

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ УЧЁТА СИЛ ИНЕРЦИИ ЖИДКОСТИ В МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПРЯМОЗУБОГО РОТОРНОГО НАСОСА

С. Ю. Кайгородов¹, Н. Э. Кузнецов², В. Л. Забровский³

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

²АО «Научно-технический комплекс «Криогенная техника»,
Россия, 644105, г. Омск, ул. 22 Партсъезда, 97, корп. 1

³АО «Омсктрансмаш», Россия, 644005, г. Омск, Красный переулок, 2

Статья посвящена разработке методики исследования влияния инерционных сил жидкости на рабочий процесс прямозубого роторного насоса. Основное внимание уделено созданию усовершенствованной математической модели, позволяющей учитывать инерционные эффекты жидкости при переходе между режимами всасывания и нагнетания. В работе предлагается новый подход к моделированию, устраняющий ограничение традиционных методов за счёт учёта массовых свойств жидкости и их влияния на гидравлические сопротивления, изменение геометрии рабочей камеры и неравномерность подачи. Подробно описаны этапы построения модели, включая физическую постановку задачи и вывод математических зависимостей. В результате исследования разработана методика расчёта мгновенного расхода с учётом углового ускорения жидкости, а также определены условия возникновения обратного потока. Разработанная методика представляет практическую ценность для проектирования и модернизации гидравлических машин с целью повышения их надёжности и эффективности в переходных режимах работы.

Ключевые слова: прямозубый роторный насос, инерционные силы жидкости, математическое моделирование, методика расчёта, переходные процессы, угловое ускорение.

Для цитирования: Кайгородов С. Ю., Кузнецов Н. Э., Забровский В. Л. Разработка методики учёта сил инерции жидкости в математической модели прямозубого роторного насоса // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 3. С. 14–21. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-3-14-21. EDN: BDLWZI.



© Кайгородов С. Ю., Кузнецов Н. Э., Забровский В. Л., 2025.
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

DEVELOPMENT OF A METHOD FOR CALCULATING THE FLUID INERTIA FORCE IN THE MATHEMATICAL MODEL OF A STRAIGHT-LINE ROTARY PUMP

S. Yu. Kaigorodov¹, N. E. Kuznetsov², V. L. Zabrovskiy³

¹Omsk State Technical University, Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

²JSC "Scientific and Technical Complex "Cryogenic Technique",
Russia, Omsk, 22 Partsyezda St., 97, bld. 1, 644105

³JSC "Omsktransmash", Russia, Omsk, Krasniy Ln., 2, 644005

The purpose of the article is to develop a methodology for studying the impact of liquid inertial forces on the operation of a direct rotary pump. The main focus is on creating an improved mathematical model that allows for the inertial effects of the fluid during the transition between suction and injection modes. The work proposes a new modeling approach that eliminates the limitations of traditional methods by considering the mass properties of the fluid and their influence on hydraulic resistances, changes in the working chamber geometry, and flow non-uniformity. The detailed description of model construction includes the physical formulation of the problem and the derivation of mathematical dependencies. The study resulted in the development of a method for calculating instantaneous flow that considering the liquid's angular acceleration, and the conditions for occurrence of the reverse flow. The developed methodology presents

a practical value for the design and modernization of hydraulic machines in order to increase their reliability and efficiency during transition operations modes.

Keywords: spur gear rotor pump, fluid inertia forces, mathematical modeling, calculation methodology, transient processes, angular acceleration.

For citation: Kaigorodov S. Yu., Kuznetsov N. E., Zabrovskiy V. L. Development of a method for calculating the fluid inertia force in the mathematical model of a straight-line rotary pump. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 3. P. 14–21. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-3-14-21. EDN: BDLWZI.



© Kaigorodov S. Yu., Kuznetsov N. E., Zabrovskiy V. L., 2025.
The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

Введение

Современные системы, механизмы и агрегаты широко используют принцип преобразования одного вида энергии в другой. Например, гидравлические и пневматические устройства преобразуют механическую энергию в энергию давления жидкости или газа и обратно [1–7]. Этот принцип лежит в основе многих промышленных технологий, включая нефтегазовую отрасль, автомобилестроение и строительство.

Однако развитие современной техники сопровождается появлением всё большего числа конструктивных решений, каждое из которых требует тщательного анализа эффективности своей работы. Для оценки характеристик таких устройств необходимы математические модели, которые позволяют предсказывать поведение агрегата и минимизировать погрешность расчётов [8–12].

