

ТЕХНОЛОГИИ, МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ / TECHNOLOGIES, MACHINERY AND EQUIPMENT

УДК 621.658:621.45.017

doi: 10.15507/2658-4123.033.202301.068-078

Оригинальная статья



Использование тарельчатых диафрагм транспортных средств в двухконтурных мембранных насосах

А. П. Левцев¹✉, Е. С. Лапин¹, Д. Чжень²¹ *Национальный исследовательский
Мордовский государственный университет
(г. Саранск, Российская Федерация)*² *Цзянсуский университет науки и технологии
(г. Чжэньцзян, Китай)*✉ levtzevap@mail.ru

Аннотация

Введение. Статья посвящена повышению эффективности работы двухконтурных мембранных насосов, которые могут успешно использоваться в системах тепло- и водоснабжения промышленных и сельскохозяйственных объектов с избыточным напором. Двухконтурные мембранные насосы целесообразно оснащать тарельчатыми диафрагмами, связанными между собой штоком, например, от автотранспортных средств, а привод мембранных насосов осуществлять от напора гидравлической сети. Для повышения эффективности работы необходимо прогнозировать гидравлические характеристики по геометрическим параметрам мембран и циклу их работы в динамике.

Цель статьи. Получить адекватные расчетные зависимости расхода перекачиваемой жидкости от частоты двухконтурных мембранных насосов.

Материалы и методы. Для решения поставленных задач по установлению зависимости между перемещением штока и расходом для тарельчатой диафрагмы с разными геометрическими поверхностями в динамике использовались методы идеализации из дифференциальной геометрии, физического эксперимента, математической статистики. Получены зависимости объема тарельчатой диафрагмы от перемещения точки крепления тарельчатой диафрагмой и объемного расхода, от скорости перемещения точки крепления тарельчатой диафрагмой с конкретными геометрическими параметрами для параболической и цепной линии. Проведена экспериментальная проверка вытесняемого расхода перекачиваемой жидкости от перемещения точки крепления к штоку для диафрагмы типа 30.

© Левцев А. П., Лапин Е. С., Чжень Д., 2023

Контент доступен по лицензии Creative Commons Attribution 4.0 License.
This work is licensed under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

Результаты исследования. На основании полученных зависимостей объемного расхода от скорости перемещения точки крепления тарельчатой диафрагмой с конкретными геометрическими параметрами для параболической и цепной линии построены графики объемного расхода от частоты рабочего цикла. Для практической реализации предложены зависимости для построения гидравлической характеристики двухконтурного мембранного насоса (зависимость объемного расхода от частоты рабочего цикла), полученные на основе параболической интерпретации.

Обсуждение и заключение. Гидравлические характеристики двухконтурного мембранного насоса приближаются к уравнению прямой линии и согласуются с экспериментальными зависимостями в пределах 4 %.

Ключевые слова: мембранный насос, тарельчатая диафрагма, гидравлическая характеристика, динамика, системы тепло- и водоснабжения, энергетическая эффективность

Конфликт интересов: авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Для цитирования: Левцев А. П., Лапин Е. С., Чжень Д. Использование тарельчатых диафрагм транспортных средств в двухконтурных мембранных насосах // Инженерные технологии и системы. 2023. Т. 33, № 1. С. 68–78. doi: <https://doi.org/10.15507/2658-4123.033.202301.068-078>

Original article

The Use of Disk-Shaped Diaphragm of Vehicles in Double-Circuit Diaphragm Pumps

A. P. Levtshev^{a✉}, E. S. Lapin^a, D. Chen^b

^a National Research Mordovia State University
(Saransk, Russian Federation)

^b Jiangsu University of Science and Technology
(Zhenjiang, China)

✉ levtzevap@mail.ru

Abstract

Introduction. The article concentrates on improving the efficiency of double-circuit diaphragm pumps, which can be successfully used in heat and water supply systems of industrial and agricultural facilities where there is excess head. It is advisable to equip double-circuit diaphragm pumps with disc-shaped diaphragms interconnected by a rod, for example, from motor vehicles, and to drive them from the available head of the hydraulic network. In order to increase the efficiency of their work and further use, it is necessary to predict the hydraulic characteristics according to the geometric parameters of the membranes and the cycle of their operation in dynamics.

Aim of the Article. The article aims at obtaining adequate calculated dependencies of pumped liquid flow rate on speed of double-circuit diaphragm pumps.

