

УДК 621.22-54, 621.6

Прямозубый роторный насос с вихревым гидродиодом^{*}

Е.А. Павлюченко¹, С.Ю. Кайгородов¹, А.С. Павлюченко²¹ Омский государственный технический университет² Омский автобронетанковый инженерный институт (филиал) Военной академии материально-технического обеспечения имени генерала армии А.В. Хрулева

Straight-tooth rotary pump with vortex hydrodiode

E.A. Pavlyuchenko¹, S.Y. Kaigorodov¹, A.S. Pavlyuchenko²¹ Omsk State Technical University² Omsk Armored Engineering Institute (Branch) The Military Academy of Logistics
named after Army General A.V. Khrulev in Omsk

Предложено новое техническое решение по модернизации прямозубого роторного насоса, где традиционное клапанное распределение рабочей жидкости заменено гидродиодным. В качестве альтернативного элемента распределения выступает вихревой гидродиод. Проведен комплексный анализ влияния геометрических параметров на диодность гидродиода. Установлено, что при оптимизации параметров гидродиода приоритетное значение имеют диаметр отверстий сопловых трубок и их количество. На основе численного моделирования выявлен оптимальный вариант конструкции вихревого гидродиода с максимальной диодностью $D = 1,618$. Полученные результаты могут быть использованы для проектирования гидродиодов такого типа.

EDN: BHCLJZ, <https://elibrary/bhcljz>

Ключевые слова: гидродиодное распределение, гидравлический диод; диодность, прямозубый роторный насос, вихревой гидродиод

The paper presents a new technical solution for upgrading a straight-tooth rotary pump by replacing the traditional valve-type liquid distribution with a hydrodiode distribution. A vortex hydrodiode is proposed as an alternative distribution element. A comprehensive analysis of the influence of geometric parameters on the diode performance of a hydrodiode has been carried out. It is established that when optimizing the parameters of the hydrodiode, the diameter of the nozzle tube openings and their number are of priority importance. Based on numerical modeling, the optimal design option for a vortex hydrodiode with a maximum diode $D = 1.618$ has been identified. The results obtained can be used to design this type of hydrodiodes.

EDN: BHCLJZ, <https://elibrary/bhcljz>

Keywords: hydrodiode distribution, hydraulic diode, diode, straight-tooth rotary pump, vortex hydrodiode

^{*} Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда № 25-29-20146 и гранта Омской области, <https://rscf.ru/project/25-29-20146/>.

Объемный насос — гидравлическое устройство, преобразующее механическую энергию в энергию давления рабочей жидкости (РЖ). В отличие от динамического насоса, он работает на основе периодического изменения объема рабочей камеры, что позволяет эффективно перекачивать РЖ разного типа. Объемные насосы остаются незаменимыми в тех случаях, когда требуется высокая точность подачи, работа с вязкими средами или создание значительного давления. Их применение постоянно расширяется благодаря развитию технологий и появлению новых материалов [1].

С учетом широкой распространенности а, следовательно, и высокого энергопотребления повышение эффективности объемных насосов остается актуальной задачей. Большинство известных конструкций объемных насосов достигли предела совершенства, что вынуждает конструкторов придумывать новые технические решения с целью повышения их эффективности и энергоэффективности [2, 3].

Одним из таких конструктивных решений является роторный прямозубый насос [4, 5] (рис. 1), к достоинствам которого относится простота конструкции рабочих органов, возможность сжимать вязкие и сильно загрязненные жидкости.

Принцип действия прямозубого роторного насоса основан на циклическом изменении объема рабочей камеры при вращении ротора. Вместе с вращением приводного вала 3 начинает вращаться ротор 8, причем зуб 7 делит рабо-

чую камеру 2 на две части. Через окно всасывания 9 вслед за зубом происходит поступление РЖ под низким давлением, а перед зубом — сжатие и нагнетание РЖ потребителю. Периодически зуб входит во впадину 6 уплотнительного диска 5, и вместе с этим диском проходит мертвую зону МЗ. В линии нагнетания 13 установлен самодействующий обратный клапан 14.

Наличие в насосе самодействующего обратного клапана существенно уменьшает надежность конструкции, так как он имеет подвижные элементы, которые со временем изнашиваются. Кроме того, при клапанном распределении РЖ ввиду инерционного запаздывания открытия запорного элемента в рабочей камере наблюдаются скачки давления, которые приводят к потерям в процессе нагнетания РЖ. С увеличением частоты вращения приводного вала эти потери только возрастают. Это обстоятельство накладывает существенные ограничения на частоту вращения приводного вала, что не позволяет снизить массогабаритные показатели насоса с сохранением производительности [6–8].

