5. Деформация капель под действием температуры и давления отсутствует.

6. Теплофизические свойства рабочего тела остаются постоянными в процессе сжатия.

7. Внешний теплообмен между компримируемым газом и поверхностями стенок рабочей камеры пренебрежимо мал.

8. Масса сжимаемого газа и охлаждающей жидкости в процессе сжатия остаются постоянными (утечки и приточки через неплотности рабочей камеры отсутствуют).

Последовательно рассмотрим процессы в газовой и жидкостной фазах рабочего тела.

Газовая фаза

В основу математических моделей с сосредоточенными параметрами положены: закон сохранения массы в виде первого закона термодинамики тела переменной массы, уравнение изменения объема рабочей полости, уравнение состояния и в общем случае уравнение динамики движения запорного органа самодействующего клапана.

Учитывая, что объектом рассмотрения является процесс сжатия, т. к. в нем подводится основная техническая работа, а также с учетом вышепринятых допущений система уравнений для моделирования рабочих процессов в газовой фазе запишется в виде:

$$\begin{cases} dU = dQ - pdV & (1) \\ V = V_m + \frac{V_h}{2} \left[(1 - \cos\varphi) + \frac{\lambda_r}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] - V_w, & (2) \\ p = (k - 1)U/V & (3) \\ T = pV/MR & (4) \end{cases}$$

где $U = C_v MT$ — полная внутренняя энергия; p , V , T и M — давление насоса, объем, температура и масса рабочей полости; V_w — объем впрыснутой жидкости; V_m — величина мертвого объема; $V_h = \frac{\pi d^2}{4} S_h$ — рабочий объем; d — диаметр поршня; S_h — полный ход поршня; λ_r — отношение хода поршня к удвоенной длине шатуна; k — показатель адиабаты; C_v — удельная изохорная теплоемкость; φ — угол поворота коленчатого вала.

Элементарный внешний теплообмен, в соответствии с гипотезой Ньютона — Рихмана, может быть определен как:

$$dQ = \alpha F(T_w - T)dt. \quad (5)$$

Коэффициент теплообмена в общем случае является функцией числа Рейнольдса и числа Прандтля и определяется по уравнению Фресслинга [3]. С учетом принятых допущений последнее запишется в виде

$$Nu = 2. \quad (6)$$

Из уравнения (6) коэффициент теплообмена определится как

$$\alpha = \frac{\lambda}{r_k}, \quad (7)$$

где λ — коэффициент теплопроводности газа; r_k — средний радиус капли.

Величина поверхности теплообмена определится как

$$F = 4\pi r_k^2 N_k. \quad (8)$$

Количество капель охлаждающей жидкости можно определить как

$$N_k = \frac{G_w}{\left(\frac{4}{3} \pi r_k^3 \rho_w \right)}, \quad (9)$$

где $G_w = G_r d_{впр}$ — количество охлаждающей жидкости в рабочей камере; $d_{впр}$ — относительное количество впрыскиваемой жидкости $\left(d_{впр} = \frac{G_w}{G_r} \right)$; ρ_w — плотность охлаждающей жидкости; G_r — масса компримируемого газа.

Элементарное изменение объема рабочей камеры определится как

$$dV = V_p F_p d\tau, \quad (10)$$

где $V_p = \frac{Sh}{2} \omega \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right)$ — скорость поршня;
 $F_p = \frac{\pi d^2}{4}$ — площадь поршня; ω — угловая скорость

коленчатого вала.

Жидкостная фаза

При рассмотрении термодинамических процессов в жидкостной фазе примем, что давление в ней равно давлению в газовой фазе. Для определения температуры охлаждающей жидкости воспользуемся уравнением сохранения энергии, которое, с учетом принятых допущений, сводится к виду

$$dT_w = \frac{-dQ}{C_w G_w}, \quad (11)$$

где C_w — удельная массовая изохорная теплоемкость жидкости.

Таким образом, система уравнений (1), (2), (3), (11) описывает изменение термодинамических параметров двухфазного рабочего тела в процессе сжатия.

Несмотря на кажущуюся простоту, данная система аналитического решения не имеет. В работе [3] данная система преобразована в дифференциальное уравнение второго порядка с переменными коэффициентами. После преобразования исходной задачи Коши в краевую дифференциальную задачу, последняя была решена приближенным методом — методом Галеркина.

Принимая во внимание, что вычислительная схема Эйлера для этой системы весьма устойчива, гораздо более проще решать ее данным методом, что и было в дальнейшем реализовано.