Разработка и совершенствование математических моделей является актуальной задачей, поскольку даже небольшие улучшения точности расчёта существенно повышают надёжность оборудования и снижают риск аварийных ситуаций. Современные вычислительные мощности позволяют проводить достаточно детальные расчёты, однако дальнейшее повышение точности связано с необходимостью учёта сложных физических явлений, таких как эффекты вязкости, турбулентности и инерционности жидкостей.

Например, прямые эксперименты показывают, что точность некоторых математических моделей недостаточна для полного понимания поведения гидравлических машин, особенно в переходных режимах работы. Так, исследование динамических режимов насосов часто сталкивается с трудностью точного определения потерь давления и оптимального соотношения между подачей и мощностью привода.

Актуальность проблемы

Одним из ключевых аспектов повышения точности расчётов является учёт сил инерции жидкости, возникающих при изменении направления движения в рабочих камерах насосов. Эти силы зависят от плотности среды, геометрии канала и скорости изменения положения элемента конструкции (например, ротора или поршня). В частности, рассмотрение эффекта инерционной нагрузки актуально для насосов, где передача усилия от подвижных элементов напрямую влияет на производительность и износ механизма.

Экспериментальное изучение эффектов инерционных нагрузок показало, что традиционные методы расчёта недостаточно точно отражают реальную картину взаимодействия жидкости и механических

компонентов насоса. Данный аспект делает актуальным уточнение существующих математических моделей, позволяющее учитывать инерционные свойства жидкости и обеспечивать большую согласованность теории и эксперимента.

Один из характерных примеров — работа прямозубых роторных насосов. Такие насосы обладают рядом преимуществ благодаря своей простой конструкции и высокой надёжности, однако существующие модели требуют дополнительного рассмотрения динамики потоков жидкости внутри рабочих камер, особенно в моменты перехода от режима всасывания к режиму нагнетания.

Основные задачи исследования

Цель данной работы состоит в анализе влияния сил инерции жидкости на рабочий процесс прямозубого роторного насоса и разработке методики анализа влияния сил инерции жидкости в прямозубом роторном насосе, то есть его уточнённой математической модели, включающей дополнительные данные о поведении жидкости в рабочем цикле.

Основные задачи включают:

1. Оценка факторов, влияющих на динамику жидкости в рабочей камере насоса.

Примеры таких факторов:

- изменение формы и размеров рабочей камеры вследствие вращения ротора;
- уточнение зависимости подачи насоса от частоты вращения ротора;
- учёт влияния массовых свойств жидкости на величину гидравлических сопротивлений.

2. Определение условий, при которых возникает эффект обратной циркуляции жидкости из зоны нагнетания в зону всасывания.

В работе [13] автор исследует рабочие процессы прямозубого роторного насоса с установленным обратным клапаном в линии нагнетания, сравнивая разработанную им математическую модель с экспериментальными данными.

В работах [14, 15] автор экспериментально исследует тот же насос без нагнетательного клапана, где роль клапана выполняет гидродиод или инерционный диод, представляющий из себя длинный нагнетательный трубопровод. Однако математического описания работы насоса без нагнетательного клапана автор не приводит.

Сам насос представляет собой конструкцию, схематично представленную на рис. 1.

Принцип его действия заключается в том, что при вращении ротора 3 по часовой стрелке перед выступом (зубом) 4 образуется область сжатия-нагнетания, а позади зуба 4 — область расширения-всасывания (рис. 1). При этом нижняя торцевая поверхность уплотнительного диска 6 образует гер-