В связи с этим в последнее время обострился поиск новых альтернативных узлов распределения для прямозубых роторных насосов. В качестве одного из альтернативных путей является применение устройства предложенного Н. Теслой в начале прошлого века и получившего название гидравлического диода. Он имеет разное гидравлическое сопротивление в прямом и обратном направлениях и, соответственно, разные расходы РЖ в прямом $G_{пр}$ и

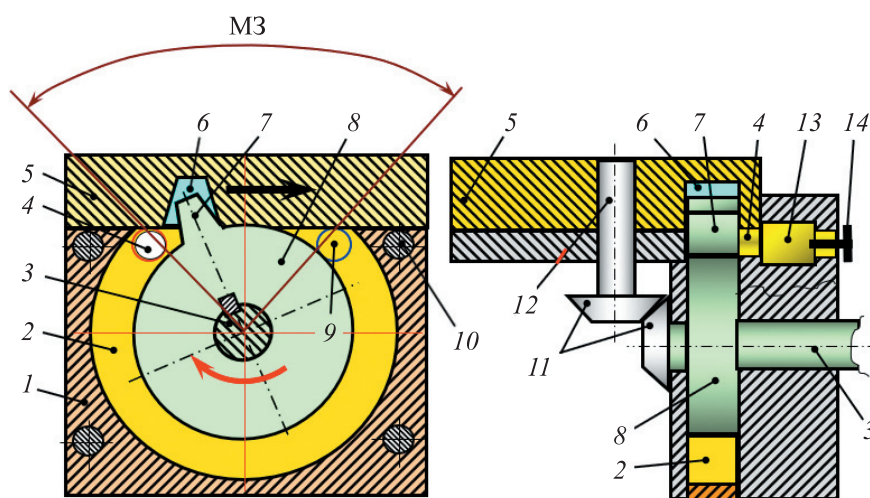


Рис. 1. Конструктивная схема прямозубого роторного насоса:

1 — корпус; 2 — рабочая камера; 3 — приводной вал; 4 и 9 — окна нагнетания и всасывания; 5 — уплотнительный диск; 6 — впадина; 7 — зуб; 8 — ротор; 10 — болты крепления корпуса и внешней крышки; 11 — вторичный привод; 12 — синхронизирующие шестерни; 13 — линия нагнетания; 14 — самодействующий обратный клапан; МЗ — мертвая зона

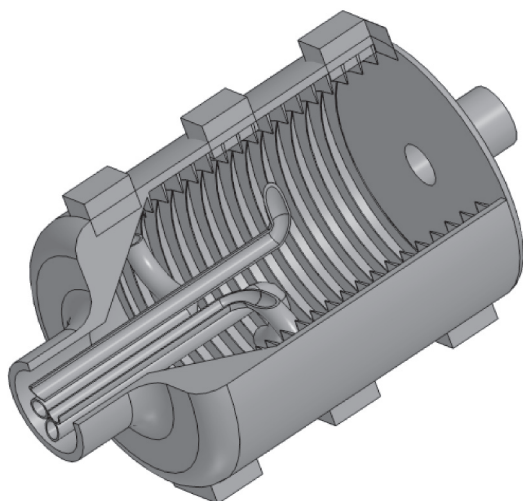


Рис. 2. Трехмерная модель ВГД

обратном $G_{обр}$ направлениях при одном и том же приложенном перепаде давления Δp [9, 10]. Отношение расходов $G_{пр}/G_{обр}$ названо диодностью D .

Сравнение гидродиода с самодействующим клапаном показывает, что у последнего диодность намного больше, однако ресурс значительно меньше, что обусловлено наличием подвижных частей. Кроме того, большинство прямоточных гидродиодов имеют существенно меньшее, чем самодействующие клапаны, гидравлическое сопротивление в прямом направлении при высоких скоростях течения РЖ.

Эволюция развития гидродиодов за прошедшее столетие привела к разработке таких устройств разного типа [11, 12], среди которых можно выделить вихревой гидродиод (ВГД), предложенный в работе [13], трехмерная модель которого показана на рис. 2. Этим гидродиодом предлагается заменить самодействующий обратный клапан в прямозубом роторном насосе. Такое конструктивное решение позволяет значительно увеличить частоту вращения приводного вала и уменьшить массогабаритные показатели насоса без снижения производительности и эффективности работы.

В целях получения наибольшей диодности ВГД проведем анализ влияния основных геометрических параметров разработанной конструкции на ее работу. Несмотря на простоту конструкции, ВГД имеет сложную рельефную геометрическую поверхность, изменение которой может существенно сказаться на картине течения РЖ в ВГД, а следовательно, значительно повлиять на его диодность. Важно отметить, что

чем больше диодность, тем эффективнее работает ВГД. Большая диодность позволяет более эффективно управлять потоками РЖ особенно при ее гидродиодном распределении в насосе.

Цель работы — определение оптимальных геометрических параметров проточной части ВГД, обеспечивающих ему максимальную диодность, и разработка рекомендаций по проектированию ВГД такого типа.

Методология. Как уже отмечалось, геометрические параметры проточной части ВГД могут существенно влиять на гидродинамические процессы течения РЖ. Поэтому на начальном этапе необходимо выявить все основные конструктивные параметры ВГД, которые будут оказывающие влияние на диодность. Важно учитывать, что каждый параметр влияет на общую эффективность устройства различным образом, что требует тщательного расчета при проектировании.

Предварительный анализ течения РЖ в ВГД показал, что такие параметры (рис. 3), как диаметр D_k и B длина вихревой камеры, угол установки направляющей крышки выходного трубопровода α , диаметр отверстий сопловых трубок $d_{отв}$, высота спиральной пластины t и число сопел i , должны оказывать значительное влияние на диодность ВГД.