Materials and Methods. There were used the idealization method from differential geometry, physical experiment, and mathematical statistics to solve the tasks for identifying the relationship between the rod motion and the liquid flow rate for a poppet diaphragm with different geometric surfaces in dynamics. There have been obtained the dependences of pumped liquid volume on the movement of the point of attachment by the poppet diaphragm and the volume flow rate on the movement speed of the point of attachment by the poppet diaphragm with specific geometric parameters for the parabolic and chain line. An experimental testing of the dependence of displaced pumped liquid flow rate on the movement of the attachment point to the stem for the diaphragm type 30 was carried out.

Results. Based on the obtained dependences of the volume flow rate on the speed of movement of the point of attachment by a poppet diaphragm with specific geometric parameters

for a parabolic and chain line, there were constructed the graphs of dependences of the volume flow rate on the frequency of the working cycle. For practical implementation, there are proposed the dependencies for constructing the hydraulic characteristics of a two-circuit membrane (the dependence of the volume flow rate on the frequency of the working cycle) obtained on the basis of a parabolic interpretation.

Discussion and Conclusion. The hydraulic characteristics of a two-circuit membrane pump are close to the equation of a straight line and are consistent with experimental dependencies within 4%.

Keywords: diaphragm pump, disc diaphragm, hydraulic characteristics, dynamics, heat and water supply systems, energy efficiency

Conflict of interest: The authors declare no conflict of interest.

For citation: Levtshev A.P., Lapin E.S., Chen D. The Use of Disk-Shaped Diaphragm of Vehicles in Double-Circuit Diaphragm Pumps. *Engineering Technologies and Systems*. 2023;33(1):68–78. doi: <https://doi.org/10.15507/2658-4123.033.202301.068-078>

Введение

В настоящее время в большинстве отраслей экономики, связанных с использованием топливно-энергетических ресурсов (ТЭР), применяется большое число насосов различных типов и назначения (повысительных, циркуляционных, питательных и др.). Причем значительная доля принадлежит центробежным насосам благодаря их неоспоримым преимуществам, таким как компактность, сравнительно высокие энергетические характеристики, срок службы, простота регулирования и др. Использование таких насосов в частотных электроприводах позволило существенно снизить их энергопотребление. Однако применение центробежных насосов с частотными приводами не всегда оправдано с экономической точки зрения, например, в тепловых узлах зданий и производственных помещений, где в большинстве случаев имеется избыточный напор тепловой сети, который срезается с помощью дроссельных шайб. В системах водоснабжения мясосоперерабатывающих комплексов, где используется большое количество воды,

часто возникает ситуация, когда в одних контурах напора недостаточно, а в соседних он избыточный. Для использования избыточного напора для газовых сред широко применяются малорасходные (не более $0,1 \text{ м}^3/\text{с}$) детандеры с объемным принципом действия. Их технический уровень практически определяет эффективность и надежность работы установок и систем в целом¹ [1–3]. Однако в перечисленных выше системах они не используются из-за особенностей сред и процессов, протекающих в таких системах. В связи с этим есть необходимость создания мембранных двухконтурных насосов с тарельчатыми диафрагмами, которые широко используются в торозных системах транспортных средств. При этом условия работы тарельчатых диафрагм существенно меняются, и для построения расходных зависимостей таких насосов требуется установление зависимостей расхода от скорости перемещения диафрагм.

Обзор литературы

Малорасходные нагнетатели (насосы, детандеры) широко востребованы на российском рынке, постоянно

¹ Грезин А. К., Зиновьев В. С. Микрокриогенная техника. М. : Машиностроение, 1977. С. 230 ; Фотин Б. С., Пирумов И. Б., Прилуцкий И. К. Поршневые компрессоры. Л. : Машиностроение, 1987. 372 с. ; Чеботарев А. А. Специализированные автотранспортные средства: выбор и эффективность применения. М. : Транспорт, 1988. 159 с. ; Бусаров С. С. Повышение эффективности компрессорного оборудования дорожно-строительных машин: дис... канд. техн. наук. Омск, 2008. 212 с.