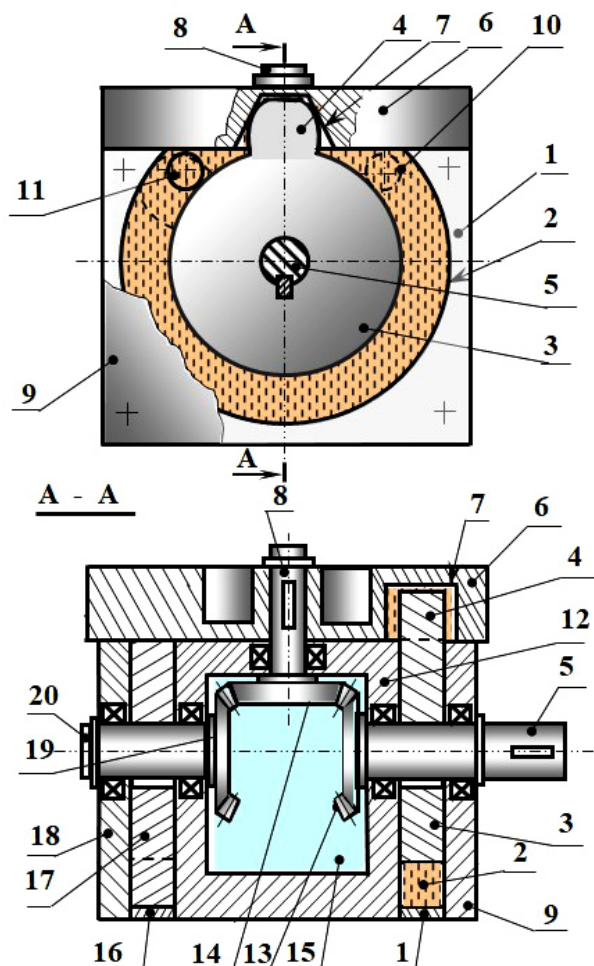


Рис. 1. Схема прямозубого роторного насоса с двумя рабочими полостями: 1 — 1-й цилиндр; 2 — 1-я рабочая полость; 3 — 1-й ротор; 4 — зуб 1-го ротора; 5 — приводной вал; 6 — уплотнительный диск; 7 — впадина; 8 — промежуточный вал; 9 — крышка 1-го цилиндра; 10 — всасывающее окно; 11 — нагнетательный клапан; 12 — корпус; 13 — ведущая шестерня; 14 — промежуточная шестерня; 15 — полость корпуса; 16 — 2-й цилиндр; 17 — 2-й ротор; 18 — крышка; 19 — ведомая шестерня; 20 — ведомый вал

Fig. 1. Diagram of a spur-tooth rotary pump with two working chambers: 1 — the 1st cylinder; 2 — the 1st working chamber; 3 — the 1st rotor; 4 — tooth of the 1st rotor; 5 — drive shaft; 6 — sealing disc; 7 — recess; 8 — intermediate shaft; 9 — the 1st cylinder cover; 10 — suction port; 11 — discharge valve; 12 — housing; 13 — drive gear; 14 — intermediate gear; 15 — housing cavity; 16 — the 2nd cylinder; 17 — the 2nd rotor; 18 — cover; 19 — driven gear; 20 — driven shaft

метичный стык с цилиндрической поверхностью ротора 3 и отсекает полость расширения-всасывания от полости сжатия-нагнетания. Объем полости сжатия-нагнетания при вращении ротора 3 уменьшается, находящаяся в этой полости жидкость сжимается и вытесняется через нагнетательный клапан 11 потребителю. Позади зуба 4, по мере вращения ротора 3, происходит увеличение полости расширения-всасывания. При дальнейшем вращении ротора 3 зуб 4 перекрывает окно нагнетательного клапана 11, при этом клапан закрывается в связи с тем, что поступление к нему жидкости под давлением прекращается. После чего зуб 4 входит во впадину 7 уплотнительного диска 6.

После прохождения зубом 4 впадины 7 этот выступ перекрывает всасывающее окно 10, про-

цесс всасывания при этом на время прекращается, а жидкость перед зубом 4 начинает сжиматься. Далее цикл работы повторяется.

Аналогично работает вторая камера насоса. Синхронизация вращения роторов 3, 17 с уплотнительным диском 6 осуществляется коническими шестернями 13, 14, 19, установленными соответственно на валах 5, 8 и 20.

Данный насос отличается простотой изготовления как роторов, так и цилиндров. Подача насоса ввиду постоянства скорости зуба ротора равномерна, за исключением её кратковременного отсутствия в момент размещения зуба ротора во впадине уплотнительного диска.