В связи с многопараметричностью исследуемой системы и необходимостью детального изучения физических процессов, протекающих в ней, применен классический экспериментальный план с использованием дробных реплик. Методика исследования базировалась на последовательном варьировании независимых факторов относительно базового варианта ВГД. Такой подход обеспечил точность и воспроизводимость результатов. Аналитический процесс строился на принципе единственного различия: при каждом испытании модифицировался только один параметр, в то время как остальные факторы фиксировались на предварительно определенных оптимальных значениях. Это обеспечило возможность корректной оценки влияния каждого фактора на исследуемые характеристики и позволило избежать эффекта взаимного влияния параметров.

В качестве независимых переменных выступали диаметр D_k и длина B вихревой камеры, угол установки направляющей крышки выходного трубопровода α , диаметр отверстий сопловых трубок $d_{отв}$, высота спиральной пла-

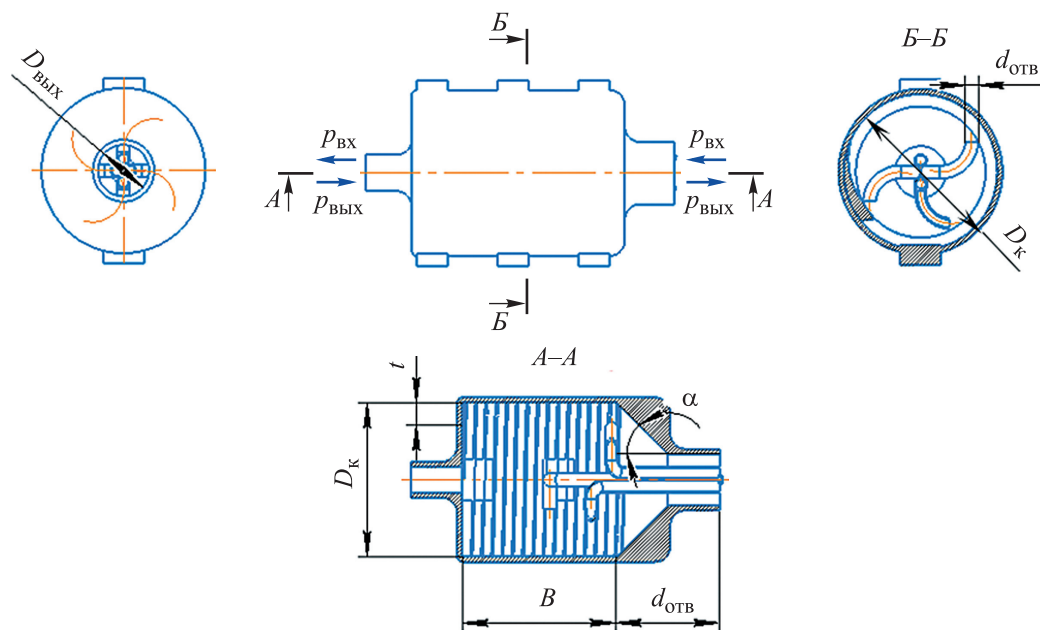


Рис. 3. Схема ВГД с основными геометрическими размерами

стины t и число сопел i . Диодность D , определяемая на основе измерения расхода РЖ при движении в прямом и обратном направлениях, выбрана в качестве функции отклика. Диодность является интегральным показателем эффективности ВГД и позволяет оценить его основные характеристики.

Диодность определяли по выражению

$$D = G_{\text{пр}}/G_{\text{обр.}}$$

В качестве базового варианта для исследования выбран ВГД, имеющий следующие геометрические параметры: диаметр вихревой камеры $D_k = 66$ мм; длина вихревой камеры $B = 40$ мм; угол установки направляющей крышки выходного трубопровода $\alpha = 90^\circ$; диаметр отверстий сопловых трубок $d_{\text{отв}} = 5$ мм; высота спиральной пластины $t = 16$ мм; число сопел $i = 4$.

Выбранные с учетом технически реализуемых и практически обоснованных значений диапазоны изменения основных независимых параметров были следующими: $D_k = 50 \dots 90$ мм; $B = 40 \dots 70$ мм; $\alpha = 45 \dots 90^\circ$; $d_{\text{отв}} = 3 \dots 8$ мм; $t = 6 \dots 40$ мм; $i = 1 \dots 5$ шт.

Течение РЖ в рабочей полости гидродио — трехмерное с большой турбулизацией потока. Для моделирования этого потока и проведения численных экспериментов с различными геометрическими параметрами ВГД использованы следующие уравнения Рейнольдса — Навье — Стокса [14, 15]:

$$\nabla \cdot \mathbf{V} = 0; \quad (1)$$

$$\frac{\partial \mathbf{V}}{\partial t} + (\mathbf{V} \cdot \nabla) \mathbf{V} = -\frac{1}{\rho} \nabla p + (\nu + \nu_t) \nabla^2 \mathbf{V}, \quad (2)$$

где $\mathbf{V}$ — вектор скорости течения РЖ; t — время; ρ — постоянная плотность несжимаемой РЖ (в рассматриваемом случае воды); p — статическое давление; ν — кинематическая вязкость РЖ; ν_t — турбулентная вязкость РЖ, заданная полуэмпирической моделью турбулентности.