Относительный выигрыш в технической работе, подводимой в процессе сжатия, можно определить как

$$\bar{A}_{сж} = \frac{\Delta A_{сж}}{A_{сж}} = \frac{A_{адсж} - A_{сж}}{A_{сж}}, \quad (12)$$

где $A_{сж} = \int_{p_{вс}}^{p_n} V dp$ — техническая работа, подводимая в процессе сжатия с двухфазным рабочим телом;

$A_{адсж} = \frac{k}{k-1} MRT_{вс} \left[\left(\frac{p_n}{p_{вс}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$ — техни-

ческая работа, подводимая при адиабатическом сжатии; $p_{вс}$, $T_{вс}$ — давление и температура всасываемого газа; p_n — давление нагнетания.

Значение показателя политропы конечных параметров псж можно определить как

$$n_{сж} = \ln(p_n/p_{вс}) / \ln(V_n/V_{сж}), \quad (13)$$

где $V_{сж}$ — значение объема рабочей полости в конце процесса сжатия.

Зная значение показателя политропы псж, подводимую техническую работу в процессе сжатия с достаточной точностью, можно определить как

$$A_{сж} = \frac{n_{сж}}{n_{сж} - 1} MRT_{вс} \left[\left(\frac{p_n}{p_{вс}} \right)^{\frac{n_{сж}-1}{n_{сж}}} - 1 \right]. \quad (14)$$

Таким образом, для организации эффективной системы охлаждения необходимо чтобы затраты на ее организацию были меньше получаемого выигрыша в технической работе.

$$\bar{A}_{зат} < \bar{A}_{сж}.$$

Результаты и обсуждение

Проведенный анализ рабочих процессов компрессоров объемного действия с двухфазным рабочим телом позволил установить, что можно выделить четыре независимых параметра, оказывающих наибольшее влияние: давление нагнетания (p_n), число оборотов коленчатого вала ($n_{об}$), относительное количество впрыскиваемой жидкости, средний радиус каплей охлаждающей жидкости (r_k). В качестве целевых функций целесообразно рассмотреть относительный выигрыш в технической работе, подводимой в процессе сжатия — $\bar{A}_{сж}$, и показатель политропы процесса сжатия.

В качестве объекта исследования рассмотрим поршневой компрессор, который имеет следующие основные конструктивные и эксплуатационные характеристики:

- диаметр поршня — 0,04 м;
- полный ход поршня — 0,045 м;
- отношение полного хода поршня к удвоенной длине шатуна — 0,2;
- величина относительного мертвого пространства — 0;
- давление всасывания — 0,1 МПа;
- температура всасываемого газа — 293 К;
- температура впрыскиваемой жидкости — 293 К.

Проведенный анализ существующей технической литературы и проведенных экспериментальных и теоретических исследований [1–3] позволил установить диапазоны изменения основных независимых параметров:

- давление нагнетания компримируемого газа — (0,3–1,0) МПа;
- число оборотов коленчатого вала — (500–1500) об/мин;
- относительное количество впрыскиваемой жидкости — (1–10) кг/кг;
- средний радиус каплей охлаждающей жидкости — (10–100) мкм.

При планировании численного эксперимента воспользуемся классическим планом с дробными репликами. В качестве базовой точки возьмем точку со следующими независимыми параметрами: $p_n = 0,5$ МПа; $n_{об} = 1000$ об/мин; $d_{впр} = 5$ кг/кг; $r_k = 50$ мкм.

Проведем анализ влияния независимых переменных на выбранные целевые функции:

Давление нагнетания компримируемого газа

На рис. 1 представлены изменения относительного впрыска в подводимой технической работе в процессе сжатия и показателя политропы от давления нагнетания. Представленные результаты позволяют сделать следующие выводы:

1. Выигрыш в подводимой технической работе увеличивается от 8,2 % при $p_n = 0,3$ МПа до 19,46 % при $p_n = 1,0$ МПа.

Необходимо отметить, что увеличение $\Delta A_{сж}/A_{сж}$ от p_n имеет характер, близкий к линейному.

2. В общем случае при увеличении p_n мы наблюдаем уменьшение величины $n_{сж}$, однако это уменьшение весьма мало.