Остается неясным поведение потока жидкости в момент сообщения рабочей камеры насоса одновременно с окном всасывания и нагнетания. С одной стороны, из-за разности давлений, так как давление нагнетания насоса много больше давления всасывания, жидкость должна поменять своё направление и двигаться в обратную сторону (от окна нагнетания в сторону окна всасывания). С другой стороны, масса жидкости, находящаяся в рабочей камере и нагнетательном трубопроводе довольно значительна по величине, следовательно, обладает большим запасом инерции. Таким образом, «разогнанную» жидкость сложно остановить и направить в обратном направлении. Если же это произойдет, случится разрыв потока жидкости, когда одна часть жидкости продолжит двигаться по линии нагнетания потребителю, а другая часть развернется в обратном направлении и устремится в сторону окна всасывания. Впоследствии, при прохождении зубом окна всасывания и начала процесса нагнетания «новый» поток жидкости догонит «старый», произойдет гидроудар, который, вероятно, будет иметь разрушительные последствия для работы всей гидросистемы. В связи с чем требуется рассмотреть влияние сил, действующих на жидкость в рабочей камере прямозубого роторного насоса, и дополнить математическую модель новыми данными.

Основная цель данной работы — разработка усовершенствованной математической модели рабочего процесса прямозубого роторного насоса, учитывающей влияние инерционных свойств жидкости. Для достижения цели были поставлены следующие задачи:

1. Разработка методики анализа динамики жидкости в рабочей камере насоса с учётом инерционных сил, возникающих при изменении направления и скорости движения жидкости. В рамках данной задачи предполагается:

- учёт изменения геометрии рабочей камеры в процессе вращения ротора;

- определение зависимости подачи насоса от частоты вращения вала с учётом инерционной составляющей;

- введение в модель параметров, характеризующих влияние массы жидкости на гидравлические сопротивления и переходные процессы.

2. Определение условий, при которых возможно возникновение обратного потока жидкости из зоны нагнетания в зону всасывания, и формализация этих условий в рамках предлагаемой модели.

Анализ включает:

- исследование переходных процессов в момент соединения рабочей камеры с линиями всасывания и нагнетания;

- учёт инерционных свойств жидкости, препятствующих мгновенной смене направления потока;

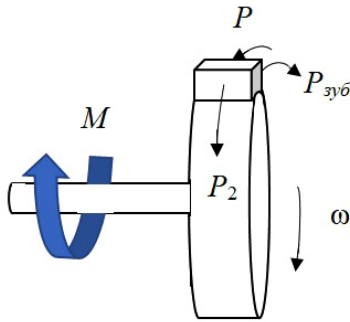


Рис. 2. Схема сил, действующих на зуб прямозубого роторного насоса
Fig. 2. Diagram of forces acting on the tooth of a spur gear rotary pump

— оценку риска возникновения гидравлических ударов и разработку критериев их предотвращения.

3. Создание математического аппарата, позволяющего рассчитывать мгновенные значения расхода и углового ускорения жидкости в рабочей камере на основе уравнений динамики и условий неразрывности потока.

Предлагаемый подход направлен на устранение недостатков существующих моделей, не учитывающих инерционные эффекты, и предоставляет основу для последующих численных и экспериментальных исследований.

Основная часть

Для уточнения рабочих процессов в прямозубом роторном насосе требуется рассмотреть влияние момента на валу ротора от давлений в рабочей камере насоса.

Рассмотрим схематично направление сил, действующих на зуб ротора (рис. 2).

На рис. 2 видно, что момент вращения вала ротора создаёт силу $P_{зуб'}$, сонаправленную с моментом и угловой скоростью вала ротора. Сопротивление силе $P_{зуб}$ оказывают силы, действующие на зуб ротора со стороны жидкости перед P_1 (со стороны нагнетания) и после P_2 (со стороны всасывания) зуба ротора по направлению вращения.

Движение вращения ротора описывается согласно второму закону Ньютона. Применительно к вращающемуся ротору прямозубого насоса данный закон для углового ускорения вала ротора записывается в следующем виде:

$$\dot{\omega} = \frac{\Delta M}{J_0},$$

где J_0 — момент инерции ротора; ΔM — небаланс моментов, действующих на вал (в случае, когда пренебрегаем моментом сопротивления, обусловленным трением в подшипниках и др., $\Delta M = M$).

Угловое ускорение ротора $\dot{\omega}$ также определяется через производную скорости вращения вала роторной насоса $\dot{\omega}$ по времени:

$$\dot{\omega} = \frac{d\theta}{dt}.$$

Угловое ускорение через частоту вращения вала ротора

$$\dot{\omega} = 2\pi \frac{dv}{dt},$$

где v — частота вращения ротора (об/с).

Так как сила P в общем случае находится как

$$P = p \cdot f,$$

где p — давление; f — площадь поверхности зуба, на которую действует сила ($f = B(R_1 - R_2)$).