Уравнения (1) и (2) необходимо многократно решать при различных геометрических параметрах ВГД, что требует значительных вычислительных затрат и времени. Следовательно, модель турбулентности должна обеспечивать баланс между точностью и эффективностью вычислений. Для учета турбулентных эффектов применена модель турбулентности Reynolds Stress Models (RSM), позволяющая более точно описывать сложные турбулентные течения путем непосредственного решения уравнений переноса напряжений Рейнольдса [16]. Для моделирования течения РЖ в проточной части ВГД использован коммерческий CFD-код ANSYS Fluent, реализующий модель турбулентности RSM.

Согласно плану численного эксперимента, расчетные модели создавались с помощью CFD-кода Fluent. Расчетная сетка одного из вариантов модели показана на рис. 4. Модели ис-

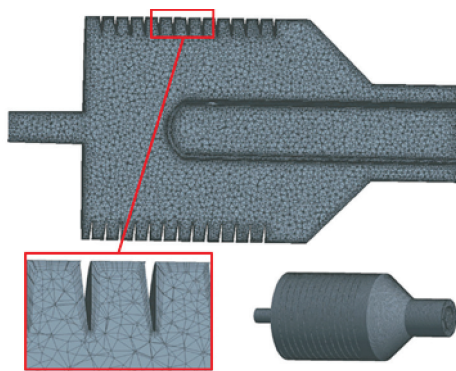


Рис. 4. Расчетная сетка одного из вариантов модели

пользовались для моделирования течения РЖ в ВГД с различными геометрическими параметрами проточной части.

Разработано 30 численных моделей, учитывающих диапазоны изменения основных независимых параметров. В соответствии с разработанными моделями проведен численный эксперимент для оценки влияния каждого параметра на расходные характеристики ВГД. Граничные условия на входе установлены в виде давления 500 000 Па. Давление на выходе соответствовало выбросу в атмосферу. В качестве РЖ выступала вода со следующими параметрами: плотность $\rho = 997 \text{ кг/м}^3$, динамическая вязкость $\mu = 8,899 \cdot 10^{-4} \text{ Па/с}$. Эти параметры соответствуют свойствам воды при температуре 20°C и обеспечивают адекватное моделирование реальных процессов протекания РЖ в исследуемой системе. Для всех расчетных случаев численное моделирование проведено в стационарных условиях.

В ходе комплексного исследования процесса течения РЖ и анализа расходных характеристик ВГД при варьировании основных геометрических параметров выполнен детальный анализ влияния каждого из них на целевую функцию — диодность устройства. В результате определены коэффициенты чувствительности для всех исследуемых параметров.

Первая производная функции отклика по конкретному параметру в заданной точке позволяет определить коэффициент чувствительности, который дает возможность количественно оценить влияние параметра на выходной показатель системы [17].

Для определения коэффициентов чувствительности применена упрощенная методика расчета, обеспечивающая достаточную точность при существенно меньших вычислитель-

ных затратах. Использован принцип фиксированных параметров: все они, кроме исследуемого, сохранялись на оптимальных значениях, что позволяло изолированно оценить влияние каждого из них.

Для расчета коэффициента чувствительности i -го параметра использовано выражение

$$S_i = \frac{\Delta D / D}{\Delta X_i / X_i},$$

где D — базовая диодность; ΔD — ее приращение при изменении параметра X_i на величину ΔX_i .

Такой подход позволяет определить относительное влияние каждого параметра на эффективность ВГД и выявить наиболее значимые из них, оказывающие наибольшее воздействие на целевую функцию.

Для комплексного анализа влияния каждого параметра на функцию отклика все полученные коэффициенты чувствительности были нормированы и приведены к безразмерному виду, что обеспечило их корректное сопоставление и ранжирование, а также получить объективную оценку их относительного вклада в изменение диодности ВГД:

$$k_s^* = \frac{S_i}{S_{i\max}},$$

где k_s^* — безразмерный коэффициент чувствительности параметра; $S_{i\max}$ — коэффициент чувствительности, принимающий максимальное значение из всех вычисленных.

Результаты расчета приведены на рис. 5.

Установлено, что максимальное влияние на диодность оказывает диаметр отверстий сопло-

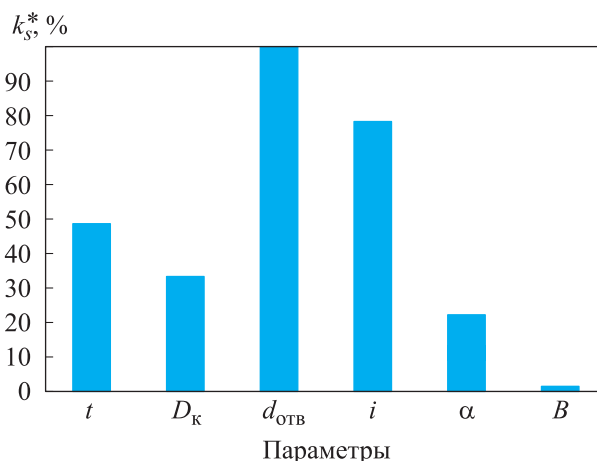


Рис. 5. Значения коэффициента чувствительности k_s^* для различных параметров

вых трубок. Далее по убыванию влияния на диодность следуют количество сопловых трубок (78 %), высота спиральной пластины t (48 %), диаметр вихревой камеры D_k (33 %), угол наклона α (22 %) и длина вихревой камеры B (менее 2 %).

