

УДК 621.512

Оценка влияния нестационарности течения жидкости в распределительных узлах прямозубого роторного насоса на его эффективность^{*}

В.Е. Щерба, С.Ю. Кайгородов, Е.А. Дорофеев,
К.Н. Сокирко, Е.А. Павлюченко

Омский государственный технический университет

Evaluation of the influence of non-stationarity of liquid flow in the distribution units of a spur rotary pump on its operating efficiency

V.E. Shcherba, S.Yu. Kaygorodov, E.A. Dorofeev,
K.N. Sokirko, E.A. Pavlyuchenko

Omsk State Technical University

Разработана математическая модель течения рабочей жидкости в динамическом узле распределителя прямозубого роторного насоса. В качестве динамического узла распределителя рассмотрены диафрагменный гидродиод и прямой участок трубопровода. По результатам численного эксперимента установлено, что по эффективности диафрагменный гидродиод находится между прямым участком трубопровода и идеальным обратным клапаном. Проведенный численный эксперимент позволил установить, что с увеличением частоты вращения коленчатого вала и длины динамического распределителя его эффективность растет, а с повышением перепада давления — падает. При определенных соотношениях частоты вращения, угла поворота вала между окнами нагнетания и всасывания, длины распределителя и перепада давления между линией нагнетания и всасывания, обратное течение рабочей жидкости через динамический распределитель может отсутствовать. Следовательно, динамический распределитель способен работать как идеальный, в котором отсутствует обратное течение жидкости.

EDN: MJDCHG, <https://elibrary/mjdchg>

Ключевые слова: прямозубый роторный насос, динамический распределитель, диафрагменный гидродиод, нестационарное течение, объемный КПД

A mathematical model of fluid flow in the dynamic component of a spur rotary pump distributor was developed. A diaphragm hydrodiode and a section of straight pipe were considered as the dynamic component of the distributor. A numerical experiment revealed that the diaphragm hydrodiode occupies an intermediate position in efficiency between a section of straight pipe and an ideal check valve. The numerical experiment revealed that efficiency increases with increasing shaft rotational velocity and with increasing dynamic distributor length, while it decreases with increasing pressure drop. For certain ratios of angular velocity, shaft rotation angle between the discharge and suction ports, distributor length, and pressure drop between the discharge and suction lines, backflow of fluid through the dy-

^{*} Работа выполнена по гранту РФФИ № 25-29-20049 «Разработка концептуальных основ многомерной оптимизации резисторных гидродиодов на основе использования нейронных сетей».

dynamic distributor may be absent. Consequently, the dynamic distributor can operate as an ideal distributor, eliminating backflow of fluid.

EDN: MJDCHG, <https://elibrary/mjdchg>

Keywords: rotary spur pump, dynamic distributor, diaphragm hydraulic diode, unsteady flow, volumetric efficiency

Компрессоры и насосы объемного действия — одни из основных потребителей вырабатываемой энергии, на привод которых приходится от 10 до 20 % всей вырабатываемой энергии. В связи с этим задача повышения их эффективности, а также долговечности и уменьшения массогабаритных показателей остается актуальной до сих пор. Существуют различные направления повышения их эффективности и ресурса [1, 2]. Среди них можно выделить совершенствование узлов распределения (далее распределитель) рабочего тела (РТ) как в линии всасывания, так и в линии нагнетания.

Введем понятие идеального распределителя, который имеет следующие отличительные особенности: отсутствие потерь энергии на перемещение РТ; обеспечение соединения рабочей полости с линиями всасывания и нагнетания в моменты равенства давления РТ в ней для соответствующих линий; отсутствие обратного течения РТ; мгновенное и полное открытие и закрытие.

Все распределители жидкости и газа в компрессорах и насосах можно подразделить на следующие группы:

- *золотниковые распределители*, применяемые в насосах объемного действия (аксиально-поршневых, радиально-поршневых и т. д.);
- *самодействующие клапаны*, используемые в поршневых компрессорах общего и специального назначения большой и малой производительности;
- *принудительно действующие клапаны*, наиболее широко задействованные в поршневых компрессорах с высокой частотой вращения коленчатого вала (далее вал), при которой самодействующие клапаны имеют плохую динамику, что приводит к существенному снижению их производительности и эффективности;
- *гидродиоды*, применяемые в первую очередь в насосах объемного действия, а иногда и в поршневых компрессорах.

Первые три группы можно условно назвать статическими распределителями, работающими за счет изменения площади проходного сечения канала (щели), который соединяет рабочую по-

лость с линиями всасывания и нагнетания. Статические распределители имеют два основных недостатка: ограниченный ресурс (в первую очередь самодействующих клапанов) вследствие значительных ударных напряжений между запорным органом и седлом или ограничителем подъема; значительное гидравлическое сопротивление, обусловленное течением РТ в щелях, а также в каналах сложной формы с поворотом потока.

Указанные недостатки отсутствуют в гидродиодах, которые можно отнести к динамическим распределителям (ДР). Основными преимуществами ДР перед статическими распределителями являются почти бесконечный ресурс вследствие отсутствия подвижных частей и меньшее гидравлическое сопротивление, а следовательно, и потери работы в процессах всасывания и нагнетания. Эффективность гидродиода в значительной степени зависит от его геометрических параметров: числа и угла наклона пластин [3].

Основным недостатком ДР является обратное течение РТ через него в процессах обратного расширения и всасывания, что существенно снижает производительность и эффективность компрессора или насоса. Для минимизации в гидродиоде обратных течений РТ целесообразно использовать методы оптимизации их геометрических параметров, включая топологическую оптимизацию для трехмерных конструкций [4] и многоцелевую оптимизацию профилей [5].