Тогда, согласно рис. 1, запишем уравнение моментов:

$$J_0 \dot{\omega} = -p_1(R_1 - R_2)B \left(R_2 + \frac{R_1 - R_2}{2} \right) - p_2(R_1 - R_2)B \left(R_2 + \frac{R_1 - R_2}{2} \right) + p_{зуб}(R_1 - R_2)B \left(R_2 + \frac{R_1 - R_2}{2} \right) + M, \quad (1)$$

где R_1 и R_2 — радиус статора (или больший (с учётом зуба)) и ротора (меньший радиус) соответственно; B — толщина ротора и зуба; p_1 , p_2 , $p_{зуб}$ — давление жидкости перед зубом и давление, создаваемое самим зубом соответственно.

Полученная формула справедлива для случая, когда зуб ротора прямозубого насоса находится в движении от всасывающего окна к нагнетательному окну.

Стоит отметить, что в момент времени, когда зуб пересекает нагнетательное окно и движется в направлении всасывающего окна, уравнение (1) не отражает полной картины всех сил, действующих на зуб ротора, так как жидкость, находящаяся в рабочей камере насоса из-за кратковременного соединения всасывающей и нагнетательной магистралей с различными давлениями, имеет иную скорость течения, отличную от скорости зуба ротора.

Тогда, чтобы преодолеть сопротивление массы жидкости m_1 , находящейся в рабочей камере насоса, и массы жидкости m_2 , находящейся в линии нагнетания, и «разогнать» эти массы до скорости, равной скорости зуба ротора, требуется преодолеть действие силы P_3 (силы, вызванной обратным течением жидкости из линии нагнетания в рабочую камеру насоса), действие которой противоположно силе, с которой зуб толкает жидкость $P_{зуб'}$. Выразим силу P_3 согласно второму закону Ньютона.

Для этого рассмотрим перемещение центра масс жидкости S от угла поворота ротора ϕ (рис. 3):

$$S = \left(R_2 + \frac{R_1 - R_2}{2} \right).$$

Тогда ускорение жидкости

$$\ddot{S} = \left(\frac{R_1 + R_2}{2} \right) \dot{\omega}.$$

Линейное ускорение жидкости на всасывании (за зубом ротора)

$$a_{вс} = \left(\frac{R_1 + R_2}{2} \right) \dot{\omega}_{вс}. \quad (2)$$

Линейное ускорение жидкости в линии нагнетания

$$a_n = \left(\frac{R_1 + R_2}{2} \right) \dot{\omega}_{зуб}. \quad (3)$$

С учётом (2) и (3) сила всасывания

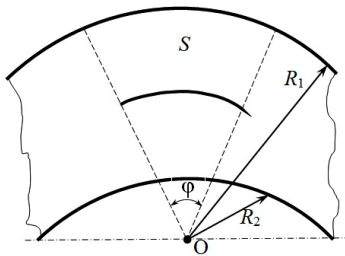


Рис. 3. Схема перемещения центра масс зуба S от угла поворота ротора φ
Fig. 3. Diagram of the displacement of the mass center of the S tooth versus of the φ rotor rotation angle

$$m_1 a_{bc} = m_1 \left(\frac{R_1 + R_2}{2} \right) \dot{\omega}_{bc}. \quad (4)$$

Сила нагнетания

$$m_2 a_n = m_2 \left(\frac{R_1 + R_2}{2} \right) \dot{\omega}_{зуб}. \quad (5)$$

В начальный момент времени, когда соединение рабочей камеры и линии нагнетания не произошло, можно принять $\frac{\dot{\omega}_{зуб}}{\dot{\omega}_{bc}} = \frac{p_{нар}}{p_{bc}}$, тогда, согласно выражениям (4) и (5):

$$\begin{aligned} m_1 \left(\frac{R_1 + R_2}{2} \right) \dot{\omega}_{bc} &= m_2 \left(\frac{R_1 + R_2}{2} \right) \dot{\omega}_{зуб}, \\ m_1 \dot{\omega}_{bc} &= m_2 \dot{\omega}_{зуб}, \\ m_1 \frac{\dot{\omega}_{зуб} p_{bc}}{p_{нар}} &= m_2 \dot{\omega}_{зуб}, \\ \dot{\omega}_{зуб} \left(\frac{m_1 p_{bc}}{p_{нар}} - m_2 \right) &= 0. \end{aligned} \quad (6)$$

Так как угловая скорость постоянна и не изменяется со временем, то угловое ускорение равно нулю.

