

# Энергетическое, металлургическое и химическое машиностроение

УДК 621.512

doi: 10.18698/0536-1044-2020-12-40-49

## Анализ применения различных охлаждающих жидкостей в двухцилиндровой одноступенчатой поршневой гибридной энергетической машине с движением жидкости под действием разрежения на всасывании по результатам экспериментальных исследований

В.Е. Щерба<sup>1</sup>, Г.С. Аверьянов<sup>1</sup>, С.А. Корнеев<sup>1</sup>,  
С.В. Корнеев<sup>2</sup>, А.Ю. Овсянников<sup>1</sup>, Д.А. Риттер<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Омский государственный технический университет

<sup>2</sup> Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет

## 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

V.E. Shcherba<sup>1</sup>, G.S. Averyanov<sup>1</sup>, S.A. Korneev<sup>1</sup>,  
S.V. Korneev<sup>2</sup>, A.Y. Ovsyannikov<sup>1</sup>, D.A. Ritter<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Omsk State Technical University

<sup>2</sup> Siberian State Automobile and Highway University

Выполнен анализ применения охлаждающих жидкостей разного типа в двухцилиндровой одноступенчатой поршневой гибридной энергетической машине с движением жидкости под действием разрежения на всасывании. В качестве рабочих использованы жидкости с различными основными теплофизическими свойствами: дистиллированная вода, антифриз и трансмиссионное масло. Удельные теплоемкости и динамические вязкости этих жидкостей различались в 2–10 раз. Проведенные экспериментальные исследования выявили, что наибольший эффект при охлаждении цилиндропоршневой группы имеет место при использовании дистиллированной воды, а наименьший — трансмиссионного масла. Средняя температура поверхности рабочей камеры при охлаждении водой минимальна и находится в пределах 330...340 К. Средняя температура поверхности рабочей камеры при охлаждении трансмиссионным маслом максимальна и ее значения лежат в диапазоне 345...355 К, т. е. примерно на 15 К больше, чем при охлаждении водой. Средняя температура поверхности рабо-

чей камеры при охлаждении антифризом занимает промежуточное положение между средними температурами рабочей камеры при охлаждении водой и трансмиссионным маслом и находится в пределах 335...345 К, т. е. примерно на 5 К выше, чем при охлаждении водой.

**Ключевые слова:** поршневой компрессор, охлаждение компримируемого газа, температура поверхности рабочей камеры, давление нагнетания, расход охлаждающей жидкости

This paper examines the use of various types of cooling liquids in a two-cylinder single-stage piston hybrid power machine with fluid flow due to vacuum at suction. Liquids with various basic thermal properties were used as working fluids: distilled water, antifreeze, and transmission oil. Specific heat capacities and dynamic viscosities of these liquids differed from 2 to 10 times. The experimental studies showed that the greatest cooling effect on the cylinder-piston group was observed when using distilled water, and the least — when using transmission oil. The average surface temperature of the working chamber when cooled with water was minimal in the range of 330–340 K. The average surface temperature of the working chamber when cooled with transmission oil was maximum and ranged from 345 to 355 K, i. e. it was about 15 K higher than when cooled with water. The average surface temperature of the working chamber when cooled with antifreeze occupied an intermediate position between the average temperatures of the working chamber when cooled with water and that with transmission oil and was in the range of 335–345 K, i. e. about 5 K higher than when cooled with water.

**Keywords:** piston compressor, compiled gas cooling, working chamber surface temperature, discharge pressure, coolant flow

Благодаря интенсивности охлаждения компримируемого газа, отсутствию его утечек в цилиндропоршневой группе (ЦПГ) и высоким массогабаритным показателям поршневые гибридные энергетические машины (ПГЭМ) имеют все шансы занять лидирующее положение в области производства машин для сжатия и перемещения газа и капельных жидкостей [1–10].

Среди таких ПГЭМ можно выделить группу машин, в которых жидкость движется в рубашечном пространстве под действием разрежения газа, создаваемого на всасывании в поршневой компрессор [11–13]. Эти машины обладают такими достоинствами, как отсутствие контакта компримируемого газа с охлаждающей жидкостью (ОЖ) и высокие массогабаритные показатели, поскольку им не нужен механический насос, предназначенный для прокачки жидкости по системе охлаждения.

В целях интенсификации движения ОЖ и, соответственно, охлаждения ЦПГ компрессора разработана принципиальная схема двухцилиндровой одноступенчатой ПГЭМ с движением ОЖ под действием разрежения на всасывании (рис. 1).

Движение ОЖ в восходящей ветке системы охлаждения этой машины осуществляется по трубопроводу 14 из основного бака 18 с ОЖ под

действием разрежения, создаваемого на всасывании левого цилиндра. Движение ОЖ в нисходящей ветке из системы охлаждения по трубопроводу 1 в мерный бак 15 осуществляется путем разрежения на всасывании в правом цилиндре. Таким образом, наблюдается организация принудительного движения с целью интенсификации отвода теплоты от компримируемого газа, что снижает теплонапряженность ЦПГ и улучшает индикаторный изотермический коэффициент полезного действия компрессора.

На основе разработанной принципиальной схемы создан опытный образец исследуемой ПГЭМ для проведения экспериментального исследования и подтверждения адекватности разрабатываемой математической модели рабочих процессов этой установки. Внешний вид экспериментального стенда показан на рис. 2.

Цель работы — получение экспериментальных результатов по снижению теплонапряженности деталей ЦПГ при использовании ОЖ различного типа.