Одним из основных трендов конструктивного развития поршневых насосов и компрессоров является повышение частоты вращения вала, что приводит к значительным скоростям течения РТ в распределителях. Вследствие появления значительных инерционных сил, препятствующих обратному течению РТ, повышается эффективность ДР. Это подтверждено исследованиями, в которых увеличение частоты вращения вала положительно сказывается на объемном коэффициенте полезного действия (КПД) насосов с ДР [6]. Эффективность ДР возрастает, особенно в насосах, так как плот-

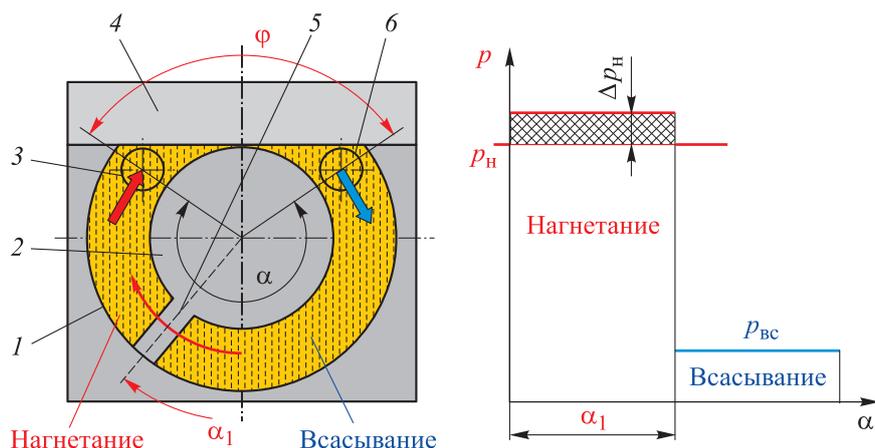


Рис. 1. Принципиальная схема расчета рабочих процессов в прямоугольном роторном насосе: 1 — цилиндр; 2 и 5 — ротор и его зуб; 3 и 6 — окна нагнетания и всасывания; 4 — диск

ность жидкости в сотни и тысячи раз превышает плотность газа.

Актуальными также являются исследования, направленные на изучение нестационарных течений РЖ в подобных устройствах, в том числе с применением современных моделей турбулентности [7, 8].

Кроме того, перспективным направлением является проектирование новых и оптимизация существующих конструкций гидродиодов, что позволяет создавать компактные и эффективные устройства для управления потоком РЖ [9, 10].

В общем случае гидродиоды можно устанавливать как в линии нагнетания, так и в линии всасывания любого поршневого насоса и компрессора, а также в линии нагнетания роторных компрессоров и насосов. По результатам теоретического исследования [11] установлено, что гидродиоды эффективнее использовать в насосах объемного действия, у которых время обратного натекания рабочей жидкости (РЖ) в рабочую камеру из линии нагнетания минимальное. Этому условию соответствует прямоугольный роторный насос, принципиальная схема которого приведена на рис. 1.

Цель работы — анализ влияния нестационарности течения РЖ в ДР прямоугольного роторного насоса на его объемный КПД.

Описание объекта исследования и постановка задач исследования. Исследуемый насос работает следующим образом. После прохода зубом 5 окна всасывания 6 перед зубом накапливается РЖ под действием давления нагнетания (полость нагнетания), а за зубом образуется

разряжение, и РЖ от источника через окно всасывания начинает поступать в рабочую полость (полость всасывания). Процесс нагнетания продолжается до тех пор, пока зуб не пройдет окно нагнетания 3, где установлен распределитель: самодействующий клапан, диафрагменный гидродиод или прямой участок трубопровода.

На угле φ (угле между окнами нагнетания и всасывания, где не осуществляется рабочий ход), когда зуб проходит пространство между окнами нагнетания и всасывания, РЖ через распределитель может поступать в рабочую полость при использовании ДР. Обратное течение РЖ через ДР происходит до того момента, пока зуб не перекроет окно всасывания, после чего начинается подача РЖ через ДР к потребителю, а за зубом в это время происходит процесс всасывания РЖ.

Избыточное давление, создаваемое в рабочей камере в процессе нагнетания, определяется гидравлическим сопротивлением ДР при прямом течении РЖ. В процессе нагнетания при равномерном движении зуба течение РЖ через ДР имеет практически стационарный характер. При обратном течении движение РЖ через ДР — явно нестационарное. При значительном перепаде давления между линией нагнетания и всасывания, большом угле φ и малой частоте вращения вала подача насоса будет стремиться к нулю или может иметь отрицательное значение, так как количество натекающей РЖ может превышать рабочий объем насоса.

Основные геометрические размеры прямоугольного роторного насоса приведены в табл. 1.

Таблица 1

**Основные геометрические размеры
прямоугольного роторного насоса**

Параметр	Значение
Ширина зуба, м	0,01
Высота зуба, м	0,032
Радиус статора, м	0,083
Радиус ротора, м	0,067
Средний радиус зуба, м	0,075
Угол поворота вала между окнами всасывания и нагнетания, град	60

При сравнительном анализе рассматривали идеальные распределители, диафрагменный гидродиод и прямой участок трубопровода.

Проходное сечение диафрагменного гидродиода и прямого участка трубопровода одно и то же. Диафрагменный гидродиод имел следующие основные геометрические параметры: число пластин — 7; расстояние между пластинами $\mu = 0,01$ м; угол наклона пластин $\beta = 20^\circ$. Площадь меньшего сечения гидродиода S_1 составляла 400 мм^2 , а площадь большего сечения S_2 , равная площади сечения его входного и выходного штуцеров $S_{шт}$, — 117 мм^2 . Отношение площади входного и выходного штуцера к площади канала корпуса диафрагменного гидродиода $P = 0,2925$.