совершенствуются и модернизируются. По конструктивным признакам различают поршневые и мембранные типы малорасходных детандеров с объемным принципом действия с кривошипно-шатунным, аксиальным, кулачковым или кулисным механизмом движения, преобразующим вращательное движение элементов привода в возвратно-поступательное движение подвижного органа (поршня, мембраны) рабочей камеры. За последнее время в связи с расширением области применения таких детандеров перечень требований к ним существенно расширился. В частности, на сегодняшний день актуален вопрос о необходимости снижения удельных массо-габаритных показателей и повышении КПД² [4–8]. В традиционных мембранных насосах перекачивание жидкости достигается за счет перемещения эластичной мембраны под действием сжатого воздуха. Использование сжатого воздуха для привода мембранных насосов в ряде случаев, например, в системах водоснабжения, где возможно создать избыточный напор, нецелесообразно. В связи с этим были предприняты попытки разработки мембранных насосов путем создания управляемого гидроудара при прерывании потока жидкой среды. Действительно, при резком прерывании потока жидкой среды с помощью ударного клапана перед ним давление может увеличиваться в несколько раз и мембранный насос работает как

демпфирующее устройство и совершает полезную работу по перекачиванию жидкости. Анализ таких насосов показал, что их производительность зависит от приращения объема рабочей среды при повышении давления и в большинстве случаев недостаточна для заданного хода диафрагмы³. С учетом этих обстоятельств были созданы конструкции двухконтурных мембранных насосов с тарельчатыми диафрагмами, связанными общим штоком. Перемещение штока осуществляется под действием разности давлений в рабочих камерах. Для повышения эффективности работы двухконтурных мембранных насосов с тарельчатыми диафрагмами переключающие клапаны работают в режимах, приближенных к гидравлическому удару, а энергия удара используется для повышения скорости в крайних положениях штока⁴ [9]. При испытаниях таких насосов выявились их недостаточно полное использование полезного объема камер и зависимость расхода вытесняемой жидкости от частоты. Поэтому такие насосы пока подбираются под конкретные характеристики установки экспериментально. Для широкого использования двухконтурных мембранных насосов необходимо создание их теоретических основ, которые обеспечивали бы расчетные гидравлические и энергетические характеристики на стадии проектирования. В связи с этим целью данной работы было получение адекватных расчетных зависимостей

² Oralli E. Conversion of a Scroll Compressor to an Expander for Organic Rankine Cycle: Modeling and Analysis : Thesis Master of Applied Science. Ontario, 2010. 146 p. ; Small Scale Solar ORC System for Distributed Power / M. Orosz [et al.] // Conference Solar Paces 2009: Abstracts of the International Conference. Berlin, 2009. P. 39–47.

³ Левцев А. П., Макеев А. Н. Импульсные системы тепло- и водоснабжения. Саранск : Национальный исследовательский Мордовский государственный университет им. Н. П. Огарёва, 2015. 172 с.

⁴ Левцев А. П., Лапин Е. С., Панкратьев Р. В. Испытание двухкамерного мембранного насоса // Энергоэффективные и ресурсосберегающие технологии и системы : межвузовский сборник научных трудов. Саранск : Национальный исследовательский Мордовский государственный университет им. Н.П. Огарёва, 2017 ; Левцев А. П., Лапин Е. С., Ерофеев В. Т. Повышение теплопередачи секционных радиаторов отопления организацией пульсаций теплоносителя // Фундаментальные, поисковые и прикладные исследования РААСН по научному обеспечению развития архитектуры, градостроительства и строительной отрасли Российской Федерации в 2021 году : Сборник научных трудов РААСН. М. : Издательство АСВ, 2022. С. 165–176.

расхода от частоты двухконтурных мембранных насосов. Для этого решались следующие задачи: установление зависимости между перемещением штока и расходом для тарельчатой диафрагмы с разными геометрическими поверхностями; построение экспериментальной зависимости вытесняемого объема от перемещения штока; построение расчетной зависимости расхода от частоты диафрагменного насоса (ДН) с диафрагмой типа 30 и проверка ее адекватности.

Материалы и методы

Для решения поставленных задач по установлению зависимости между перемещением штока и расходом для тарельчатой диафрагмы с разными геометрическими поверхностями использовались методы идеализации из дифференциальной геометрии, физического эксперимента, математической статистики.

Тарельчатые диафрагмы от тормозных систем различных транспортных средств находят применение в мембранных насосах для перекачивания теплоносителя в системах теплоснабжения⁵. Привод этих насосов осуществляется за счет располагаемого напора тепловой сети. Такие насосы выполняются двухконтурными, причем две диафрагмы связаны через жесткий шток (рис. 1), поэтому порция вытесняемого расхода насосной секции зависит от величины перемещения штока.

Для установления зависимости между перемещением штока и расходом для тарельчатой диафрагмы воспользуемся методом идеализации со следующими допущениями:

1. Поверхность предполагается идеальной поверхностью вращения линии параболического типа. В реальности поверхность допускает изометрическую деформацию (изгибание). Не исключена и небольшая растяжимость. При изгибании сохраняются не только длины дуг, но и площадь поверхности.