Температуру поверхности стенок рабочей камеры (РК) можно определить как теоретическим, так и экспериментальным путем. В первом случае необходимо решить сложную сопряженную задачу в нестационарной постановке при отводе теплоты от пульсирующего

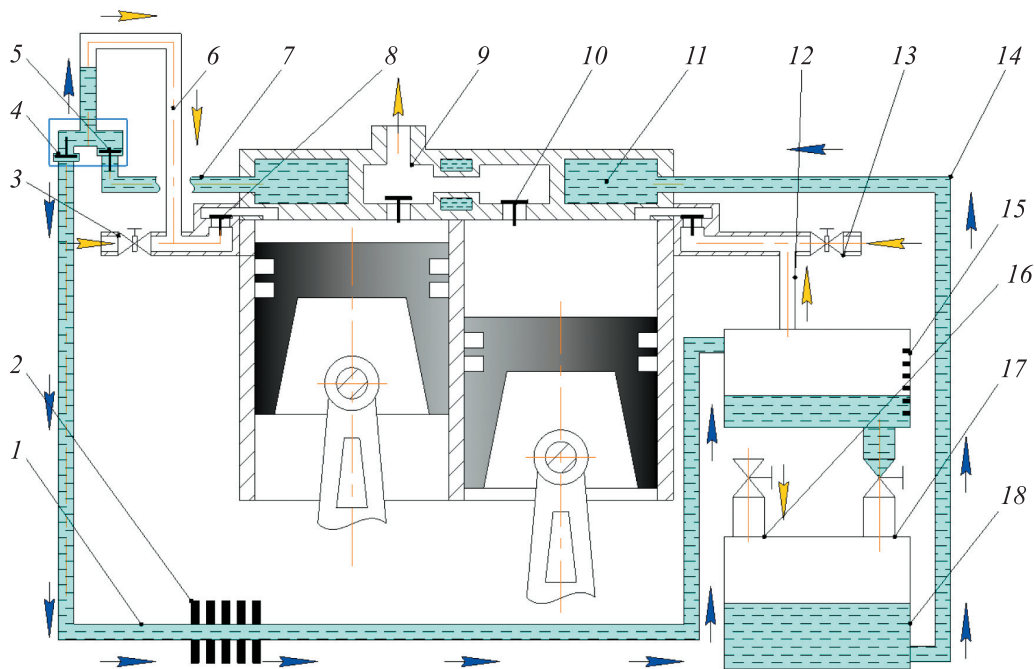


Рис. 1. Принципиальная схема двухцилиндровой одноступенчатой ПГЭМ:

1 — трубопровод, служащий для возврата ОЖ в основной бак; 2 — теплообменный аппарат, предназначенный для охлаждения жидкости; 3, 13 — дроссели; 4, 5 — обратные клапаны системы охлаждения; 6 — трубопровод, соединяющий линию всасывания первого цилиндра с жидкостной системой; 7 — трубопровод, связывающий рубашку охлаждения с клапанной коробкой; 8 — всасывающий клапан; 9 — нагнетательная полость; 10 — клапан нагнетания второго цилиндра; 11 — рубашка охлаждения; 12 — трубопровод, соединяющий мерный бак с линией всасывания второго цилиндра; 14 — трубопровод для подачи ОЖ из основного бака в рубашку охлаждения; 15 — мерный бак; 16 — вентиль, соединяющий основной бак с атмосферой; 17 — вентиль, связывающий основной и мерный баки; 18 — основной бак с ОЖ

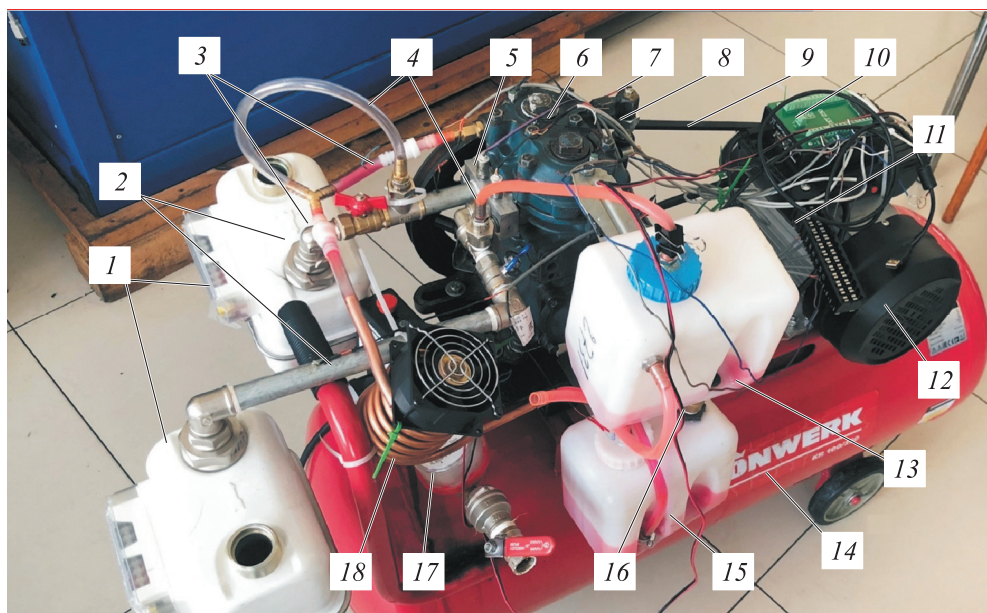


Рис. 2. Внешний вид экспериментального стенда:

1 — расходомеры газа на всасывании; 2 — линии всасывания; 3 — обратные клапаны системы охлаждения; 4 — трубопровод, соединяющий полость всасывания с системой охлаждения; 5 — датчик давления; 6 — компрессор; 7 — датчик температуры; 8 — линия нагнетания; 9 — ременная передача; 10 — аналогово-цифровой преобразователь; 11 — блок соединения датчиков температуры; 12 — электродвигатель; 13 — мерный бак; 14 — ресивер; 15 — бак с ОЖ; 16 — линия соединения мерной емкости с баком; 17 — расходомер на нагнетании; 18 — охладитель

потока газа к стационарно движущейся ОЖ через разделительную стенку сложной формы. Решение этой задачи требует значительных материальных ресурсов и времени и не гарантирует точность результатов.

Вследствие этого на практике температуры деталей ЦПГ определяют экспериментальным путем, обрабатывая их в виде функциональной зависимости от отношения номинальных давлений всасывания и нагнетания, частоты вращения коленчатого вала, расхода ОЖ, начальной температуры ОЖ и температуры всасываемого газа [14, 15].

**Результаты экспериментальных исследований и их обсуждение.** Для исследования теплонапряженности использовали термисторы с отрицательным температурным коэффициентом фирмы Epcos. В зависимости от расположения применяли термисторы B57045-K 472-K (4,7 кОм с погрешностью измерения 10 %), B57861-S 103-F40 (10 кОм с погрешностью измерения 1 %) и B57869-S 302-F140 (3 кОм с погрешностью измерения 1 %).

Теплонапряженность деталей ЦПГ измеряли в следующих точках: цилиндра — в трех точках (в верхней, средней и нижней частях); клапанной плиты (КП) — в центре между полостями всасывания и нагнетания; в зонах всасывания и нагнетания.

В качестве рабочей ОЖ использовали жидкости с различными теплофизическими свойствами (теплоемкостью, плотностью, вязкостью): дистиллированную воду (ДВ), антифриз и трансмиссионное масло (ТМ). Основные теплофизические свойства ОЖ приведены в таблице.

Из таблицы следует, что наибольшую теплоемкость имеет ДВ ( $c = 4178,4 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ ), что превышает вязкости антифриза ( $c = 3151 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ ) и ТМ ( $c = 2008 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ ). Кроме того, динамическая вязкость ДВ почти в 40 раз меньше, чем у ТМ и в 4 раза меньше, чем у антифриза.

Вследствие этого можно предположить, что при применении ДВ достигается минимальный

эффект охлаждения ЦПГ и компримируемого газа. Необходимо отметить, что антифриз и ТМ имеют такие достоинства, как незамерзание при отрицательной температуре и наличие противокоррозионных свойств. Это иногда делает их использование предпочтительным в закрытых системах водяного охлаждения компрессорных машин.

Выбор ОЖ проводили из условия их доступности, существующего опыта их применения в системах охлаждения и значительных различий теплофизических свойств.

За независимые переменные приняли давление нагнетания в компрессоре  $p_n$  и расход ОЖ в рубашке  $Q_w$ . В качестве функций отклика выбрали средние температуры поверхности цилиндра  $T_c$ , крышки КП  $T_k$  и поверхности ЦПГ  $T_{ct}$ . Температуру измеряли при стационарной работе компрессора с учетом его выхода на заданный режим.

При планировании экспериментальных исследований использовали классический план эксперимента с дробными репликами. Давление нагнетания варьировали в диапазоне 0,3...0,7 МПа, расход ОЖ — в интервале 200...600 мл/мин. Давление всасывания при проведении эксперимента составляло 0,1 МПа, температура всасываемого воздуха — 295 К.

**Анализ влияния давления нагнетания на среднюю температуру деталей ЦПГ.** С увеличением давления нагнетания количество выделяемой теплоты при сжатии газа растет согласно выражению

$$Q_{сж} = \frac{k-n}{n-1} M_r C_v T_{вс} \left( \varepsilon^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right),$$

где  $k$  — показатель адиабаты;  $n$  — показатель политропы процесса сжатия;  $M_r$  — масса сжимаемого газа;  $C_v$  — удельная массовая изохорная теплоемкость газа;  $T_{вс}$  — температура всасываемого газа;  $\varepsilon$  — отношение номинальных давлений нагнетания  $p_n$  и всасывания  $p_{вс}$ ,  $\varepsilon = p_n/p_{вс}$ .

**Основные теплофизические свойства ОЖ**

ОЖ	Динамическая вязкость $\mu \cdot 10^3$ , Па·с	Кинематическая вязкость $\nu \cdot 10^6$ , м <sup>2</sup> /с	Удельная теплоемкость $c$ , Дж/(кг·К)	Плотность $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>
Антифриз	3,5500	3,300	3151,0	1076,000
ДВ	0,7977	0,798	4178,4	999,565
ТМ ATF Dexron III	29,8500	34,500	2008,0	865,300

Это приводит к увеличению средних температур деталей ЦПГ — цилиндра, крышки КП и поршня — при постоянном расходе ОЖ. На рис. 3 приведена зависимость средней температуры поверхности цилиндра от давления нагнетания при расходе ОЖ  $Q_w = 200$  мл/мин.