Схема диафрагменного гидродиода приведена на рис. 2, где Ω — расстояние между местами крепления пластин.

Математическая модель и особенности ее реализации. Течение вязкой РЖ через диафрагменный гидродиод, установленный в линии нагнетания прямоугольного роторного насоса, в общем случае является нестационарным трехмерным движением с образованием вихрей разного масштаба. Фундаментальной основой для моделирования такого течения РЖ служит

решение системы уравнений, включающих в себя уравнение неразрывности, уравнение движения (уравнение Навье — Стокса) и уравнение сохранения энергии [12, 13]:

$$\begin{cases} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{v}) = 0; \\ \rho \frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} + \rho(\mathbf{v} \cdot \nabla) \mathbf{v} = -\text{grad}(p) + \text{div}(\boldsymbol{\tau}); \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho H) + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v} H) - \nabla \cdot \left[\frac{\lambda}{c_p} \nabla(h) \right] = \frac{\partial p}{\partial t}, \end{cases} \quad (1)$$

где ρ — плотность РЖ; t — время; \mathbf{v} — вектор скорости течения РЖ; ∇ — оператор Гамильтона; p — давление РЖ; $\boldsymbol{\tau}$ — тензор вязких напряжений; H и h — полная и статическая энтальпия РЖ; λ — коэффициент теплопроводности РЖ; c_p — удельная теплоемкость РЖ при постоянном давлении.

Численное решение такой системы уравнений требует существенных вычислительных затрат, однако отсутствие обоснованных рекомендаций по выбору наиболее оптимальной модели турбулентности усложняет процесс получения реальной картины течения РЖ.

Систему уравнений (1), не имеющую аналитического решения, можно решить численными методами конечных разностей, конечных объемов и конечных элементов. Благодаря высокой вычислительной устойчивости наибольшее распространение получил метод конечных объемов, для реализации которого необходимы дополнительные уравнения, описывающие турбулентность, с использованием осреднения Рейнольдса. Предложенное осреднение переменных добавляет в систему уравнений шесть дополнительных неизвестных, которые с помощью гипотезы Буссинеска можно сократить до одной турбулентной вязкости, рассчитываемой с применением полуэмпирических моделей турбулентности [8, 14].

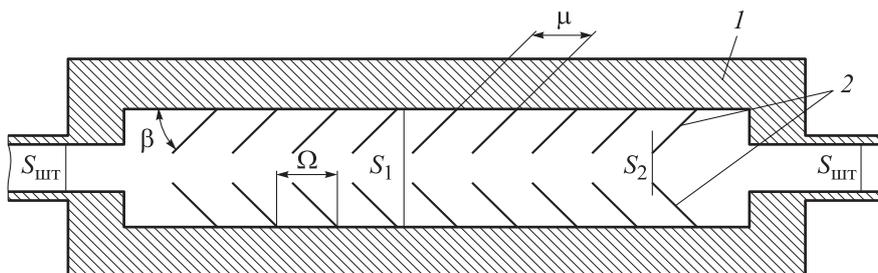


Рис. 2. Схема диафрагменного гидродиода:
1 — корпус; 2 — пластины

Выбор модели турбулентности. Наиболее широкое распространение получили двухпараметрические модели турбулентности, что обусловлено их хорошей устойчивостью [8]. Например, модель турбулентности k - ε , содержащая кинетическую энергию турбулентности k и скорость ее диссипации ε , применяют для расчета развитых турбулентных потоков или свободного течения РЖ на достаточном удалении от твердых стенок.

Модель турбулентности k - ω с удельной скоростью диссипации ω имеет схожий физический смысл и структуру с уравнениями предыдущей модели, однако отличается замыкающими постоянными и слагаемыми, описывающими порождение и диссипацию кинетической энергии. Модель k - ω используют для гидродинамического расчета течения РЖ с учетом наличия твердых стенок.

Модель турбулентности Transition Shear-Stress Transport (SST), представляющая собой некий симбиоз моделей k - ε и k - ω , включает в себя четыре уравнения. При расчете течения РЖ в свободном потоке используют уравнения модели k - ε , а в области около стенок — уравнения модели k - ω . В работе [6] выполнено сравнение моделей турбулентности для расчета диафрагменного гидродиода. В результате численного и натурального экспериментов установлено, что модель турбулентности k - ω наиболее точно описывает течение капельной жидкости в диафрагменном гидродиоде.

Постановка начальных и граничных условий. В качестве РЖ выступала вода со следующими параметрами: плотность — $998,2 \text{ кг/м}^3$; модуль упругости — $2 \cdot 10^9 \text{ Па}$; температура — $20 \text{ }^\circ\text{C}$; динамическая вязкость — $1,002 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$.

Граничные условия устанавливали следующим образом. При движении РЖ из рабочей камеры в линию нагнетания скорость РЖ в диафрагменном гидродиоде определялась из условия массового расхода РЖ, выталкиваемой из рабочей полости в линию нагнетания. Давление в рабочей полости принималось равным

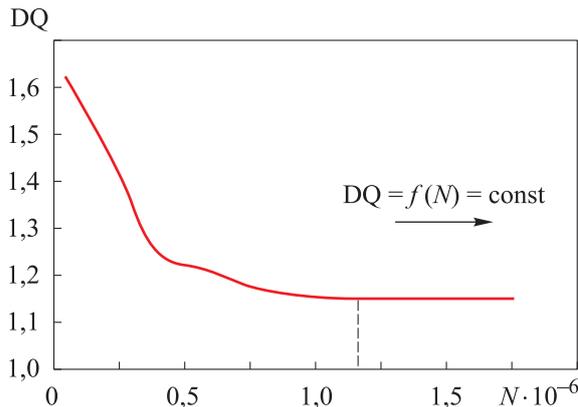


Рис. 3. Результаты анализа сеточной устойчивости

давлению нагнетания плюс потери давления, которые считались равными 10 % давления нагнетания. Давление в рабочей полости в процессе нагнетания оставалось постоянным на всем протяжении угла поворота вала α . При обратном течении РЖ в выходном сечении ДР давление задавалось равным давлению нагнетания, а давление в рабочей полости — равным давлению всасывания. Эти давления оставались постоянными на всем протяжении угла α .