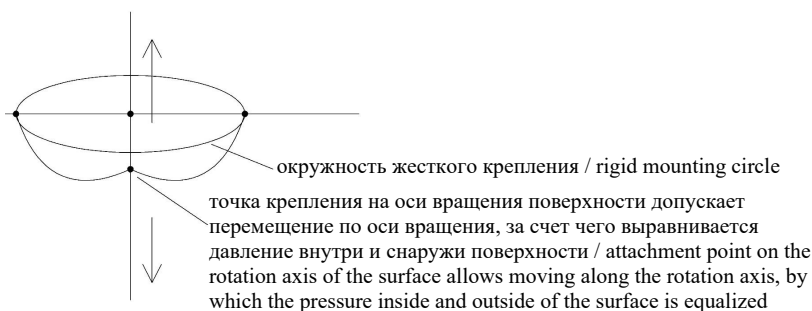


Р и с. 1. Две тарельчатые диафрагмы, связанные через жесткий шток

F i g. 1. Two disc-shaped diaphragms connected through a rigid rod

2. Реальный диск крепления в центре вращения заменяется точкой (рис. 2).

В качестве модельных линии-меридиан рассмотрим параболы и цепные линии.



Р и с. 2. Схематическое изображение поверхности диафрагмы

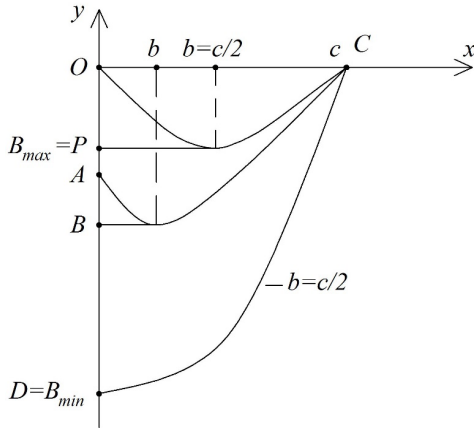
F i g. 2. Schematic representation of the diaphragm surface

⁵ Погорелов А. В. Дифференциальная геометрия. М. : Наука, 1974. 176 с.

Уравнение параболы в общем виде записывается как

$$y = (x - b)^2 - a(c - b)^2. \quad (1)$$

Основные соотношения между параметрами для поверхности диафрагмы параболического типа на оси xoy приведены на (рис. 3).



Р и с. 3. Графическая интерпретация диафрагмы в системе координат xoy
 Fig. 3. Graphical interpretation of the aperture in the xoy coordinate system

Как следует из (рис. 3), при любых значениях x параметры a в линии проходят через точку $C (x = c, y = 0)$. Вершина параболы получена при $x = b$ и $y(b) = B = -a(c - b)^2$. При пересечении с осью вращения при $x = 0, y(0) = A = ac(2b - c)$, получаем:

$$B_{\min} = D = B = A|_{b=0} = -ac^2.$$

Учитывая, что линия при $b = 0$ предельная, получим постоянное значение:

$$D = \text{const} \text{ и } a = -\frac{D}{c^2} = \text{const}.$$

Таким образом, параметр a заменяется геометрически и физически

понятным параметром D . То есть перемещение точки A по оси вращения, изменение параболы, ее длины L , площади поверхности S и объем тела вращения V являются функцией параметра b .

$$L = L(b), S = S(b), V = V(b).$$

При этом формулы вычисления их длины поверхности $L(b)$, площади $S(b)$ и объема $V(b)$ известны⁶:

$$L(b) = \int_0^c \sqrt{1 + (y')^2} dx, \quad (2)$$

$$S(b) = 2\pi \int_0^c x \sqrt{1 + (y')^2} dx, \quad (3)$$

$$V(b) = \pi \int_0^c x^2 y' dx. \quad (4)$$

Полагая функцию $b = b(t)$ и $\frac{db}{dt} = \dot{b}$, можем найти линейную скорость перемещения точки A :

$$v = \frac{dA}{dt} = \dot{A}, \quad (5)$$

и скорость изменения объема:

$$\frac{dV}{dt} = \dot{V}. \quad (6)$$

При этом скорость изменения объема определяет расход жидкости в двухконтурном мембранном насосе.

Проведем вычисления расхода для параболы (1).

Так как как $y' = 2a(x - b)$, то $L(b) = \int_0^c \sqrt{1 + 4a^2(x - b)^2} dx$ – интеграл в конечном виде (в элементарных функциях не берется).