Таким образом, при оптимизации параметров ВГД первостепенное внимание следует уделять диаметру отверстий сопловых трубок и их количеству, так как эти параметры определяют более 80 % характеристик ВГД.

Такой вывод подтверждает и качественная оценка численного эксперимента по нахождению распределения скоростей течения РЖ в продольных сечениях ВГД при изменении диаметра отверстий сопловых трубок $d_{\text{отв}}$. Поля скоростей течения РЖ при $d_{\text{отв}} = 3$ и 8 мм показаны на рис. 6, а–г.

Видно, что при маленьком диаметре отверстий сопловых трубок последние становятся значительным сопротивлением, и основная часть РЖ при обратном направлении движе-

ния, минуя сопловые трубки, устремляется ко входному отверстию и далее на выход из ВГД. На это указывает градиент распределения скоростей течения РЖ в обратном направлении при различных значениях диаметра отверстий сопловых трубок. При $d_{\text{отв}} = 3$ мм максимальная скорость течения РЖ наблюдается у выхода из ВГД, а при $d_{\text{отв}} = 8$ мм — у входа в сопловые трубки. При $d_{\text{отв}} = 3$ мм часть РЖ минует сопловые трубки, что не приводит к интенсивному вихреобразованию, и расход РЖ увеличивается по сравнению с таковым при $d_{\text{отв}} = 8$ мм, где основная часть РЖ поступает в сопловые трубки и далее интенсивно перемешивается с основным потоком.

Такая картина течения РЖ подтверждается количественно на рис. 7, где приведены зависимости расхода РЖ при тчении в прямом $G_{\text{пр}}$ и обратном $G_{\text{обр}}$ направлениях и диодности D ВГД от диаметра отверстий сопловых трубок $d_{\text{отв}}$.

При увеличении диаметра отверстий сопловых трубок расход РЖ в обратном направлении

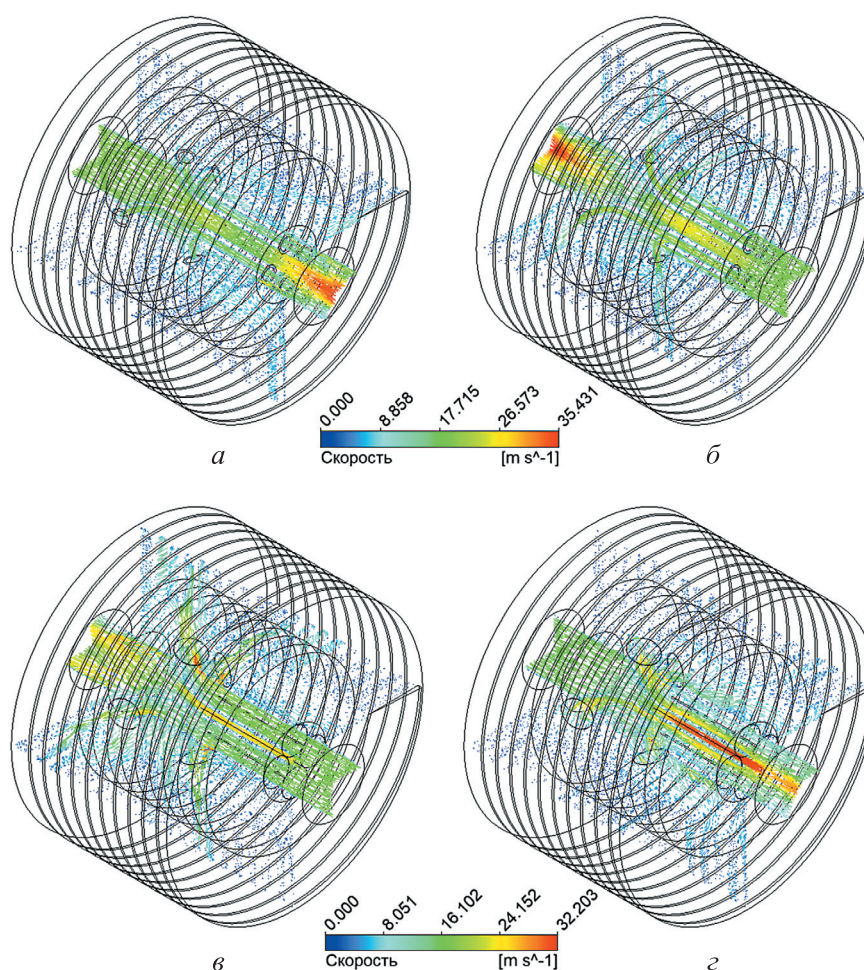


Рис. 6. Поля скоростей течения РЖ, м/с, в продольных сечениях ВГД с диаметром отверстия $d_{\text{отв}} = 3$ (а, б) и 8 мм (в, г) при движении РЖ в прямом (а, в) и обратном (б, г) направлениях