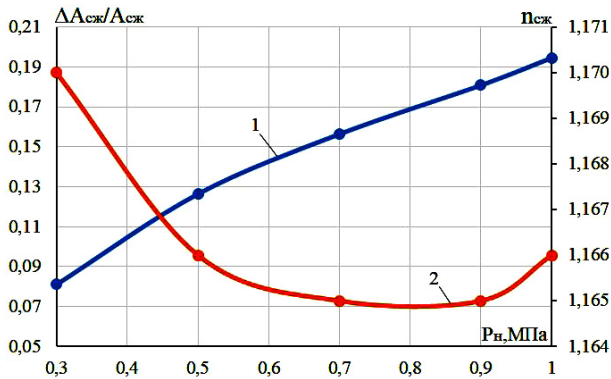


Рис. 1. Зависимости относительного выигрыша в подводимой технической работе в процессе сжатия и показателя политропы процесса сжатия от давления нагнетания (1 — $\Delta A_{сж}/A_{сж}$; 2 — $n_{сж}$)
 Fig. 1. Dependences of the relative gain in the supplied technical work in the compression process and the polytropic index of the compression process on the injection pressure (1 — $\Delta A_{сж}/A_{сж}$; 2 — $n_{сж}$)

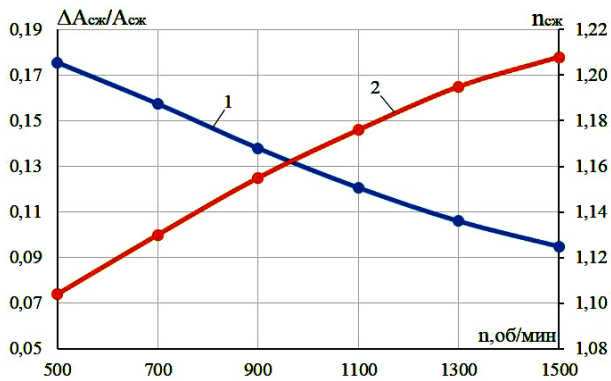


Рис. 2. Зависимости относительного выигрыша в подводимой технической работе в процессе сжатия и показателя политропы процесса сжатия от числа оборотов коленчатого вала (1 — $\Delta A_{сж}/A_{сж}$; 2 — $n_{сж}$)
 Fig. 2. Dependences of the relative gain in the input technical work during the compression process and the polytropic index of the compression process on the number of revolutions of the crankshaft (1 — $\Delta A_{сж}/A_{сж}$; 2 — $n_{сж}$)

3. Значение критерия значимости, определенно как $\Delta \bar{y}/\Delta \bar{x}$ для исследуемых целевых функций, равны: $K_{pa} = 0,793$; $K_{pn} = 0,0032$.

Анализируя полученные значения, можно сделать однозначный вывод, что влиянием значения $p_{н}$ на величину $n_{сж}$ можно пренебречь.

Число оборотов коленчатого вала

С увеличением числа оборотов коленчатого вала происходит уменьшение времени процесса сжатия, что приводит к уменьшению количества отводимой теплоты и увеличению показателя политропы процесса сжатия (рис. 2). Увеличение показателя политропы процесса сжатия приводит к увеличению подводимой технической работы в процессе сжатия и уменьшению значения $\Delta A_{сж}/A_{сж}$. Зависимости функций $\Delta A_{сж}/A_{сж}$ и $n_{сж}$ от $n_{об}$ имеют характер, близкий к линейному. Проведенные расчеты позволили установить, что значения критериев значимости равны $K_{na} = 0,597$; $K_{nn} = 0,089$.

Относительное количество впрыскиваемой жидкости

С увеличением количества впрыскиваемой жидкости увеличивается поверхность теплообмена

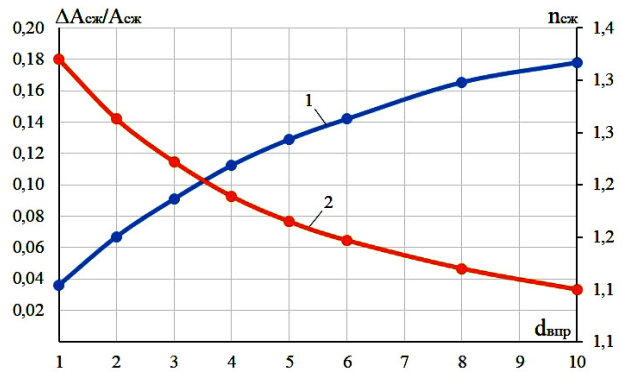


Рис. 3. Зависимости относительного выигрыша в подводимой технической работе в процессе сжатия и показателя политропы процесса сжатия от относительного количества впрыскиваемой жидкости (1 — $\Delta A_{сж}/A_{сж}$; 2 — $n_{сж}$)
 Fig. 3. Dependences of the relative gain in the supplied technical work during the compression process and the polytropic index of the compression process on the relative amount of injected liquid (1 — $\Delta A_{сж}/A_{сж}$; 2 — $n_{сж}$)