$S(b) = 2\sigma \int_0^c x \sqrt{1 + 4a^2(x - b)^2} dx$ – интеграл в конечном виде не берется.

⁶ Бусаров С. С. Повышение эффективности компрессорного оборудования...

$$V(b) = \pi \int_0^c x^2 y' dx = \frac{\pi ac^3}{6} [3c - 4b].$$

Находим производные \dot{A} и \dot{V} :

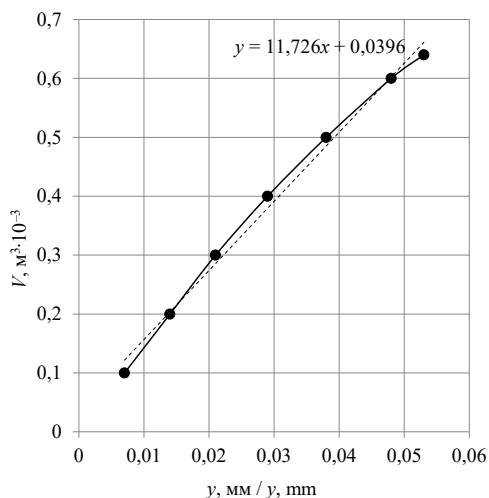
$$\begin{aligned} v &= \dot{A} = 2ac\dot{b}, \\ \dot{V} &= -\frac{2\sigma ac^3}{3}\dot{b}. \end{aligned}$$

Таким образом, для семейства парабол расход и линейная скорость v связаны линейной зависимостью:

$$\dot{V} = -\frac{\pi c^2}{3} v. \quad (7)$$

Замечание: знак « \leftarrow » гасится знаком $v = 2acb$, $sign b = sign v$ и при $v > 0, b > 0$, что означает движение точки A вверх (от D к O), b растет от O до $b = \frac{c}{2}$. Но в этом случае объем уменьшается, поэтому $V < 0$.

При движении b от $\frac{c}{2}$ к O , $\dot{b} < 0, v > 0$, и объем V увеличивается, то есть $V < 0$.



Р и с. 4. Экспериментальные зависимости $V=f(y)$
F i g. 4. Experimental dependencies $V=f(y)$

Результаты исследования

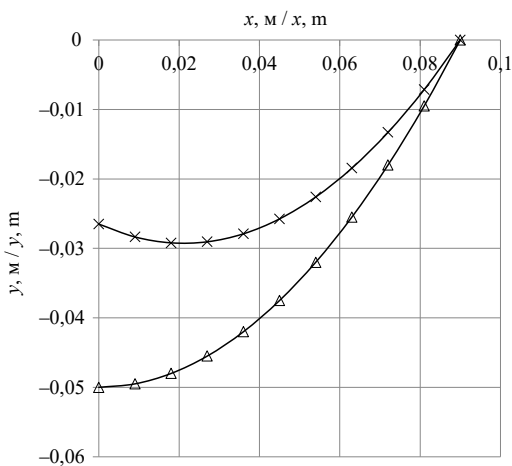
На (рис. 4) для диафрагмы типа 30 приведены экспериментальные зависимости $V=f(y)$. Экспериментальные зависимости получены для насосной секции диафрагмы, заполненной водой за счет создания избыточного давления в рабочей секции ручным опрессовочным насосом «Мегеон 98025». Положение штока контролировалось металлической линейкой⁷.

На рисунке 5 для конкретных параметров диафрагмы типа 30 (ход штока 53 мм, диаметр диафрагмы 180 мм) представлен график параболической интерпретации.

На рисунке 6 для конкретных параметров диафрагмы типа 30 (ход штока 53 мм, диаметр диафрагмы 180 мм) представлен график цепной интерпретации.

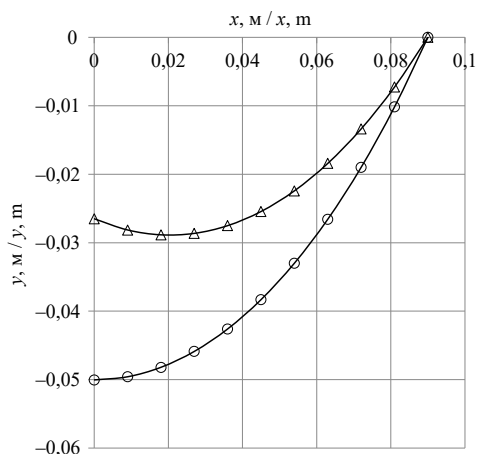
На рисунке 7 для конкретных параметров диафрагмы типа 30 (ход штока 53 мм, диаметр диафрагмы 180 мм) представлен график, на котором наложены обе интерпретации.