Анализ данных, приведенных на рис. 3, позволяет сделать следующие выводы:

- зависимость средней температуры поверхности цилиндра от степени повышения давления имеет нелинейный характер, близкий к параболическому;

- при увеличении давления нагнетания с 0,3 до 0,8 МПа температура поверхности цилиндра возрастает до 10 К;

- максимальный нагрев поверхности цилиндра наблюдается для ТМ, а минимальный — для ДВ;

- средняя температура поверхности цилиндра при использовании антифриза занимает промежуточное положение между ее значениями при применении ДВ и ТМ; причем разница между средними температурами поверхности цилиндра при охлаждении ДВ и антифризом (5 К) существенно меньше, чем при охлаждении антифризом и ТМ (10 К);

- полученные результаты укладываются в существующие физические представления о том, что отвод теплоты ОЖ, имеющей более высокие удельную теплоемкость и плотность и низкую динамическую вязкость, осуществляется более интенсивно, чем у ОЖ с более низкими удельной теплоемкостью и плотностью и более высокой динамической вязкостью.

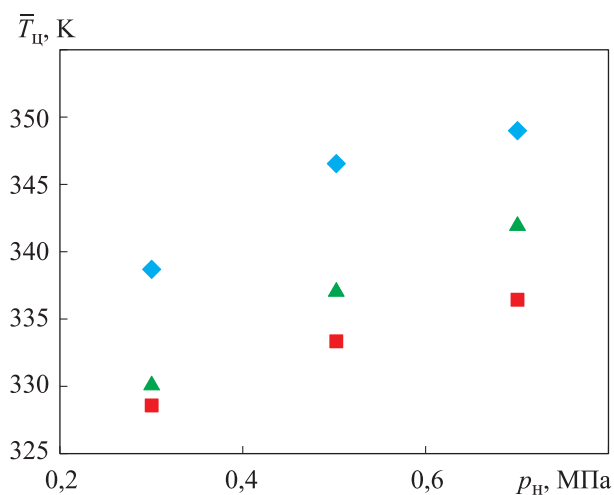


Рис. 3. Зависимость средней температуры поверхности цилиндра  $\bar{T}_c$ , охлаждаемой ТМ ( $\blacklozenge$ ), антифризом ( $\blacktriangle$ ) и ДВ ( $\blacksquare$ ), от давления нагнетания  $p_n$  при расходе ОЖ  $Q_w = 200$  мл/мин

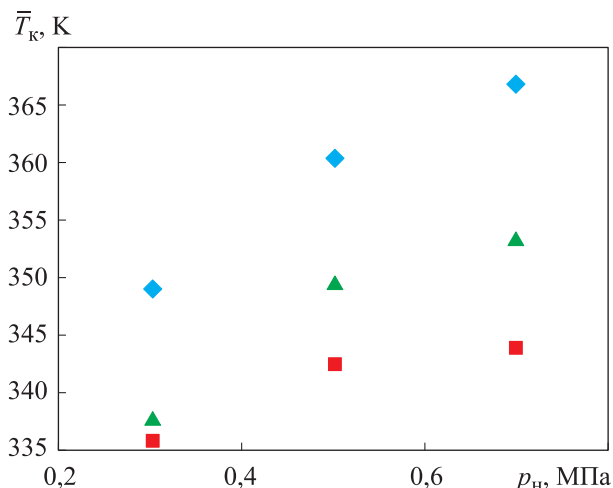


Рис. 4. Зависимость средней температуры крышки КП  $\bar{T}_k$ , охлаждаемой ТМ ( $\blacklozenge$ ), антифризом ( $\blacktriangle$ ) и ДВ ( $\blacksquare$ ), от давления нагнетания  $p_n$  при расходе ОЖ  $Q_w = 200$  мл/мин

На рис. 4 приведена зависимость средней температуры крышки КП  $\bar{T}_k$ , охлаждаемой ТМ, антифризом и ДВ, от давления нагнетания  $p_n$  при расходе ОЖ  $Q_w = 200$  мл/мин.

Анализ результатов, приведенных на рис. 4, позволяет заключить следующее:

- с ростом давления нагнетания средняя температура крышки КП увеличивается на 7 К при охлаждении ДВ и почти на 20 К при использовании ТМ;

- у крышки КП средняя температура на 15...20 К выше, чем у цилиндра;

- зависимость средней температуры крышки КП от давления нагнетания — нелинейная, близкая к параболической;

- средняя температура крышки КП при охлаждении антифризом занимает промежуточное положение между ее значениями при применении ДВ и ТМ; причем  $\bar{T}_k$  при охлаждении антифризом ближе к таковой при использовании ДВ;

- с увеличением давления нагнетания разница между средними температурами крышки КП при охлаждении ДВ и антифризом, повышается, достигая 10...12 К при  $p_n = 0,7$  МПа.

**Анализ влияния расхода ОЖ на среднюю температуру деталей ЦПГ.** С ростом расхода ОЖ растет количество теплоты, отводимой от поверхности РК. При этом уменьшаются средние температуры поверхности РК и компримируемого газа. Снижение температуры газа

приближает процесс его сжатия в компрессоре к изотермическому, т. е. к наиболее выгодному с точки зрения подводимой технической работы.

На рис. 5 приведена зависимость средней температуры поверхности цилиндра, охлаждаемой ТМ, антифризом и ДВ, от расхода ОЖ при давлении нагнетания  $p_n = 0,5$  МПа.