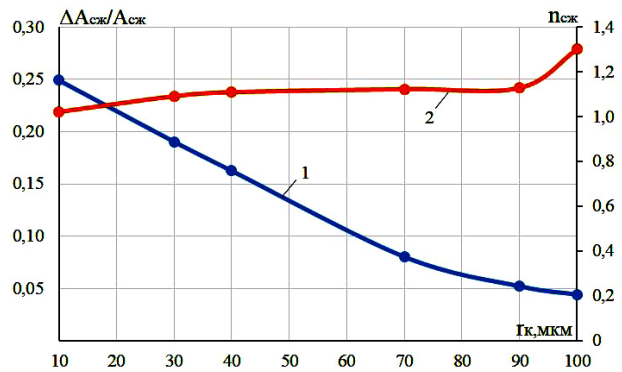


Рис. 4. Зависимости относительного выигрыша в подводимой технической работе в процессе сжатия и показателя политропы процесса сжатия от среднего радиуса капель охлаждающей жидкости (1 — $\Delta A_{сж}/A_{сж}$; 2 — $n_{сж}$)
 Fig. 4. Dependences of the relative gain in the supplied technical work in the compression process and the polytropic index of the compression process on the average radius of the coolant droplets (1 — $\Delta A_{сж}/A_{сж}$; 2 — $n_{сж}$)

между газом и каплями охлаждающей жидкости, что приводит к увеличению количества отводимой теплоты и уменьшению показателя политропы процесса сжатия (рис. 3). Уменьшение показателя политропы процесса сжатия приводит к увеличению $\Delta A_{сж}/A_{сж}$. Необходимо отметить, что зависимости $n_{сж} = f(d_{впр})$ и $\Delta A_{сж}/A_{сж} = f(d_{впр})$ имеют параболический характер. Значения критериев значимости составляют $K_{da} = 0,811$; $K_{dn} = 0,111$, что позволяет сделать вывод о весьма значимом влиянии $d_{впр}$ на целевые функции.

Средний радиус капель охлаждающей жидкости

Средний радиус капли оказывает, в общем случае, даже более значимое влияние, чем количество впрыскиваемой жидкости, т. к. значение

$$\alpha F = \frac{3\lambda G_w}{\rho_w r_k^2} \quad (15)$$

В приведенном выражении произведение коэффициента теплообмена на величину теплообменной поверхности значение G_w находится в пер-

вой степени, а значение величины r_k — во второй. Из приведенного выражения видно, что с уменьшением среднего радиуса капли количество отводимой теплоты увеличивается и процесс сжатия приближается к изотермическому (рис. 4). Так, при $r_k = 10$ мкм значение политропы $n_{сж}$ равно $n_{сж} = 1,022$. Наиболее значимое увеличение $n_{сж}$ начинается после $r_k = 70$ мкм, и видим, что при $r_k = 100$ мкм значение $n_{сж} = 1,302$.

Величина относительного выигрыша в работе процесса сжатия достигает почти 25 % при $r_k = 10$ мкм, затем наблюдается почти линейное падение с увеличением r_k до 70 мкм, а затем явно нелинейное. При $r_k = 100$ мкм величина $\Delta A_{сж}/A_{сж}$ уже незначительна и составляет 4,42 %.

Значения критериев значимости составляют $K_{ра} = 0,85$; $K_{тн} = 0,102$, что полностью подтверждает сделанные ранее утверждения.

Основные выводы

1. Максимальный относительный выигрыш в подводимой технической работе составляет не более 25 % при использовании системы впрыска охлаждающей жидкости. Следовательно, для получения энергетического эффекта от применения системы охлаждения затраты на ее организацию не должны превышать 10–15 %.

2. Наибольшее влияние на величину выигрыша энергии при организации впрыска жидкости оказывает средний радиус капель охлаждающей жидкости, затем — относительное количество впрыскиваемой жидкости.

3. Эффективность впрыска жидкости увеличивается с увеличением отношения давления нагнетания к давлению всасывания и с уменьшением числа оборотов коленчатого вала.