При расчете вычислялся шаг интегрирования по времени путем деления времени всего рабочего цикла на число узлов интегрирования, равный 1000 шагам. Шаг по времени определялся на основании числа Куранта.

Расчетная сетка. Для численного расчета построена 3D-модель диафрагменного гидродиода с базовыми параметрами. Так как размер ячеек расчетной сетки очень сильно влияет на точность и время расчета, выполнен анализ сеточной сходимости с целью подбора минимального размера сетки без уменьшения точности расчета. Результаты анализа сеточной устойчивости приведены на рис. 3, где DQ — диодность диафрагменного гидродиода, определяемая по расходу РЖ. Видно, что наилучший баланс между точностью и вычислительными затратами обеспечивает сетка с ячейкой

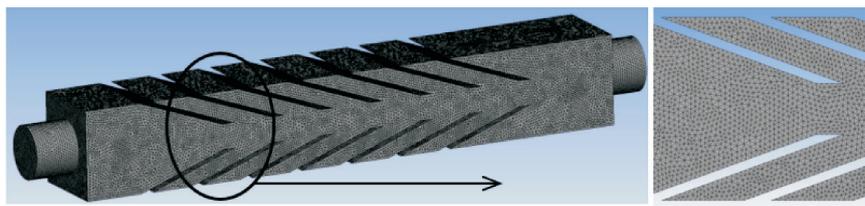


Рис. 4. Расчетная тетраэдрическая неструктурированная сетка диафрагменного гидродиода

размером менее $5,4 \cdot 10^{-4}$ м, что соответствует числу ячеек $N \approx 1,2 \cdot 10^6$ и более. Расчетная тетраэдрическая неструктурированная сетка диафрагменного гидродиода показана на рис. 4.

Анализ результатов исследования. *Определение независимых переменных и целевой функции.* Согласно задачам исследования, выполнен параметрический анализ по основным эксплуатационным параметрам насоса и геометрическим параметрам диафрагменного гидродиода.

Основными эксплуатационными параметрами выбраны давление нагнетания и частота вращения вала, основным геометрическим параметром — длина ДР (диафрагменного гидродиода и прямого участка трубопровода). Эти параметры оказывают значительное влияние на нестационарность течения РЖ в ДР.

В качестве функций отклика использованы основные расходные и энергетические параметры насоса, которые описываются объемным КПД. Кроме того, для раскрытия физической сущности протекаемых процессов рассмотрено изменение мгновенного массового расхода РЖ в процессе нагнетания через распределитель.

Объемный КПД

$$\eta_{об} = \frac{M_d}{M_T}$$

Здесь M_d и M_T — действительная и теоретически возможная масса РЖ, подаваемой в линию нагнетания насоса;

$$M_d = M_T - \Delta M_{обр}; \quad M_T = V_h \rho_w,$$

где $\Delta M_{обр}$ — масса РЖ, движущейся в обратном направлении V_h — объем рабочей камеры; ρ_w — плотность РЖ.

Объем рабочей камеры

$$V_h = BS.$$

Здесь B — длина зуба; S — площадь поперечного сечения, занятая жидкостью,

$$S = \frac{\pi \alpha}{360} (R_1^2 - R_2^2),$$

где α — угол поворота вала между окнами всасывания и нагнетания; R_1 и R_2 — радиусы статора и ротора.

Планирование численного эксперимента.

В настоящее время известно много способов планирования эксперимента: классический план, греко-латинский квадрат и др. Принимая

Таблица 2

Номер эксперимента	Давление нагнетания p_n , МПа	Частота вращения вала n , мин ⁻¹	Длина ДР L , мм
БРТ	0,5	500	127
1	0,3	500	127
2	0,5	500	127
3	0,7	500	127
4	0,9	500	127
5	1,1	500	127
6	0,5	1000	127
7	0,5	1500	127
8	0,5	2000	127
9	0,5	2500	127
10	0,5	500	70
11	0,5	500	198
12	0,5	500	326

во внимание, что количество параметров достаточно большое и требуется понимание физики протекающих процессов, представляется целесообразным использовать классический план эксперимента с дробными репликами. В качестве базовой точки приняты следующие основные независимые переменные: давление нагнетания $p_n = 0,3 \dots 1,1$ МПа; частота вращения вала $n = 500 \dots 2500$ мин⁻¹; длина ДР $L = 70 \dots 326$ мм.

Матрица классического эксперимента с дробными репликами приведена в табл. 2, где БРТ — базовая расчетная точка.

Анализ влияния независимых переменных на целевую функцию. При изменении перепада давления между линией нагнетания и рабочей камерой в момент прохождения зубом угла α РЖ по инерции продолжает движение в сторону линии нагнетания, а затем под действием перепада давления останавливается и начинает двигаться в другую сторону (из линии нагнетания в рабочую полость). Масса РЖ, которая перетечет из линии нагнетания в рабочую полость за время прохождения зубом угла α , уменьшит производительность насоса и, соответственно, объемный КПД.

Для снижения обратных перетечек РЖ с линии нагнетания в рабочую полость необходимо перекрыть проходное сечение распределителя, что достигается использованием распределителей в виде клапанов, увеличением силы инер-

ции или уменьшением времени обратного течения РЖ. Инерционная сила определяется как произведение массы на ускорение, которое можно вычислить как разницу между начальной скоростью течения РЖ в ДР и нулевой скоростью в момент остановки РЖ.