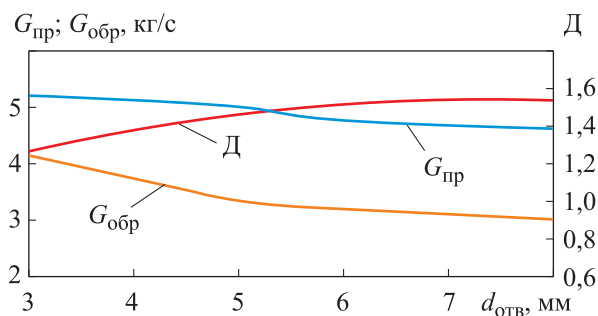


Рис. 7. Зависимости расхода РЖ при течении в прямом $G_{пр}$ и обратном $G_{обр}$ направлениях и диодности $Д$ ВГД от диаметра отверстий сопловых трубок $d_{отв}$

уменьшается. В прямом направлении при больших значениях $d_{отв}$ РЖ частично поступает в сопловые отверстия и далее на выход из ВГД. Это приводит к дополнительным потерям энергии и уменьшению расхода РЖ, в отличие от потерь при диаметре $d_{отв} = 3$ мм. В последнем случае из-за малости диаметра сопловых трубок РЖ в прямом направлении сразу движется на выход из ВГД с большим расходом РЖ, что можно наблюдать на рис. 6 и 7. Вследствие такой картины течения РЖ диодность с увеличением диаметра отверстий сопловых трубок возрастает.

По результатам анализа данных численного эксперимента определен оптимальный вариант ВГД, соответствующий максимальному отношению расходов РЖ, имеющий следующие параметры: высота спиральной пластины $t = 40$ мм; диаметр вихревой камеры $D_k = 66$ мм; диаметр

отверстий сопловых трубок $d_{отв} = 5$ мм; число сопел $i = 4$; угол установки направляющей крышки — $\alpha = 45^\circ$; длина вихревой камеры $B = 40$ мм; максимальная диодность $Д = 1,618$.

Выводы

1. Разработано конструктивное решение, позволяющее заменить клапанное распределение РЖ в прямозубом роторном насосе на гидродиодное. В качестве гидродиода предложено использовать ВГД.

2. По результатам анализа влияния геометрических параметров ВГД на диодность установлено, что при их оптимизации первостепенное внимание следует уделять диаметру отверстий сопловых трубок и их количеству, так как они оказывают наибольшее влияние на диодность. Изменение указанных параметров в оптимальных пределах позволяет существенно повысить эффективность ВГД и достичь максимального значения диодности при рациональном соотношении его геометрических параметров.

3. На основании данных численного эксперимента определены следующие оптимальные геометрические параметры ВГД, обеспечивающие ему максимальную диодность $Д = 1,618$: высота спиральной пластины — 40 мм, диаметр вихревой камеры — 66 мм; ее длина — 40 мм; диаметр отверстий сопловых трубок — 5 мм; число сопел — 4 шт.; угол установки направляющей крышки — 45° .

Литература

- [1] Шайдаков В.В., Шестакова Е.В., Чернова К.В. и др. Перспективы бесклапанных объемных насосов. Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море, 2021, № 7, с. 49–53, doi: [https://doi.org/10.33285/0130-3872-2021-7\(343\)-49-53](https://doi.org/10.33285/0130-3872-2021-7(343)-49-53)
- [2] Бобошко Д.С., Полешкин М.С. Повышение эффективности объемных насосов систем тепло- и водоснабжения. Машиностроительные технологические системы. Сб. тр. Меж. науч.-тех. конф. Ростов-на-Дону, ДГТУ, 2022, с. 332–334.
- [3] Bordyug A.S. Model of information and measuring control system of centrifugal cargo pump on a chemical tanker of the Ivan Poddubny type. Вестник Астраханского государственного технического университета. Сер. Морская техника и технология, 2023, № 4, с. 96–103, doi: <https://doi.org/10.24143/2073-1574-2023-4-96-103>
- [4] Григорьев А.В., Щерба В.Е., Калашников Б.А. и др. Экспериментальные исследования прямозубого роторного насоса. Омский научный вестник, 2012, № 2, с. 152–156.
- [5] Grigor'ev A.V., Shcherba V.E., Bolshtyanskii A.P. Mathematical modeling of the working processes in a bicylindrical spur gear pump. Chem. Petrol. Eng., 2015, vol. 51, no. 1-2, pp. 113–121, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-015-0009-0>
- [6] Семенов С.Е. Анализ силовых факторов, влияющих на процесс посадки клапана объемного насоса на седло. Гидравлика, 2019, № 8. URL: <https://hydrojournal.ru/images/JOURNAL/NUMBER8/Semenov.pdf>