Анализ результатов, приведенных на рис. 5, позволяет сделать следующие выводы:

- при увеличении расхода ОЖ с 200 до 600 мл/мин уменьшается средняя температура поверхности цилиндра от 2 до 5 К в зависимости от типа ОЖ; наибольшее падение средней

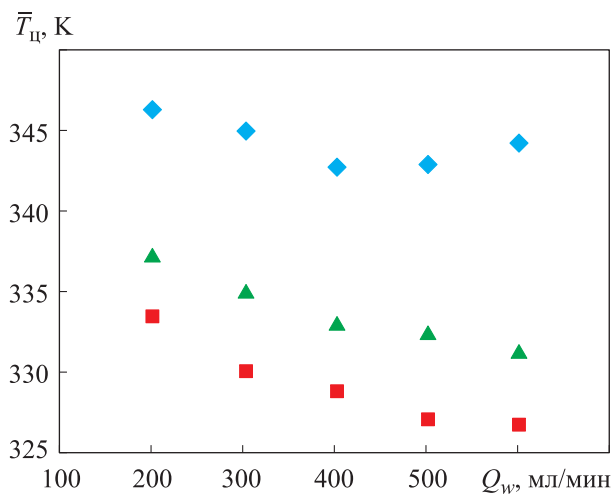


Рис. 5. Зависимость средней температуры поверхности цилиндра  $\bar{T}_c$ , охлаждаемой ТМ (◆), антифризом (▲) и ДВ (■), от расхода ОЖ  $Q_w$  при давлении нагнетания  $p_n = 0,5$  МПа

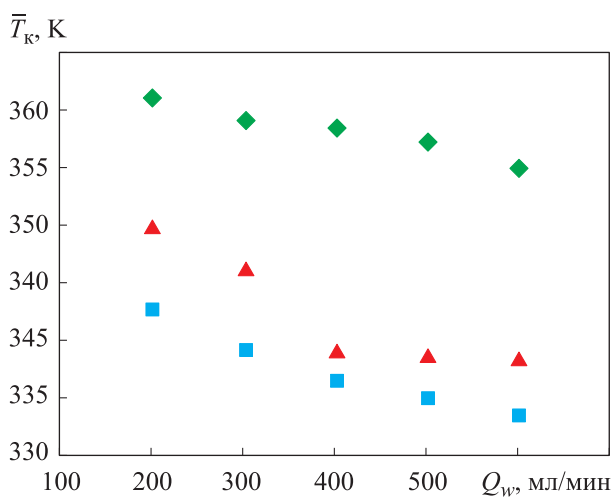


Рис. 6. Зависимость средней температуры крышки КП  $\bar{T}_k$ , охлаждаемой ТМ (◆), антифризом (▲) и ДВ (■), от расхода ОЖ  $Q_w$  при давлении нагнетания  $p_n = 0,5$  МПа

температуры поверхности цилиндра наблюдается при использовании ДВ, наименьшее — при применении ТМ;

- зависимость средней температуры цилиндра от расхода ОЖ имеет характер, близкий к линейному;

- кривые средних температур поверхности цилиндра расположены эквидистантно на всем протяжении изменения расхода ОЖ; при использовании антифриза и ДВ разница между средними температурами поверхности цилиндра составляет не более 5 К, при применении ДВ и ТМ — 15...18 К, что весьма существенно.

С увеличением расхода ОЖ также уменьшается средняя температура крышки КП (рис. 6).

Анализ данных, приведенных на рис. 6, позволяет сделать следующие выводы:

- для всех типов ОЖ абсолютные значения средней температуры крышки КП примерно на 10 К выше, чем у поверхности цилиндра; интенсивность уменьшения  $\bar{T}_k$  при увеличении расхода ОЖ примерно такая же, как и для поверхности цилиндра;

- зависимости средней температуры крышки КП от расхода ОЖ для всех типов ОЖ имеют характер, близкий к линейному;

- средняя температура крышки КП при охлаждении антифризом занимает промежуточное значение между ее значениями при использовании ДВ и ТМ; при применении ДВ и антифриза разница между средними температурами крышки КП не превышает 5 К, а при ее охлаждении антифризом и ТМ — 10 К.

При разработке математических моделей рабочих процессов компрессора используют два основных подхода для определения количества отводимой (подводимой) теплоты от компримируемого газа к стенкам РК [8].

Первый подход — поэлементный. При нахождении элементарного количества теплоты поверхность РК разбивают на три части: днище поршня и поверхности крышки КП и цилиндра. Зная их температуры и коэффициент теплоотдачи, с помощью гипотезы Ньютона — Рихмана определяют элементарное количество теплоты, отводимое от сжимаемого газа к ним, и общее количество теплоты как сумму трех составляющих.

Второй подход заключается в осреднении температуры стенок РК и коэффициента теплоотдачи с использованием гипотезы Ньютона —