Анализ влияния частоты вращения вала на объемный КПД насоса. Частота вращения вала, определяющая среднюю скорость течения РЖ в ДР, является одной из основных независимых переменных. С ее увеличением повышаются инерционные силы, смещается точка остановки течения РЖ из рабочей полости в линию нагнетания по углу поворота вала, и уменьшается количество РЖ, натекающей из линии нагнетания в рабочую полость.

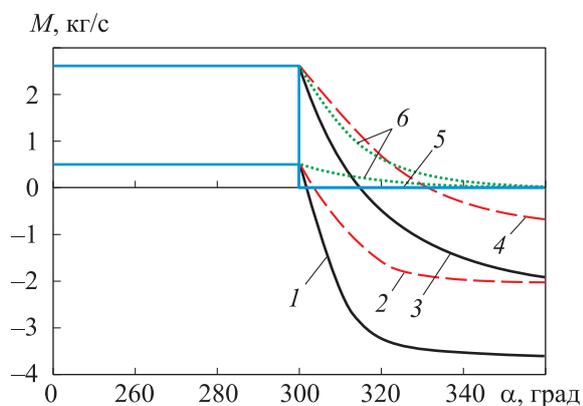


Рис. 5. Зависимости мгновенного массового расхода РЖ M через разные распределители от угла поворота вала α при различных значениях частоты вращения вала:

- 1 и 3 — прямой участок трубопровода при $n = 500$ и 2500 мин⁻¹;
- 2 и 4 — диафрагменный гидродиод при $n = 500$ и 2500 мин⁻¹;
- 5 — идеальный обратный клапан; 6 — идеальный ДР при $n = 500$ и 2500 мин⁻¹

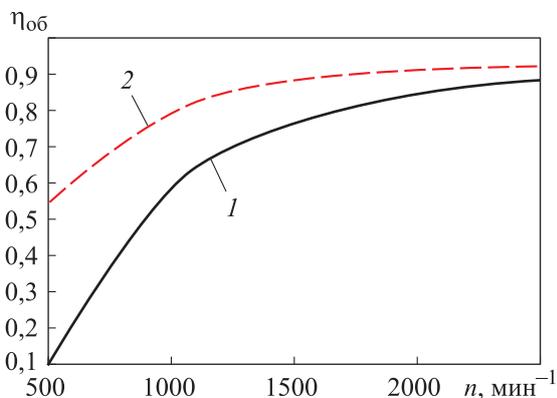


Рис. 6. Зависимости объемного КПД прямозубого роторного насоса $\eta_{об}$ от частоты вращения вала n при использовании в качестве ДР прямого участка трубопровода (1) и диафрагменного гидродиода (2)

Зависимости мгновенного массового расхода РЖ через разные распределители (диафрагменный гидродиод, прямой участок трубопровода, идеальный обратный клапан и идеальный ДР) и КПД насоса от угла поворота вала при различных значениях частоты вращения вала показаны на рис. 5 и 6. Если в качестве распределителя выступает диафрагменный гидродиод, то при возрастании частоты вращения с 500 до 2500 мин⁻¹ точка остановки течения РЖ, соответствующая нулевому значению мгновенного массового расхода РЖ, смещается на $26,6^\circ$, а объемный КПД увеличивается с $0,55$ до $0,91$.

Прямой участок трубопровода работает гораздо хуже, чем диафрагменный гидродиод. Начало обратного натекания РЖ в рабочую полость смещается с $301,8$ до $317,1^\circ$, а объемный КПД — с $0,10$ до $0,89$. Эффективность диафрагменного гидродиода выше, чем у прямого участка трубопровода. Причем при малой частоте вращения вала эффективность диафрагменного гидродиода намного превышает эффективность прямого участка трубопровода. С увеличением частоты вращения вала разница между эффективностью диафрагменного гидродиода и прямого участка трубопровода сокращается.

Анализ влияния длины ДР на объемный КПД насоса. Увеличение массы РЖ достигается увеличением массы жидкости, находящейся в ДР, которая определяется его объемом, зависящим от диаметра проходного сечения и длины ДР. В общем случае с увеличением частоты вращения вала необходимо увеличивать диаметр проходного сечения ДР для обеспечения требуемых потерь давления в процессе нагнетания. Длина ДР является варьируемым параметром.

Таким образом, в качестве независимого параметра может выступать либо длина, либо ее отношение к диаметру проходного сечения ДР. С увеличением диаметра и длины ДР инерционные силы возрастают, а следовательно, и время остановки РЖ, что приводит к уменьшению массы РЖ, натекающей из линии нагнетания в рабочую полость, и, соответственно, к увеличению объемного КПД.

Зависимости мгновенного массового расхода РЖ и объемного КПД от угла поворота вала при различных значениях длины ДР приведены на рис. 7 и 8. Изменение длины у диафрагменного гидродиода оказывает более значимое влияние на угол смены обратного течения РЖ,

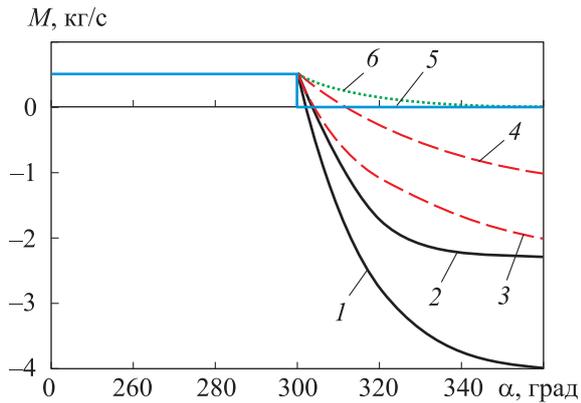


Рис. 7. Зависимости мгновенного массового расхода РЖ через разные распределители от угла поворота вала α при различных значениях длины ДР: 1 и 2 — прямой участок трубопровода длиной $L = 70$ и 326 мм; 3 и 4 — диафрагменный гидродиод длиной $L = 70$ и 326 мм; 5 — идеальный обратный клапан; 6 — идеальный ДР