- [7] Андреева Е.В. Результаты исследований показателей работы объемного молочного насоса. Инженерно-техническое обеспечение АПК. Реферативный журнал, 2003, № 1, с. 263.
- [8] Щерба В.Е., Дорофеев Е.А. Определение диапазонов основных эксплуатационных параметров поршневой гибридной энергетической машины с регенеративным теплообменом. Известия высших учебных заведений. Машиностроение, 2022, № 11, с. 69–77, doi: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2022-11-69-77>
- [9] Спиридонов Е.К., Хабарова Д.Ф. Расчетная модель и характеристики бесклапанного поршневого насоса одностороннего действия. Вестник ЮУрГУ. Сер. Машиностроение, 2014, № 4, с. 13–22.
- [10] Ивашук И.А., Хабарова Д.Ф., Спиридонов Е.К. Методика расчета зависимости диодности диффузорных диодов как органов распределения поршневых насосов от числа Рейнольдса. Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. XXIV Межд. науч.-тех. конф. студентов и аспирантов. Москва, Мир науки, 2020, с. 108–115.
- [11] Pavlyuchenko E.A., Grigoriev A.V., Kaigorodov S.Yu. et al. Aspects of the numerical simulation of high-diode vortex hydrodiodes. Chem. Petrol. Eng., 2023, vol. 59, no. 4, pp. 340–346, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-023-01247-9>
- [12] Shcherba V.E., Kaigorodov S., Dorofeev E. 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>
- [13] Pavlyuchenko E.A., Kaigorodov S.Yu., Shcherba V.E. High-diodeness vortex hydrodiode. Chem. Petrol. Eng., 2023, vol. 59, no. 3-4, pp. 347–352, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-023-01248-8>
- [14] Sekacheva A., Noskov A., Pastukhova L. et al. Selection of turbulence model in ANSYS CFX for investigation of turbulent noise and vibration occurring in interscapular space of the centrifugal turbine. Akustika, 2021, vol. 41, pp. 137–149.
- [15] Дорофеев Е.А. Расчет нестационарного течения жидкости в гладком концентричном щелевом уплотнении поршневой гибридной энергетической машины объемного действия. Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития. Сб. ст. XII Всерос. науч.-тех. конф. Санкт-Петербург, Политех-Пресс, 2022, с. 249–256, doi: <https://doi.org/10.18720/SPBPU/2/id22-184>
- [16] Маликов З.М., Назаров Ф.Х. Исследование моделей турбулентности для расчета сильно закрученного потока в резко расширяющемся канале. Компьютерные исследования и моделирование, 2021, т. 13, № 4, с. 793–805, doi: <https://doi.org/10.20537/2076-7633-2021-13-4-793-805>
- [17] Сокирко К.Н., Павлюченко Е.А., Цветков И.В. Анализ влияния основных геометрических параметров вихревого гидродиода на его параметры. Совершенствование систем эксплуатации и восстановления вооружения и военной техники. Роль качества подготовки военных специалистов технического обеспечения. Мат. XII Всерос. науч.-практ. конф. Омск, ОАБИИ, 2024, с. 277–284.

References

- [1] Shaydakov V.V., Shestakova E.V., Chernova K.V. et al. Prospects for valveless positive displacement pumps. Stroitelstvo neftyanykh i gazovykh skvazhin na sushe i na more [Construction of Oil and Gas Wells on Land and Sea], 2021, no. 7, pp. 49–53, doi: [https://doi.org/10.33285/0130-3872-2021-7\(343\)-49-53](https://doi.org/10.33285/0130-3872-2021-7(343)-49-53) (in Russ.).
- [2] Boboshko D.S., Poleshkin M.S. [Improving the efficiency of positive displacement pumps in heat and water supply systems]. Mashinostroitelnye tekhnologicheskie sistemy. Sb. tr. Mezhd. nauch.-tekhn. konf. [Mechanical Engineering Process Systems. Proc. Int. Sci.-Tech. Conf.]. Rostov-na-Donu, DGTU Publ., 2022, pp. 332–334. (In Russ.).
- [3] Bordyug A.S. Model of information and measuring control system of centrifugal cargo pump on a chemical tanker of the Ivan Poddubny type. Vestnik Astrakhanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Ser. Morskaya tekhnika i tekhnologiya [Vestnik of Astrakhan State Technical University. Ser. Marine Engineering and Technologies], 2023, no. 4, pp. 96–103, doi: <https://doi.org/10.24143/2073-1574-2023-4-96-103> (in Russ.).