Как видно из рисунка 7, интерпретации в характерных положениях штока имеют достаточно высокое совпадение,

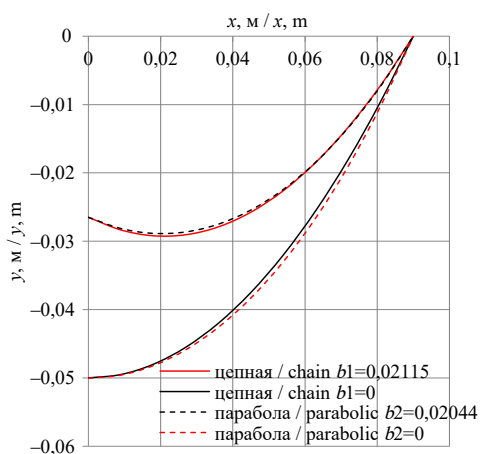


Р и с. 5. График параболической интерпретации
F i g. 5. Graph of parabolic interpretation

⁷ Френкель Н. З. Гидравлика. Учебное пособие: Учебник, физика. М. : Книга по Требованию, 2021. 452 с.



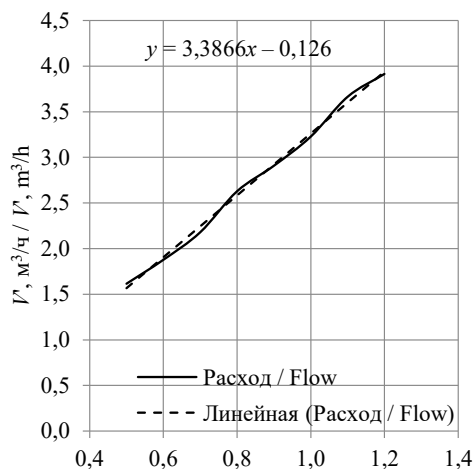
Р и с. 6. График цепной интерпретации
F i g. 6. The graph of chain interpretation



Р и с. 7. График наложения параболической и цепной интерпретации

F i g. 7. Graph of superposition of parabolic and chain interpretation

поэтому для построения расходной характеристики ДН воспользуемся параболической интерпретацией (рис. 8). Для построения данной зависимости скорости штока ДМН принимались синусоидальными с амплитудами, взятыми с экспериментальных графиков перемещения штока на различных частотах.



Р и с. 8. График зависимости расхода от частоты с диафрагмой типа 30

F i g. 8. Flow-frequency dependence graph with diaphragm type 30

Как видно из данного графика, зависимость $\dot{V} = F(f)$ приближается к линейной с уравнением прямой линии $y = 3,3866x - 0,126$ и согласуется с экспериментальной зависимостью в пределах 4 % [10; 11].

Обсуждение и заключение

Анализ работы насосного оборудования объемного действия и условий их применения позволил выявить нишу, где эффективно применение двухконтурных мембранных насосов (детандеров), работающих от располагаемого напора гидравлической сети. Двухконтурные мембранные насосы целесообразно оснащать тарельчатыми диафрагмами, связанными между собой штоком, например, от автотранспортных средств, а привод их осуществлять от располагаемого напора гидравлической сети. Для повышения эффективности работы и дальнейшего использования необходимо прогнозировать гидравлические характеристики по геометрическим параметрам мембран и циклу их работы в динамике.

Исходя из поставленной цели, с использованием методов идеализации из дифференциальной геометрии,

физического эксперимента, математической статистики получены зависимости объема от перемещения точки крепления тарельчатой диафрагмой и объемного расхода, от скорости перемещения точки крепления тарельчатой диафрагмой с конкретными геометрическими параметрами для параболической и цепной линии. Проведена экспериментальная проверка вытесняемого расхода от перемещения точки крепления к штоку для диафрагмы типа 30.