4. С точки зрения значимости влияния на выигрыш в технической работе отношение $p_n/p_{вс}$ оказывает более значимое влияние, чем $n_{об}$.

Список источников

1. Пластинин П. И. Поршневые компрессоры. В 2 т. Т. 1. Теория и расчет. 3-е изд. Москва: Колос, 2006. 456 с. ISBN 5-9532-0428-0.

2. Фотин Б. С., Пирумов И. Б., Прилуцкий И. К., Пластинин П. И. Поршневые компрессоры // под общ. ред. Б. С. Фотина. Ленинград: Машиностроение, 1987. 372 с.

3. Щерба В. Е. Теория, расчет и конструирование поршневых компрессоров объемного действия. 2-е изд., доп. Москва: Юрайт, 2019. 323 с.

4. Shcherba V. E., Khait A., Nosov E. Yu., Pavlyuchenko E. A. Numerical Analysis of Unsteady Heat Transfer in the Chamber in the Piston Hybrid Compressor with Regenerative Heat Exchange // Machines. 2023. Vol. 11 (3). P. 363. DOI: 10.3390/machines11030363.

5. Shcherba V. E., Khodoreva E. V., Dorofeev E. A. Methodology for Preliminary Assessment of Design Parameters of Suction Valve and Discharge Valve of a Piston Hybrid Energy Machine of Volumetric Action with Regenerative Heat Exchange // Russian Engineering Research. 2024. Vol. 44, no. 5. P. 639–646. DOI: 10.3103/S1068798X24700758.

6. Shcherba V. E., Grigoriev A. V., Zaloznov I. P., Ovsyannikov A. Yu. Assessing the efficiency of various cooling methods for reciprocating compressors // Chemical and Petroleum Engineering. 2022. Vol. 57, no. 9–10. P. 756–764. DOI: 10.1007/s10556-022-01003-5.

7. Shcherba V. E., Shalai V. V., Grigoryev A. V., Pavlyuchenko E. A., Ovsyannikov A. Yu. General approach for estimating the

energy efficiency of cooling in positive displacement compressors // Chemical and Petroleum Engineering. 2021. Vol. 57, no. 7–8. P. 567–575. DOI: 10.1007/s10556-021-00977-y. EDN: CMOZRA.

8. Пат. 2763099 Российская Федерация, МПК F04B 39/06 (2006.01), F04B 49/02 (2006.01). Способ работы системы жидкостного охлаждения машины объемного действия и устройство для его осуществления / Щерба В. Е., Болштянский А. П., Азябин З. В., Носов Е. Ю., Тегжанов А. С. № 2021107058; заявл. 18.03.2021; опубл. 27.12.2021. Бюл. № 36.

9. Khait A., Shcherba V., Nosov E. Numerical and experimental investigation of the hybrid piston compressor using the novel multi-time-scale OpenFOAM®-based model // Applied Thermal Engineering. 2024. Vol. 249 (5). 123448. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2024.123448.

10. 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 (751). С. 96–102. DOI: 10.18698/0536-1044-2022-10-96-102. EDN: DISNZR.

11. Пластинин П. И., Щерба В. Е. Рабочие процессы объемных компрессоров со впрыском жидкости. Москва: ВИНТИ, 1996. 153 с.

12. Воропай П. И. Эффективный способ охлаждения воздуха в поршневых компрессорах // Промышленная энергетика. 1963. № 12. С. 24–29.

13. Слободянюк Л. И., Гогин Ю. Н. Охлаждение компрессора впрыском воды в цилиндр // Известия вузов. Энергетика. 1961. № 9. С. 62–66.

14. Сакун И. А. Винтовые компрессоры. Ленинград: Машиностроение, 1970. 400 с.

15. Хлумский В. Ротационные компрессоры и вакуум-насосы / пер. с чешского А. А. Трохина. Москва: Машиностроение, 1971. 128 с.

16. Jin Y., Guo Y., Zhang S. [et al.]. Study on the dynamic characteristics of the free piston in the ionic liquid compressor for hydrogen refueling stations by the fluid-structure interaction modeling // International Journal of Hydrogen Energy. 2023. Vol. 48 (2). P. 25410–25422. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2023.03.202.

17. Zhou H., Dong P., Zhao S. [et al.]. Interrupted plate porous media design for ionic liquid-type liquid piston hydrogen compressor and analysis of the effect on compression efficiency // Journal of Energy Storage. 2022. Vol. 51 (17). 104410. DOI: 10.1016/j.est.2022.104410.