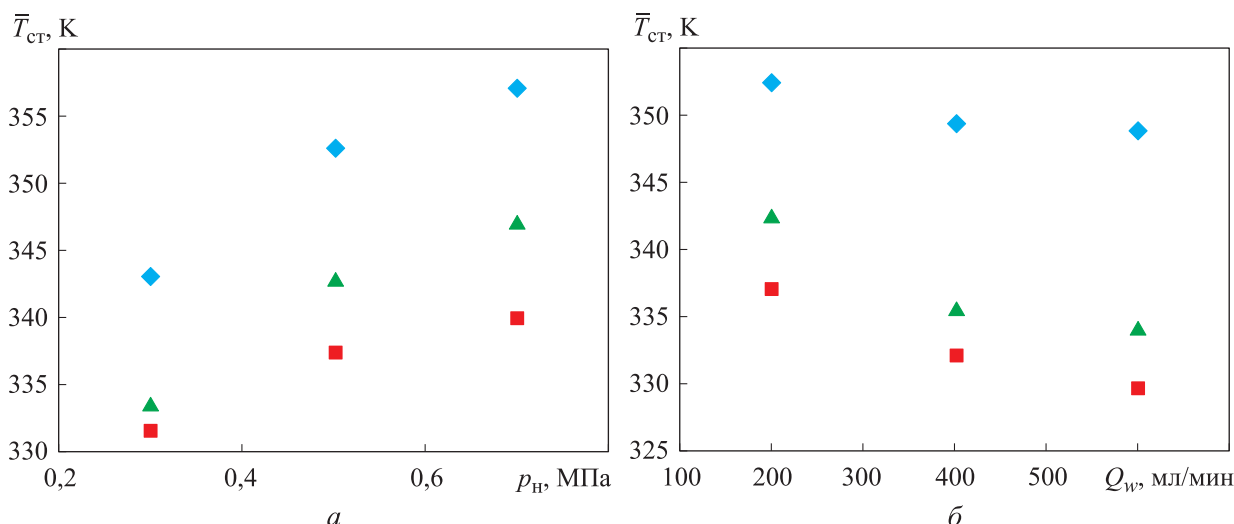


Рис. 7. Зависимости средней температуры стенок РК  $\bar{T}_{ст}$ , охлаждаемых ТМ (◆), антифризом (▲) и ДВ (■), от параметров компрессора:  
 а — давления нагнетания  $p_n$  при расходе ОЖ  $Q_w = 200$  мл/мин;  
 б — расхода ОЖ  $Q_w$  при давлении нагнетания  $p_n = 0,5$  МПа

Рихмана. Средняя температура стенок НК определяется выражением [8]

$$\bar{T}_{ст} = \frac{\int_{F_{ц}} T_{ц}(F) dF + \int_{F_{к}} T_{к}(F) dF + \int_{F_{п}} T_{п}(F) dF}{F_{ц} + F_{к} + F_{п}}, \quad (1)$$

где  $F_{ц}$ ,  $F_{к}$  и  $F_{п}$  — площадь цилиндра, крышки КП и днища поршня соответственно;  $T_{ц}(F)$ ,  $T_{к}(F)$  и  $T_{п}(F)$  — распределение температуры по поверхности цилиндра, крышке КП и днищу поршня соответственно.

Принимая допущение о том, что средняя температура днища поршня и его поверхности равна таковой для крышки КП и ее поверхности, уравнение (1) с учетом описанных осреднений можно преобразовать следующим образом:

$$\bar{T}_{ст} = \frac{\bar{T}_{ц} F_{ц} + 2\bar{T}_{к} F_{к}}{F_{ц} + 2F_{к}}.$$

На рис. 7, а и б показаны зависимости средней температуры РК компрессора от давления нагнетания и расхода ОЖ соответственно.

Анализ этих зависимостей позволяет заключить следующее:

- средние температуры стенок РК увеличиваются с ростом давления нагнетания и уменьшаются с повышением расхода ОЖ;
- полученные зависимости имеют нелинейный характер;
- средняя температура поверхности РК при охлаждении ДВ минимальна (330...340 К); средняя температура поверхности РК при использовании ТМ максимальна (345..355 К), т. е. примерно на 15 К выше, чем при применении ДВ;
- средняя температура поверхности РК, охлаждаемой антифризом, составляет 335...345 К, занимая промежуточное положение между ее значениями при использовании ДВ и ТМ, т. е. примерно на 5 К выше, чем при применении ДВ.

## Вывод

Полученные результаты могут быть аппроксимированы полиномами и использованы при разработке математической модели рабочих процессов двухцилиндровой одноступенчатой ПГЭМ с движением ОЖ под действием разрежения на всасывании.

## Литература

- [1] Щерба В.Е., Болштынский А.П., Кайгородов С.Ю., Кузеева Д.А. Анализ основных преимуществ объединения компрессоров и насосов объемного действия в единый агрегат. *Вестник машиностроения*, 2015, № 12, с. 15–19.