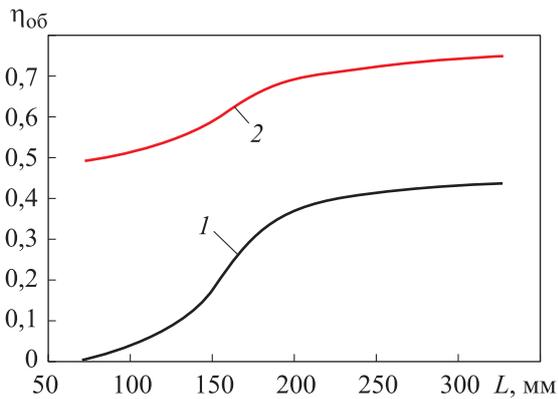


Рис. 8. Зависимости объемного КПД прямозубого роторного насоса $\eta_{об}$ от длины L прямого участка трубопровода (1) и диафрагменного гидродиода (2)

чем у прямого участка трубы (см. рис. 7). В диапазоне длины $L = 150 \dots 200$ мм наиболее интенсивный рост объемного КПД наблюдается как у диафрагменного гидродиода, так и прямого участка трубопровода. С увеличением длины ДР различие между значениями объемного КПД насоса при использовании диафрагменного гидродиода и прямого участка трубопровода сокращается.

Анализ влияния давления нагнетания на объемный КПД насоса. С увеличением давления нагнетания при фиксированном давлении всасывания возрастет поверхностная сила, действующая на РЖ при ее движении в распределителе со стороны линии нагнетания. Это приводит к тому, что время движения РЖ из рабочей полости в линию нагнетания после прохождения зубом распределителя сокраща-

ется, а следовательно, увеличивается количество РЖ, натекающей из линии нагнетания в рабочую полость. Это приводит к уменьшению объемного КПД (рис. 9 и 10). Для диафрагменного гидродиода при повышении давления нагнетания с $0,3$ до $1,1$ МПа начало обратного течения РЖ смещается с $307,5$ до $301,5^\circ$ (см. рис. 9), а для прямого участка трубопровода — с $303,6$ до $300,9^\circ$. Таким образом, происходят очень быстрая остановка РЖ и ее течение в обратном направлении.

Как видно из рис. 9, при давлении нагнетания $p_n = 1,1$ МПа мгновенный массовый расход РЖ в обратном направлении в 2–3 раза больше, чем в прямом направлении как для прямого участка трубопровода, так и для диафрагменного гидродиода. При применении диафрагмен-

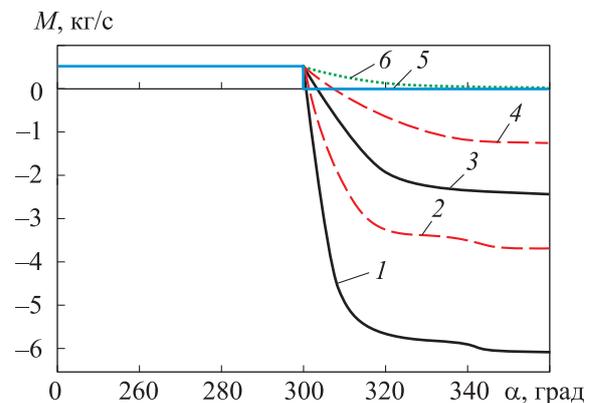


Рис. 9. Зависимости мгновенного массового расхода РЖ M через разные распределители от угла поворота вала α при различных значениях давления нагнетания: 1 и 3 — прямой участок трубопровода при $p_n = 1,1$ и $0,3$ МПа; 2 и 4 — диафрагменный гидродиод при $p_n = 1,1$ и $0,3$ МПа; 5 — идеальный обратный клапан; 6 — идеальный ДР

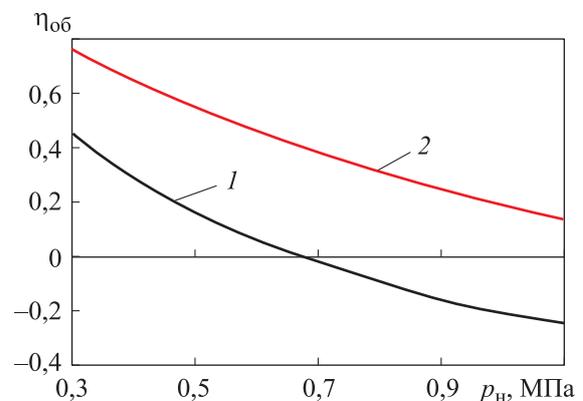


Рис. 10. Зависимости объемного КПД роторного прямозубого насоса $\eta_{об}$ от давления нагнетания p_n при использовании в качестве ДР прямого участка трубопровода (1) и диафрагменного гидродиода (2)

ного гидродиода с ростом давления нагнетания объемный КПД насоса уменьшается с 0,76 (при $p_n = 0,3$ МПа) до 0,14 (при $p_n = 1,1$ МПа), а при использовании прямого участка трубопровода с 0,43 до -0,22. Знак «минус» указан неслучайно, так как количество натекающей РЖ за угол α больше, чем производительность насоса. Таким образом, эффективность диафрагменного гидродиода примерно на 20 % выше, чем у прямого участка трубопровода во всем диапазоне изменения давления нагнетания.