- [4] Grigoryev A.V., Shcherba V.E., Kalashnikov B.A. et al. Experimental research of spur gear rotor pump. *Omskiy nauchnyy vestnik [Omsk Scientific Bulletin]*, 2012, no. 2, pp. 152–156. (In Russ.).
- [5] Grigor'ev A.V., Shcherba V.E., Bolshtyanskii A.P. Mathematical modeling of the working processes in a bicylindrical spur gear pump. *Chem. Petrol. Eng.*, 2015, vol. 51, no. 1-2, pp. 113–121, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-015-0009-0>
- [6] Semenov S.E. Analysis of force factors affecting the valve seating process positive displacement pump. *Gidravlika*, 2019, no. 8. URL: <https://hydrojournal.ru/images/JOURNAL/NUMBER8/Semenov.pdf> (in Russ.).
- [7] Andreeva E.V. Results of research on the performance of a volumetric milk pump. *Inzhenerno-tekhnicheskoe obespechenie APK. Referativnyy zhurnal*, 2003, no. 1, p. 263. (In Russ.).
- [8] Shcherba V.E., Dorofeev E.A. Determination of the areas of the main operational parameters of a reciprocating hybrid power machine with regenerative heat exchange. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroyeniye [BMSTU Journal of Mechanical Engineering]*, 2022, no. 11, pp. 69–77, doi: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2022-11-69-77> (in Russ.).
- [9] Spiridonov E.K., Khabarova D.F. Calculating model and characteristics single action valveless piston pump. *Vestnik YuUrGU. Ser. Mashinostroyeniye [Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry]*, 2014, no. 4, pp. 13–22. (In Russ.).
- [10] Ivashchuk I.A., Khabarova D.F., Spiridonov E.K. [A method for calculating the dependence of the diode capacity of diffuser diodes as piston pump distribution elements on the Reynolds number]. *Gidravlicheskie mashiny, gidroprivody i gidropnevmoavtomatika. XXIV Mezhd. nauch.-tekhn. konf. studentov i aspirantov [Hydraulic machines, hydraulic drives, and hydraulic-pneumatic automation. Proc. XXIV Int. Sci.-Tech. Conf. of Students and Post-Graduates]*. Moscow, Mir nauki, 2020, pp. 108–115. (In Russ.).
- [11] Pavlyuchenko E.A., Grigoriev A.V., Kaigorodov S.Yu. et al. Aspects of the numerical simulation of high-diode vortex hydrodiodes. *Chem. Petrol. Eng.*, 2023, vol. 59, no. 4, pp. 340–346, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-023-01247-9>
- [12] Shcherba V.E., Kaigorodov S., Dorofeev E. 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>
- [13] Pavlyuchenko E.A., Kaigorodov S.Yu., Shcherba V.E. High-diodeness vortex hydrodiode. *Chem. Petrol. Eng.*, 2023, vol. 59, no. 3-4, pp. 347–352, doi: <https://doi.org/10.1007/s10556-023-01248-8>
- [14] Sekacheva A., Noskov A., Pastukhova L. et al. Selection of turbulence model in ANSYS CFX for investigation of turbulent noise and vibration occurring in interscapular space of the centrifugal turbine. *Akustika*, 2021, vol. 41, pp. 137–149. (In Russ.).
- [15] Dorofeev E.A. [Calculation of transient fluid flow in a smooth concentric gap seal of a positive displacement piston hybrid power machine]. *Gidravlicheskie mashiny, gidroprivody i gidropnevmoavtomatika. Sovremennoe sostoyaniye i perspektivy razvitiya. Sb. st. XII Vseros. nauch.-tekhn. konf. [Hydraulic machines, hydraulic drives, and hydropneumatic automation. Current status and development prospects. Proc. XII Russ. Sci.-Tech. Conf.]*. Sankt-Peterburg, Politekh-Press Publ., 2022, pp. 249–256, doi: <https://doi.org/10.18720/SPBPU/2/id22-184> (in Russ.).
- [16] Malikov Z.M., Nazarov F.Kh. Study of turbulence models for calculating a strongly swirling flow in an abrupt expanding channel. *Kompyuternye issledovaniya i modelirovaniye [Computer Research and Modeling]*, 2021, vol. 13, no. 4, pp. 793–805, doi: <https://doi.org/10.20537/2076-7633-2021-13-4-793-805> (in Russ.).
- [17] Sokirko K.N., Pavlyuchenko E.A., Tsvetkov I.V. [Analysis of the influence of the main geometric parameters of avor texhydrodiode on it sparameters]. *Rol kachestva podgotovki voennykh spetsialistov tekhnicheskogo obespecheniya. Mat. XII Vseros. nauch.-prakt. konf. [Improving systems for the operation and restoration of weapons and military equipment. The role of quality training for military technical support specialists. Proc. XII Russ. Sci.-Pract. Conf.]*. Omsk, OABII Publ., 2024, pp. 277–284. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 25.11.2025

Информация об авторах

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

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

ПАВЛЮЧЕНКО Александра Сергеевна — преподаватель кафедры «Двигатели». Омский автобронетанковый инженерный институт (филиал) Военной академии материально-технического обеспечения имени генерала армии А.В. Хрулева (644098, Омск, Российская Федерация, 14-й Военный городок, e-mail: sanjaomsk@mail.ru).

Information about the authors

PAVLYUCHENKO Evgeniy 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).

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).

PAVLYUCHENKO Alexandra Sergeevna — Lecturer, Department of Engines. Omsk Armored Engineering Institute (Branch) The Military Academy of Logistics named after Army General A.V. Khrulev (644098, Omsk, Russian Federation, 14th Military Town, e-mail: sanjaomsk@mail.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Павлюченко Е.А., Кайгородов С.Ю., Павлюченко А.С. Прямозубый роторный насос с вихревым гидродиодом. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2026, № 9, с. 76–85.

Please cite this article in English as:

Pavlyuchenko E.A., Kaigorodov S.Y., Pavlyuchenko A.S. Straight-tooth rotary pump with vortex hydrodiode. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2026, no. 9, pp. 76–85.



**Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана
предлагает читателям учебное пособие**

«Проектирование непрерывных технологических процессов»

Авторы: В.В. Стулов, А.Г. Колесников

Приведен состав оборудования машины непрерывного литья заготовок и литейно-прокатного агрегата, рассмотрено моделирование затвердевания непрерывнолитой заготовки и моделирование охлаждения кристаллизатора, описаны печи для выплавки стали и для ее обработки, а также основное и вспомогательное оборудование.

Для студентов, обучающихся по направлению подготовки 15.04.02 «Технологические машины и оборудование» (уровень магистратуры). Может быть использовано при курсовом и дипломном проектировании, а также при выполнении домашних заданий.

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; <https://press.bmstu.ru>