18. Shcherba V. E., Shalay V. V., Nosov E. Yu., Pavlyuchenko E. A., Tegzhanov A. S. Development and Research of Crosshead-Free Piston Hybrid Power Machine // Machines. 2021. Vol. 9, no. 32. P. 1–38. DOI: 10.3390/machines9020032.

19. Shcherba V. E., Tegzhanov A.-Kh. S. Mathematical model of working processes of a positive displacement piston hybrid power machine with a gas cap and two suction valves // Chemical and Petroleum Engineering. 2022. Vol. 58, no. 5–6. P. 388–397. DOI: 10.1007/s10556-022-01104-1.

ЩЕРБА Виктор Евгеньевич, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Гидромеханика и транспортные машины» Омского государственного технического университета (ОмГТУ), г. Омск.

SPIN-код: 6637-4059

ORCID: 0000-0002-5262-008X

AuthorID (SCOPUS): 7006190048

ResearcherID: D-5093-2014

Адрес для переписки: scherba_v_e@list.ru

КУЖБАНОВ Акан Каербаевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Гидромеханика и транспортные машины» ОмГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 5843-8008



ORCID: 0000-0003-0565-2254

ResearcherID: p-2641-2015

Адрес для переписки: akan05@rambler.ru

ГИЛЬДЕБРАНДТ Маргарита Ивановна, кандидат технических наук, доцент кафедры «Нефтегазовое дело, стандартизация и метрология» ОмГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 8369-6750

AuthorID (SCOPUS): 57201776013

Адрес для переписки: rita.kononova.94@mail.ru

КУДЕНЦОВ Владимир Юрьевич, доктор технических наук, доцент (Россия), профессор кафедры «Авиа- и ракетостроение» ОмГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 3688-4590

ORCID: 0000-0002-4521-2379

AuthorID (SCOPUS): 55318654800

ResearcherID: E-6640-2014

Адрес для переписки: kvu_om@mail.ru

ГАЛДИН Николай Семенович, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры «Строительная, подъемно-транспортная и нефтегазовая техника» Сибирского государственного автомобильно-дорожного университета, г. Омск.

SPIN-код: 5739-0183

ORCID: 0000-0001-8945-1542

AuthorID (SCOPUS): 6602305514

Адрес для переписки: galdin_ns@sibadi.org

ГЛАДЕНКО Алексей Анатольевич, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры «Нефтегазовое дело, стандартизация и метрология» ОмГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 5725-1730

ORCID: 0000-0002-2484-8685

AuthorID (SCOPUS): 57190854254

ResearcherID: B-4257-2017

Адрес для переписки: gladenko1961@yandex.ru

Для цитирования

Щерба В. Е., Кужбанов А. К., Гильдебрандт М. И., Куденцов В. Ю., Галдин Н. С., Гладенко А. А. Оценка рациональных затрат энергии на диспергирование жидкости в поршневых компрессорах с двухфазным рабочим телом // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2024. Т. 8, № 4. С. 21–28. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-4-21-28.

Статья поступила в редакцию 25.10.2024 г.

© В. Е. Щерба, А. К. Кужбанов, М. И. Гильдебрандт,
В. Ю. Куденцов, Н. С. Галдин, А. А. Гладенко

EVALUATION OF RATIONAL ENERGY COSTS FOR LIQUID DISPERSION IN PISTON COMPRESSORS WITH A TWO-PHASE WORKING FLUID

V. E. Scherba¹, A. K. Kuzhbanov¹, M. I. Gildebrandt¹,
V. Yu. Kudentsov¹, N. S. Galdin², A. A. Gladenko¹

¹Omsk State Technical University,
Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050
²Siberian State Automobile and Highway University,
Russia, Omsk, Mira Ave., 5, 644080

The paper considers the condition of efficient operation of a piston compressor with coolant injection, which consists in the fact that the costs of its spraying and injection should be less than the gain in indicator work obtained with intensive gas cooling and the compression process approaching isothermal.

The maximum relative gain in the supplied technical work is no more than 25 % when using a coolant injection system. Therefore, to obtain an energy effect from using a cooling system, the costs of organizing it should not exceed (10–15) %.

The greatest influence on the amount of energy gain when organizing liquid injection is exerted by the average radius of coolant droplets, then by the relative amount of injected liquid.

The efficiency of liquid injection increases with an increase in the ratio of the discharge pressure to the suction pressure and with a decrease in the number of crankshaft revolutions.