Выводы

1. Разработана математическая модель течения РЖ в ДР прямоугольного роторного насоса. В качестве ДР рассмотрены диафрагменный гидродиод и прямой участок трубопровода. Определены начальные и граничные условия, исследована сеточная устойчивость.

2. Определены независимые переменные и целевая функция. Спланирован и проведен численный эксперимент.

3. По результатам численного эксперимента установлено, что по эффективности диафраг-

менный гидродиод находится между прямым участком трубопровода и идеальным обратным клапаном.

4. Выявлено, что с увеличением частоты вращения вала и длины ДР эффективность насоса растет, а с повышением перепада давления — падает.

5. Численный эксперимент позволил установить, что при определенных соотношениях частоты вращения вала, угла поворота вала между окнами нагнетания и всасывания, длины ДР и перепада давления между линиями нагнетания и всасывания обратное течение РЖ через ДР может отсутствовать. Следовательно, ДР способен работать как статический распределитель, в котором отсутствует обратное течение РЖ.

6. Проведенное ранжирование влияния независимых переменных на объемный КПД прямоугольного роторного насоса позволило выявить их значимость в следующем порядке убывания: для гидродиода — давление нагнетания, частота вращения вала, длина ДР; для прямого участка трубопровода — давление нагнетания, длина ДР, частота вращения вала.

Литература

- [1] Пластинин П.И. *Поршневые компрессоры*. Т. 1. *Теория и расчет*. Москва, Колос, 2006. 398 с.
- [2] Фотин Б.С., ред. *Поршневые компрессоры*. Ленинград, Машиностроение, 1987. 372 с.
- [3] Kaigorodov S.Yu. Influence of the design parameters of a hydraulic diode on its performance. *Russ. Engin. Res.*, 2019, vol. 39, no. 3, pp. 220–221, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068798X19030122>
- [4] Sasaki T., Furuta K., Ishida N. et al. Topology optimization for 3D fluid diode design considering wall-connected structures. *Struct. Multidisc. Optim.*, 2024, vol. 67, no. 12, art. 209, doi: <https://doi.org/10.1007/s00158-024-03920-w>
- [5] Bavkar A., Paniagua G., Salek P. et al. Multi-objective optimization and validation of a diodic profile. *AIAA SCITECH Forum*, 2024, paper AIAA 2024-1036, doi: <https://doi.org/10.2514/6.2024-1036>
- [6] Shcherba V.E., Kaigorodov S.Y., Dorofeev E.A. et al. Development and research of diaphragm hydrolic diode for positive displacement pumps. *Mech. Based Des. Struct. Mach.*, 2025, vol. 53, no. 1, pp. 702–721, doi: <https://doi.org/10.1080/15397734.2024.2374452>
- [7] Menter F.R. Review of the shear-stress transport turbulence model experience from an industrial perspective. *Int. J. Comput. Fluid Dyn.*, 2009, vol. 23, no. 4, pp. 305–316, doi: <https://doi.org/10.1080/10618560902773387>
- [8] Ferrari S., Rossi R., Di Bernardino A. A review of laboratory and numerical techniques to simulate turbulent flows. *Energies*, 2022, vol. 15, no. 20, 7580, doi: <https://doi.org/10.3390/en15207580>
- [9] Tadzyszak K., Jäger A., Pánek J. et al. Design and optimization of microfluidic vortex diode. *Math. Comput. Appl.*, 2024, vol. 29, no. 6, art. 97, doi: <https://doi.org/10.3390/mca29060097>
- [10] Qian W., Zhou Z., Wang Q. et al. The performance and fabrication of 3D variable cross-section channel for passive microfluidic control. *Micromachines*, 2024, vol. 15, no. 8, art. 1038, doi: <https://doi.org/10.3390/mi15081038>

- [11] Кайгородов С.Ю. *Разработка конструкции и исследование рабочих процессов диафрагменного гидродиода, предназначенного для работы в прямоточном роторном насосе*. Автореф. дисс. ... канд. тех. наук. Омск, ОмГТУ, 2022. 24 с.
- [12] O'Connor J., Laizet S., Wynn A. et al. Quantifying uncertainties in direct numerical simulations of a turbulent channel flow. *Comput. Fluids*, 2024, vol. 268, art. 106108, doi: <https://doi.org/10.1016/j.compfluid.2023.106108>
- [13] Lim D.K., Song M.S., Chae H. et al. Topology optimization on vortex-type passive fluidic diode for advanced nuclear reactors. *Nucl. Eng. Technol.*, 2019, vol. 51, no. 5, pp. 1279–1288, doi: <https://doi.org/10.1016/j.net.2019.03.018>
- [14] Jubaer H., Thomas M., Farkas D. et al. Development of an effective two-equation turbulence modeling approach for simulating aerosol deposition across a range of turbulence levels. *J. Aerosol Sci.*, 2024, vol. 175, art. 106262, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jaerosci.2023.106262>