На основании полученных зависимостей объемного расхода от скорости перемещения точки крепления тарельчатой диафрагмой с конкретными геометрическими параметрами для параболической и цепной линии построены

графики объемного расхода от частоты рабочего цикла. Для практической реализации предложены зависимости для построения гидравлической характеристики двухконтурного мембранного насоса, полученные на основе параболической интерпретации. Гидравлические характеристики двухконтурного мембранного насоса приближаются к уравнению прямой линии и согласуются с экспериментальными зависимостями в пределах 4 %. Прогнозирование достоверных гидравлических характеристик двухконтурных мембранных насосов на стадии их создания позволит повысить эффективность систем тепло- и водоснабжения промышленных и сельскохозяйственных объектов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Особенности работы дожимающих газовых компрессоров при переменном начальном давлении / К. А. Бельшева [и др.] // Вестник Международной академии холода. 2016. № 1. С. 47–54. URL: <https://elck.ru/33YENr> (дата обращения: 03.02.2023).
2. Cryogenic Scroll Expander for Claude Cycle with Cooling Power of 10 to 100 Watts at 4.2 K / J. Manzagol [et al.] // AIP Conference Proceedings. 2002. Vol. 613. P. 267–274. doi: <https://doi.org/10.1063/1.1472030>
3. Iglesias A., Favrat D. Innovative Isothermal Oil-Free Co-Rotating Scroll Compressor – Expander for Energy Storage with First Expander Tests // Energy Conversion and Management. 2014. Vol. 85. P. 565–572. doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.05.106>
4. Yusha V. L., Busarov S. S., Gromov A. Yu. Assessment of the Prospects of Development of Medium-Pressure Single-Stage Piston Compressor Units // Chemical and Petroleum Engineering. 2017. Vol. 53, Issue 7–8. doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-017-0362-2>.
5. Francis J. A Discussion on Air Quality Standards ISO 8573.1 and ISO 12500 // Compressed Air Best Practices Magazine. 2009. P. 26–32.
6. The Estimation of Thermal Conditions of Highly-Cooled Long-Stroke Stages in Reciprocating Compressors / V. L. Yusha [et al.] // Procedia Engineering. 2015. Vol. 113. P. 264–269.
7. Vetter H. The Sulzer Oil-Free Labyrinth Piston Compressor // International Compressor Engineering Conference, Purdue University. 1972. P. 221–228.
8. Research of Equipment for Pulsed Heating Supply / A. P. Levtshev [et al.] // IOP Conference Series. 2019. Vol. 828. doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/828/1/012015>
9. Теплопередача кипящего потока в слое рифленого медного пеноматериала с открытыми порами / Д. Чжань [и др.] // Инженерные технологии и системы. 2022. Т. 32, № 3. С. 423–436. doi: <https://doi.org/10.15507/2658-4123.032.202203.423-436>
10. Левцев А. П., Лысяков А. И. Энергонезависимая система отопления с улучшенной энергоэффективностью для сельскохозяйственных помещений // Инженерные технологии и системы. 2022. Т. 32, № 1. С. 110–125. doi: <https://doi.org/10.15507/2658-4123.032.202201.110-125>

11. Левцев А. П., Кручинкина О. А., Юаньюань Ши. Оценка влияния порядка работы котлоагрегатов на их групповой удельный расход топлива // Вестник Мордовского университета. 2017. Т. 27, № 4. С. 577–591. doi: <https://doi.org/10.15507/0236-2910.027.201704.577-591>

Поступила 05.02.2023; одобрена после рецензирования 20.02.2023; принята к публикации 02.03.2023

Об авторах:

Левцев Алексей Павлович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой теплоэнергетических систем Института механики и энергетики Национального исследовательского Мордовского государственного университета (430005, Российская Федерация, г. Саранск, ул. Большевикская, д. 68), ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2429-6777>, Researcher ID: B-8620-2019, levtzevap@mail.ru

Лапин Евгений Сергеевич, старший преподаватель кафедры теплоэнергетических систем Института механики и энергетики Национального исследовательского Мордовского государственного университета (430005, Российская Федерация, г. Саранск, ул. Большевикская, д. 68), ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9647-8663>, evgeniy-lapin@yandex.ru

Чжень Дайфен, Ph.D, профессор, декан Школы энергетики Цзянсуского университета науки и технологии (212003, Китай, г. Чжэньцзян, 2 проезд Менгси), ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4110-2199>, Scopus: 26536999100, dfchen@justc.edu.cn

Заявленный вклад авторов:

А. П. Левцев – получение зависимостей объема от перемещения точки крепления тарельчатой диафрагмой и объемного расхода, от скорости перемещения точки крепления тарельчатой диафрагмой с конкретными геометрическими параметрами для параболической и цепной линии, анализ и доработка текста.

Е. С. Лапин – подготовка текста, анализ литературных данных, получение экспериментальных зависимостей объема от перемещения точки крепления тарельчатой диафрагмой.

Д. Чжень – разработка концепции статьи, проверка адекватности, полученных зависимостей объемного расхода, от скорости перемещения точки крепления тарельчатой диафрагмы.