- [2] Щерба В.Е., Болштынский А.П., Шалай В.В., Ходырева Е.В. *Насос-компрессоры. Рабочие процессы и основы проектирования*. Москва, Машиностроение, 2013. 368 с.
- [3] Баженов А.М., Щерба В.Е., Шалай В.В., Григорьев А.В., Кондюрин А.Ю. Математическое моделирование рабочих процессов поршневой гибридной энергетической машины объемного действия с щелевым уплотнением ступенчатого вида. *Вестник машиностроения*, 2019, № 2, с. 55–60.
- [4] Тегжанов А.С., Щерба В.Е., Носов Е.Ю. Разработка опытного образца бескрейцкопфной поршневой гибридной энергетической машины. *Вестник Иркутского государственного технического университета*, 2018, т. 22, № 11, с. 63–70, doi: 10.21285/1814-3520-2018-11-63-70
- [5] Баженов А.М., Щерба В.Е., Шалай В.В., Григорьев А.В., Кондюрин А.Ю. Математическое моделирование рабочих процессов поршневой гибридной энергетической машины объемного действия с щелевым уплотнением ступенчатого вида. *Вестник машиностроения*, 2019, № 2, с. 55–60.
- [6] Щерба В.Е., Парамонов А.М., Блинов В.Н., Суриков В.И., Носов Е.Ю., Тегжанов А.С. Сравнительный анализ охлаждения компримируемого газа в крейцкопфной и бескрейцкопфной поршневых гибридных энергетических машинах объемного действия. *Химическое и нефтегазовое машиностроение*, 2019, № 9, с. 26–30.
- [7] Щерба В.Е., Тегжанов А.С., Носов Е.Ю., Блинов В.Н., Храпский С.Ф. Сравнительный анализ массогабаритных показателей бескрейцкопфной и крейцкопфной поршневых энергетических машин объемного действия. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2019, № 9, с. 88–95, doi: 10.18698/0536-1044-2019-9-88-95
- [8] Щерба В.Е., Шалай В.В., Кондюрин А.Ю., Носов Е.Ю., Баженов А.М., Лысенко Е.А., Болштынский А.П. Разработка и исследование экспериментального образца поршневой гибридной энергетической машины. *Вестник машиностроения*, 2019, № 8, с. 12–17.
- [9] Лобов И.Э., Щерба В.Е. Разработка и расчет системы жидкостного охлаждения поршневого компрессора на основе использования колебаний давления газа на нагнетании. *Химическое и нефтегазовое машиностроение*, 2016, № 4, с. 19–24.
- [10] Shcherba V.E., Shalai V.V., Pustovoy N.V., Pavlyuchenko E.A., Griбанov S.V., Dorofeev E.A. Calculation of the Incompressible Viscous Fluid Flow in Piston Seals of Piston Hybrid Power Machines. *Machines*, 2020, vol. 8(2), pp. 21–28, doi: 10.3390/machines8020021
- [11] Щерба В.Е., Носов Е.Ю., Павлюченко Е.А., Кузеева Д.А., Лобов И.Э. Анализ динамики движения жидкости в поршневой гибридной энергетической машине с газовым объемом на всасывании. *Химическое и нефтегазовое машиностроение*, 2016, № 4, с. 15–19.
- [12] 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.
- [13] Щерба В.Е., Болштынский А.П., Кузеева Д.А., Носов Е.Ю., Кайгородов С.Ю. *Способ работы машины объемного действия и устройство для его осуществления*. Патент РФ № 2578776, ОмГТУ, 2016, бюл. № 9.
- [14] Щерба В.Е. *Рабочие процессы компрессоров объемного действия*. Москва, Наука, 2008. 319 с.
- [15] Пластинин П.И. *Поршневые компрессоры. Т. 1*. Москва, Колос, 2006. 397 с.

## References

- [1] Shcherba V.E., Bolshtyanskiy A.P., Kaygorodov S.Yu., Kuzeyeva D.A. Analysis of advantages of integration of displacement compressors and pumps into single unit. *Vestnik mashinostroyeniya*, 2015, no. 12, pp. 15–19 (in Russ.).
- [2] Shcherba V.E., Bolshtyanskiy A.P., Shalay V.V., Khodyreva E.V. *Nasos-kompressory. Rabochiye protsessy i osnovy proyektirovaniya* [Pump-compressors. Workflows and design basics]. Moscow, Mashinostroyeniye publ., 2013. 368 p.



- [3] Bazhenov A.M., Shcherba V.E., Shalay V.V., Grigor'yev A.V., Kondyurin A.Yu. Mathematical modeling of the working processes of a piston hybrid energy machine of volumetric action with a slotted step seal. *Vestnik mashinostroyeniya*, 2019, no. 2, pp. 55–60 (in Russ.).
- [4] Tegzhanov A.S., Shcherba V.E., Nosov E.Yu. Development of the pilot crosshead-free piston hybrid energy machine. *Vestnik Irkutskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2018, vol. 22, no. 11, pp. 63–70 (in Russ.), doi: 10.21285/1814-3520-2018-11-63-70
- [5] Bazhenov A.M., Shcherba V.E., Shalay V.V., Grigor'yev A.V., Kondyurin A.Yu. Mathematical modeling of the working processes of a piston hybrid energy machine of volumetric action with a slotted step seal. *Vestnik mashinostroyeniya*, 2019, no. 2, pp. 55–60 (in Russ.).
- [6] Shcherba V.E., Paramonov A.M., Blinov V.N., Surikov V.I., Nosov E.Yu., Tegzhanov A.S. Comparative analysis of compressed gas cooling in crosshead and crosshead-free reciprocating hybrid volumetric power machines. *Khimicheskoye i neftegazovoye mashinostroyeniye*, 2019, no. 9, pp. 26–30 (in Russ.).
- [7] Shcherba V.E., Tegzhanov A.S., Nosov E.Yu., Blinov V.N., Khrapskiy S.F. Comparative Analysis of Mass-Dimensional A Comparative Analysis of Mass-Dimensional Indicators of Crossheadless and Crosshead Piston Hybrid Energy Positive Displacement Machines. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2019, no. 9, pp. 88–95 (in Russ.), doi: 10.18698/0536-1044-2019-9-88-95
- [8] Shcherba V.E., Shalay V.V., Kondyurin A.Yu., Nosov E.Yu., Bazhenov A.M., Lysenko E.A., Bolshtyanskiy A.P. Development and research of an experimental sample of a piston hybrid energy machine. *Vestnik mashinostroyeniya*, 2019, no. 8, pp. 12–17 (in Russ.).
- [9] Lobov I.E., Shcherba V.E. Development and calculation of a liquid cooling system for a piston compressor using pressure fluctuations during gas discharge. *Chemical and petroleum engineering*, 2016, vol. 52, no. 3, pp. 251–259, doi: 10.1007/s10556-016-0183-8
- [10] Shcherba V.E., Shalay V.V., Pustovoy N.V., Pavlyuchenko E.A., Gribanov S.V., Dorofeev E.A. Calculation of the Incompressible Viscous Fluid Flow in Piston Seals of Piston Hybrid Power Machines. *Machines*, 2020, vol. 8(2), pp. 21–28, doi: 10.3390/machines8020021
- [11] Shcherba V.E., Nosov E.Yu., Pavlyuchenko E.A., Kuzeyeva D.A., Lobov I.E. The analysis of dynamics of movement of liquid in the piston hybrid energetic machine with a gas volume on inhausting. *Khimicheskoye i neftegazovoye mashinostroyeniye*, 2016, no. 4, pp. 15–19 (in Russ.).
- [12] Shcherba V.E., Bolshtyanskiy A.P., Kaigorodov S.Y., Kuzeeva D.A. Nonuniform delivery rates from multicylinder pumps. *Russian Engineering Research*, 2016, vol. 36, no. 4, pp. 266–269, doi: 10.3103/S1068798X1604016X
- [13] Shcherba V.E., Bolshtyanskiy A.P., Kuzeyeva D.A., Nosov E.Yu., Kaygorodov S.Yu. *Sposob raboty mashiny ob'yemnogo deystviya i ustroystvo dlya ego osushchestvleniya* [Method of operation of a volumetric machine and device for its implementation]. Patent RF no. 2578776, 2016.
- [14] Shcherba V.E. *Rabochiye protsessy kompressorov ob'yemnogo deystviya* [Working processes of volumetric compressors]. Moscow, Nauka publ., 2008. 319 p.
- [15] Plastinin P.I. *Porshnevyye kompressory* [Piston compressor]. Vol. 1. Moscow, Kolos publ., 2006. 397 p.