References

- [1] Plastinin P.I. *Porshnevye kompressory*. Т. 1. *Teoriya i raschet* [Piston compressors. Vol. 1. Theory and calculations]. Moscow, Kolos, 2006. 398 p. (In Russ.).
- [2] Fotin B.S., ed. *Porshnevye kompressory* [Piston compressors]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1987. 372 p. (In Russ.).
- [3] Kaigorodov S.Yu. Influence of the design parameters of a hydraulic diode on its performance. *Russ. Engin. Res.*, 2019, vol. 39, no. 3, pp. 220–221, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068798X19030122>
- [4] Sasaki T., Furuta K., Ishida N. et al. Topology optimization for 3D fluid diode design considering wall-connected structures. *Struct. Multidisc. Optim.*, 2024, vol. 67, no. 12, art. 209, doi: <https://doi.org/10.1007/s00158-024-03920-w>
- [5] Bavkar A., Paniagua G., Salek P. et al. Multi-objective optimization and validation of a diodic profile. *AIAA SCITECH Forum*, 2024, paper AIAA 2024-1036, doi: <https://doi.org/10.2514/6.2024-1036>
- [6] Shcherba V.E., Kaigorodov S.Y., Dorofeev E.A. et al. Development and research of diaphragm hydrolic diode for positive displacement pumps. *Mech. Based Des. Struct. Mach.*, 2025, vol. 53, no. 1, pp. 702–721, doi: <https://doi.org/10.1080/15397734.2024.2374452>
- [7] Menter F.R. Review of the shear-stress transport turbulence model experience from an industrial perspective. *Int. J. Comput. Fluid Dyn.*, 2009, vol. 23, no. 4, pp. 305–316, doi: <https://doi.org/10.1080/10618560902773387>
- [8] Ferrari S., Rossi R., Di Bernardino A. A review of laboratory and numerical techniques to simulate turbulent flows. *Energies*, 2022, vol. 15, no. 20, 7580, doi: <https://doi.org/10.3390/en15207580>
- [9] Tadyszak K., Jäger A., Pánek J. et al. Design and optimization of microfluidic vortex diode. *Math. Comput. Appl.*, 2024, vol. 29, no. 6, art. 97, doi: <https://doi.org/10.3390/mca29060097>
- [10] Qian W., Zhou Z., Wang Q. et al. The performance and fabrication of 3D variable cross-section channel for passive microfluidic control. *Micromachines*, 2024, vol. 15, no. 8, art. 1038, doi: <https://doi.org/10.3390/mi15081038>
- [11] Kaygorodov S.Yu. *Razrabotka konstruktssii i issledovanie rabochikh protsessov diafragmennogo gidrodioda, prednaznachennogo dlya raboty v pryamozubom rotornom nasose*. Avtoref. diss. kand. tekhn. nauk [Development of the design and study of the operating processes of a diaphragm hydrodiode intended for operation in a spur rotary pump. Abs. kand. tech. sci. diss.]. Омск, ОмГТУ, 2022. 24 p. (In Russ.).
- [12] O'Connor J., Laizet S., Wynn A. et al. Quantifying uncertainties in direct numerical simulations of a turbulent channel flow. *Comput. Fluids*, 2024, vol. 268, art. 106108, doi: <https://doi.org/10.1016/j.compfluid.2023.106108>
- [13] Lim D.K., Song M.S., Chae H. et al. Topology optimization on vortex-type passive fluidic diode for advanced nuclear reactors. *Nucl. Eng. Technol.*, 2019, vol. 51, no. 5, pp. 1279–1288, doi: <https://doi.org/10.1016/j.net.2019.03.018>
- [14] Jubaer H., Thomas M., Farkas D. et al. Development of an effective two-equation turbulence modeling approach for simulating aerosol deposition across a range of turbulence levels. *J. Aerosol Sci.*, 2024, vol. 175, art. 106262, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jaerosci.2023.106262>

Статья поступила в редакцию 07.10.2025

Информация об авторах

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

КАЙГОРОДОВ Сергей Юрьевич — кандидат технических наук, доцент кафедры «Гидромеханика и транспортные машины». Омский государственный технический университет (644050, Омск, Российская Федерация, пр. Мира, д. 11, e-mail: sergey7-2005@mail.ru).

ДОРОФЕЕВ Егор Алексеевич — кандидат технических наук, доцент кафедры «Гидромеханика и транспортные машины». Омский государственный технический университет (644050, Омск, Российская Федерация, пр. Мира, д. 11, e-mail: shevdm@mail.ru).

СОКИРКО Ксения Николаевна — старший преподаватель кафедры «Гидромеханика и транспортные машины». Омский государственный технический университет (644050, Омск, Российская Федерация, пр. Мира, д. 11, e-mail: gaika-94@inbox.ru).

ПАВЛЮЧЕНКО Евгений Александрович — кандидат технических наук, доцент кафедры «Гидромеханика и транспортные машины». Омский государственный технический университет (644050, Омск, Российская Федерация, пр. Мира, д. 11, e-mail: hystonru@mail.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Щерба В.Е., Кайгородов С.Ю., Дорофеев Е.А., Сокирко К.Н., Павлюченко Е.А. Оценка влияния нестационарности течения жидкости в распределительных узлах прямозубого роторного насоса на его эффективность. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2026, № 2, с. 77–87.

Please cite this article in English as:

Shcherba V.E., Kaygorodov S.Yu., Dorofeev E.A., Sokirko K.N., Pavlyuchenko E.A. Evaluation of the influence of non-stationarity of liquid flow in the distribution units of a spur rotary pump on its operating efficiency. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2026, no. 2, pp. 77–87.

Information about the authors

SHCHERBA Viktor Evgenievich — Doctor of Science (Eng.), Professor, 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).

KAYGORODOV Sergey Yuryevich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Hydromechanics and Transport Machines. Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: sergey7-2005@mail.ru).

DOROFEEV Egor Alekseevich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Hydromechanics and Transport Machines. Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: shevdm@mail.ru).

SOKIRKO Ksenia Nikolaevna — Senior Lecturer, Department of Hydromechanics and Transport Machines. Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: gaika-94@inbox.ru).

PAVLYUCHENKO Evgeny Aleksandrovich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Hydromechanics and Transport Machines. Omsk State Technical University (644050, Omsk, Russian Federation, Mir Ave., Bldg. 11, e-mail: hystonru@mail.ru).