Все авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

REFERENCES

1. Byelyshyeva K.A., Makovyeyeva A.S., Molodov M.A., et al. Gas Booster Compressor Operation at Variable Inlet Pressure. *Vestnik Mezhdunarodnoy akademii kholoda*. 2016;(1):47–54. Available at: <https://clck.ru/33YENr> (accessed 03.02.2023). (In Russ., abstract in Eng.)

2. Manzagol J., d'Harboullé P., Claudet G., Bager G.G. Cryogenic Scroll Expander for Claude Cycle with Cooling Power of 10 to 100 Watts at 4.2 K. *AIP Conference Proceedings*. 2002;613:267–274. doi: <https://doi.org/10.1063/1.1472030>

3. Iglesias A., Favrat D. Innovative Isothermal Oil-Free Co-Rotating Scroll Compressor – Expander for Energy Storage with First Expander Tests. *Energy Conversion and Management*. 2014;85:565–572. doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.05.106>

4. Yusha V.L., Busarov S.S., Gromov A.Yu. Assessment of the Prospects of Development of Medium-Pressure Single-Stage Piston Compressor Units. *Chemical and Petroleum Engineering*. 2017;53(7–8). doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-017-0362-2>.

5. Francis J. A Discussion on Air Quality Standards ISO 8573.1 and ISO 12500. *Compressed Air Best Practices Magazine*. 2009. p. 26–32.

6. Yusha V.L., Dengin V.G., Busarov S.S., et al. The Estimation of Thermal Conditions of Highly-Cooled Long-Stroke Stages in Reciprocating Compressors. *Procedia Engineering*. 2015;113:264–269.

7. Vetter H. The Sulzer Oil-Free Labyrinth Piston Compressor. *International Compressor Engineering Conference, Purdue University*. 1972;221–228.
8. Levstev A.P., Lapin E.S., Grishin B.M., et al. Research of Equipment for Pulsed Heating Supply. *IOP Conference Series*. 2019;828. doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/828/1/012015>
9. Zhang D., Sun L., Mao J., et al. Flow Boiling Heat Transfer of Grooved Copper Foam with Open Gap. *Engineering Technologies and Systems*. 2022;32(3):423–436. doi: <https://doi.org/10.15507/2658-4123.032.202203.423-436>
10. Levstev A.P., Lysyakov A.I. Energy-Independent Heating System with Improved Energy Efficiency for Agricultural Premises. *Engineering Technologies and Systems*. 2022;32(1):110–125. doi: <https://doi.org/10.15507/2658-4123.032.202201.110-125>
11. Levstev A.P., Kruchinkina O.A., Yuan Yuan Shi. Evaluation of Efficiency of Boiler Units in Their Group Specific Fuel Consumption. *Mordovia University Bulletin*. 2017;27(4):577–591. doi: <https://doi.org/10.15507/0236-2910.027.201704.577-591>

Submitted 05.02.2023; revised 20.02.2023; accepted 02.03.2023

About the authors:

Alexey P. Levstev, Dr.Sci. (Engr.), Professor, Head of the Chair of Heat and Power Systems of Institute of Mechanics and Power Engineering, National Research Mordovia State University (68 Bolshevistskaya St., Saransk 430005, Russian Federation), ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2429-6777>, Researcher ID: B-8620-2019, levstevap@mail.ru

Evgeniy S. Lapin, Senior Lecturer of the Chair of Heat and Power Systems of Institute of Mechanics and Power Engineering, National Research Mordovia State University (68 Bolshevistskaya St., Saransk 430005, Russian Federation), ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9647-8663>, evgeniy-lapin@yandex.ru

Daifen Chen, Ph.D., Professor, Dean of the School of Energy and Power, Jiangsu University of Science and Technology (2 Mengxi Rd, Zhenjiang 212003, China), ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4110-2199>, Scopus: 26536999100, dfchen@justc.edu.cn.

Authors contribution:

A. P. Levstev – obtaining volume dependences on the movement of the attachment point with a poppet diaphragm and volume flow, on the speed of movement of the attachment point with a poppet diaphragm with specific geometric parameters for a parabolic and chain line, analysis and revision of the text.

E. S. Lapin – text preparation, analysis of literary data, obtaining experimental volume dependences on the movement of the point of attachment with a poppet diaphragm.

D. Chen – development of the article concept, verification of the adequacy of the obtained volume flow rate dependences on the speed of movement of the point of attachment with the poppet diaphragm.

All authors have read and approved the final manuscript.