Статья поступила в редакцию 01.08.2020

## Информация об авторах

**ЩЕРБА Виктор Евгеньевич** — доктор технических наук, профессор, заслуженный работник Высшей школы РФ, заведующий кафедрой «Гидромеханика и транспортные машины». Омский государственный технический университет (644050, Омск, Российская Федерация, Проспект Мира, д. 11, e-mail: scherba\_v\_e@list.ru).

**АВЕРЬЯНОВ Геннадий Сергеевич** — доктор технических наук, профессор кафедры «Авиа- и ракетостроение». Омский государственный технический университет (644050, Омск, Российская Федерация, Проспект Мира, д. 11, e-mail: ab-yakovlev@yandex.ru).

**КОРНЕЕВ Сергей Александрович** — доктор технических наук, профессор кафедры «Основы теории механики и автоматического управления». Омский государственный технический университет (644050, Омск, Российская Федерация, Проспект Мира, д. 11, e-mail: scherba\_v\_e@list.ru).

**КОРНЕЕВ Сергей Васильевич** — доктор технических наук, профессор кафедры «Тепловые двигатели и тракторное электрооборудование». Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (644080, Омск, Российская Федерация, Проспект Мира, д. 5, e-mail: svkorneev51@mail.ru).

**ОВСЯННИКОВ Андрей Юрьевич** — ассистент кафедры «Гидромеханика и транспортные машины». Омский государственный технический университет (644050, Омск, Российская Федерация, Проспект Мира, д. 11, e-mail: ovsyannikov.mail@gmail.com).

**РИТТЕР Дмитрий Александрович** — магистрант кафедры «Гидромеханика и транспортные машины». Омский государственный технический университет (644050, Омск, Российская Федерация, Проспект Мира, д. 11, e-mail: ritterdima@gmail.com).

### Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Щерба В.Е., Аверьянов Г.С., Корнеев С.А., Корнеев С.В., Овсянников А.Ю., Риттер Д.А. 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: 10.18698/0536-1044-2020-12-40-49

### Please cite this article in English as:

Shcherba V.E., Averyanov G.S., Korneev S.A., Korneev S.V., Ovsyannikov A.Y., Ritter D.A. 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. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2020, no. 12, pp. 40–49, doi: 10.18698/0536-1044-2020-12-40-49

## Information about the authors

**SHCHERBA Viktor Evgenyevich** — Doctor of Science (Eng.), Professor, Honored Worker of the Higher School of Russia, Head of Hydromechanics and Transport Vehicles Department. Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: scherba\_v\_e@list.ru).

**AVERYANOV Gennadiy Sergeevich** — Doctor of Science (Eng.), Professor, Head of Aircraft and Rocket Building Department. Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: ab-yakovlev@yandex.ru).

**KORNEEV Sergei Aleksandrovich** — Doctor of Science (Eng.), Professor of Department of Basics of Mechanics Theory and Automatic Control. Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: korsa\_home@mail.ru).

**KORNEEV Sergey Vasilievich** — Doctor of Science (Eng.), Professor of Department of Heat engines and automotive electrical equipment. Siberian State Automobile and Highway University (644080, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 5, e-mail: svkorneev51@mail.ru).

**OVSYANNIKOV Andrei Yurievich** — Teaching Assistant, Hydromechanics and Transport Vehicles Department. Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: ovsyannikov.mail@gmail.com).

**RITTER Dmitriy Aleksandrovich** — Master's Student, Hydromechanics and Transport Vehicles Department. Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: ritterdima@gmail.com).