Keywords: positive displacement compressor, gain in indicator work, coolant injection, injection pressure, number of revolutions, relative amount of injected liquid, average droplet radius, heat exchange.

References

1. Plastinin P. I. Porshnevyye kompressory. V 2 t. T. 1. Teoriya i raschet [Piston compressors. In 2 vols. Vol. 1. Theory and calculation]. 3rd ed. Moscow, 2006. 456 p. ISBN 5-9532-0428. (In Russ.).
2. Fotin B. S., Pirumov I. B., Prilutskiy I. K., Plastinin P. I. Porshnevyye kompressory [Piston compressors] // Ed. by B. S. Fotina. Leningrad, 1987. 372 p. (In Russ.).
3. Scherba V. E. Teoriya, raschet i konstruirovaniye porshnevnykh kompressorov ob'yemnogo deystviya [Theory, calculation and design of piston compressors of volumetric action]. 2nd ed., supplement. Moscow, 2019. 323 p. (In Russ.).
4. Shcherba V. E., Khait A., Nosov E. Yu., Pavlyuchenko E. A. Numerical Analysis of Unsteady Heat Transfer in the Chamber in the Piston Hybrid Compressor with Regenerative Heat Exchange // *Machines*. 2023. Vol. 11 (3). P. 363. DOI: 10.3390/machines11030363. (In Engl.).
5. Shcherba V. E., Khodoreva E. V., Dorofeev E. A. Methodology for Preliminary Assessment of Design Parameters of Suction Valve and Discharge Valve of a Piston Hybrid Energy Machine of Volumetric Action with Regenerative Heat Exchange // *Russian Engineering Research*. 2024. Vol. 44, no. 5. P. 639–646. DOI: 10.3103/S1068798X24700758. (In Engl.).
6. Shcherba V. E., Grigoriev A. V., Zaloznov I. P., Ovsyannikov A. Yu. Assessing the efficiency of various cooling methods for reciprocating compressors // *Chemical and Petroleum Engineering*. 2022. Vol. 57, no. 9–10. P. 756–764. DOI: 10.1007/s10556-022-01003-5. (In Engl.).
7. Shcherba V. E., Shalai V. V., Grigoryev A. V., Pavlyuchenko E. A., Ovsyannikov A. Yu. General approach for estimating the energy efficiency of cooling in positive displacement compressors // *Chemical and Petroleum Engineering*. 2021. Vol. 57, no. 7–8. P. 567–575. DOI: 10.1007/s10556-021-00977-y. EDN: CMOZRA. (In Engl.).
8. Patent 2111900 Russian Federation, IPC F04V 39/06 (2006.01), F04V 49/02 (2006.01). Sposob raboty sistemy zhidkostnogo okhlazhdeniya mashiny ob'yemnogo 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] / Scherba V. E., Bolshtyanskiy A. P., Azyabin Z. V., Nosov E. Yu., Tegzhanov A. S. No. 2021107058. (In Russ.).
9. Khait A., Shcherba V., Nosov E. Numerical and experimental investigation of the hybrid piston compressor using the novel multi-time-scale OpenFOAM®-based model // *Applied Thermal Engineering*. 2024. Vol. 249 (5). 123448. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2024.123448. (In Engl.).
10. Scherba V. E. Metodika otsenki vremeni raboty v kompressorom rezhime porshnevoy gibridnoy energeticheskoy mashiny ob'yemnogo deystviya s regenerativnym teploobmenom [Method for estimating the operating time in the compressor mode of a reciprocating hybrid power machine with regenerative heat exchange] // *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroyeniye. BMSTU Journal of Mechanical Engineering*. 2022. No. 10 (751). P. 96–102. DOI: 10.18698/0536-1044-2022-10-96-102. EDN: DISNZR. (In Russ.).
11. Plastinin P. I., Scherba V. E. Rabochiye protsessy ob'yemnykh kompressorov so vpryskom zhidkosti [Operating processes of liquid injection positive displacement compressors]. Moscow, 1996. 153 p. (In Russ.).
12. Voropay P. I. Effektivnyy sposob okhlazhdeniya vozdukh v porshnevnykh kompressorakh [Efficient method of air cooling in reciprocating compressors] // *Promyshlennaya energetika. Promyshlennaya Energetika*. 1963. No. 12. P. 24–29. (In Russ.).

13. Slobodyanyuk L. I., Gogin Yu. N. Okhlazhdeniye kompressora vpryskom vody v tsilindr [Cooling of the compressor by water injection into the cylinder] // *Izvestiya vuzov. Energetika. Izvestiya Vuzov. Energetika*. 1961. No. 9. P. 62–66. (In Russ.).

14. Sakun I. A. Vintovyye kompressory [Screw compressors]. Leningrad, 1970. 400 p. (In Russ.).

15. Khlumskiy V. Rotatsionnyye kompressory i vakuumnasosy [Rotary compressors and vacuum pumps] / trans. from Czech A. A. Trokhina. Moscow, 1971. 128 p. (In Russ.).

16. Jin Y., Guo Y., Zhang S. [et al.]. Study on the dynamic characteristics of the free piston in the ionic liquid compressor for hydrogen refueling stations by the fluid-structure interaction modeling // *International Journal of Hydrogen Energy*. 2023. Vol. 48 (2). P. 25410–25422. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2023.03.202. (In Engl.).

17. Zhou H., Dong P., Zhao S. [et al.]. Interrupted plate porous media design for ionic liquid-type liquid piston hydrogen compressor and analysis of the effect on compression efficiency // *Journal of Energy Storage*. 2022. Vol. 51 (17). 104410. DOI: 10.1016/j.est.2022.104410. (In Engl.).

18. Shcherba V. E., Shalay V. V., Nosov E. Yu., Pavlyuchenko E. A., Tegzhanov A. S. Development and Research of Crosshead-Free Piston Hybrid Power Machine // *Machines*. 2021. Vol. 9, no. 32. P. 1–38. DOI: 10.3390/machines9020032. (In Engl.).

19. Shcherba V. E., Tegzhanov A.-Kh. S. Mathematical model of working processes of a positive displacement piston hybrid power machine with a gas cap and two suction valves // *Chemical and Petroleum Engineering*. 2022. Vol. 58, no. 5–6. P. 388–397. DOI: 10.1007/s10556-022-01104-1. (In Engl.).

SCHERBA Viktor Evgenyevich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Hydromechanics and Machines Department, Omsk State Technical University (OmSTU), Omsk.

SPIN-code: 6637-4059

ORCID: 0000-0002-5262-008X

AuthorID (SCOPUS): 7006190048

ResearcherID: D-5093-2014

Correspondence address: scherba_v_e@list.ru

KUZHBANOV Akan Kayerbayevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Hydromechanics and Machines Department, OmSTU, Omsk.

SPIN-code: 5843-8008

ORCID: 0000-0003-0565-2254

ResearcherID: p-2641-2015

Correspondence address: akan05@rambler.ru

GILDEBRANDT Margarita Ivanovna, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Oil and Gas Engineering, Standardization and Metrology Department, OmSTU, Omsk.

SPIN-code: 8369-6750

AuthorID (SCOPUS): 57201776013

Correspondence address: rita.kononova.94@mail.ru

KUDENTSOV Vladimir Yuryevich, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Professor of Aircraft and Rocket Building Department, OmSTU, Omsk.

SPIN-code: 3688-4590

ORCID: 0000-0002-4521-2379

AuthorID (SCOPUS): 55318654800

ResearcherID: E-6640-2014

Correspondence address: kvu_om@mail.ru

GALDIN Nikolay Semenovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of Construction, Lifting, Transport and Oil and Gas Equipment Department, Siberian State Automobile and Highway University, Omsk.

SPIN-code: 5739-0183

ORCID: 0000-0001-8945-1542

AuthorID (SCOPUS): 6602305514

Correspondence address: galdin_ns@sibadi.org

GLADENKO Aleksey Anatolyevich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of Oil and Gas Engineering, Standardization and Metrology Department, OmSTU, Omsk.

SPIN-code: 5725-1730

ORCID: 0000-0002-2484-8685

AuthorID (SCOPUS): 57190854254

ResearcherID: B-4257-2017

Correspondence address: gladenko1961@yandex.ru

For citations

Scherba V. E., Kuzhbanov A. K., Gildebrandt M. I., Kudentsov V. Yu., Galdin N. S., Gladenko A. A. Evaluation of rational energy costs for liquid dispersion in piston compressors with a two-phase working fluid // *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2024. Vol. 8, no. 4. P. 21–28. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-4-21-28.

Received October 25, 2024.

© V. E. Scherba, A. K. Kuzhbanov,

M. I. Gildebrandt, V. Yu. Kudentsov,

N. S. Galdin, A. A. Gladenko