После соединения рабочей камеры насоса с линией нагнетания

$$m_1 a_{pk} = m_2 a_{ан}, \quad (7)$$

где a_{pk} и $a_{ан}$ — линейное ускорение жидкости в рабочей камере и в линии нагнетания соответственно.

Ускорение жидкости в рабочей камере насоса будет снижаться и стремиться приобрести обратное направление, так же как и ускорение жидкости в линии нагнетания. Из полученного уравнения (7) видно: куда в результате потечёт жидкость при соединении линии нагнетания с камерой насоса, зависит как от ускорений, так и от массы самой жидкости в линии нагнетания и рабочей камере насоса.

Из (7) выразим давление с учётом равенства площадей сечения камеры насоса и линии нагнетания

$$\frac{m_1 a_{pk}}{f} = \frac{m_2 a_{ан}}{f}. \quad (8)$$

Левая и правая части уравнения (8) имеют размерность давления [Па], что является физически корректным.

Так как $a_{ан} = \frac{d\vartheta}{dt}$ и $Q = \vartheta f$, где ϑ — скорость жидкости, то можно выразить ускорение через изменение расхода. При постоянном ускорении $\vartheta = a_{ан} t$, тогда

$$Q = a_{ан} f \cdot t.$$

Подставляя в уравнение (7), получаем

$$m_1 a_{pk} = m_2 \frac{Q}{ft}.$$

Откуда

$$Q = \frac{m_1 a_{pk} ft}{m_2}. \quad (9)$$

Таким образом, зная линейное ускорение жидкости в рабочей камере насоса, можно определить мгновенный расход насоса в каждый момент времени. Однако ускорение жидкости в камере насоса не является постоянным. Для его определения рассмотрим соотношения, когда V — объём рабочей камеры; ρ — плотность жидкости; $m_{pk} = V\rho$ — масса жидкости в рабочей камере; F_{sil} — результирующая сила, действующая на жидкость в рабочей камере из-за изменения давления; R_s — эффективный радиус расположения массы жидкости в рабочей камере.

Тогда выражение для линейного ускорения жидкости примет следующий вид:

$$a_{pk} = \frac{F_{sil}}{m_{pk}}. \quad (10)$$

Результирующая сила F_{sil} определяется давлением жидкости и площадью воздействия:

$$F_{sil} = (\Delta p)A,$$

где Δp — изменение давления между зонами нагнетания и всасывания; A — площадь контакта жидкости с рабочим элементом (например, зубом ротора).

Эффективный радиус распределения массы жидкости (R_s) рассчитывается исходя из геометрии рабочей камеры и положения центров масс жидкости.

Подставляя компоненты в формулу ускорения (10), получаем

$$a_{pk} = \frac{(\Delta p)A}{V\rho}. \quad (11)$$

Теперь, подставив рассчитанное значение a_{pk} в ранее выведенную формулу (9) для мгновенного расхода жидкости, окончательно определяем искомый параметр:

$$Q = \frac{m_1 (\Delta p) A ft}{m_2 V \rho}. \quad (12)$$

Рассмотренные шаги позволяют точно рассчитать необходимое ускорение жидкости в рабочей

камере насоса и далее определить мгновенный расход жидкости. Данный метод помогает повысить точность расчетов, особенно в переходных режимах работы насоса, обеспечивая надёжность системы.

Однако в момент соединения окон всасывания и нагнетания через рабочую камеру в камеру устанавливается давление примерно равное атмосферному. В этом случае перепад давления будет стремиться к нулю. Пока жидкость продолжает двигаться после исчезновения перепада давления, её ускорение будет непрерывно изменяться.

Рассмотрим процесс снижения скорости жидкости:

1. Начальное состояние: до исчезновения перепада давления жидкость двигалась с определенной скоростью, заданной условиями работы насоса.

2. Исчезновение перепада давления: без внешней движущей силы единственным фактором, определяющим дальнейшее движение жидкости, становятся внутренние механизмы замедления, такие как вязкое трение и энергия диссипации.

3. Изменение ускорения: пока жидкость движется, её скорость снижается. По мере уменьшения скорости ускорение меняется каждое мгновение, стремясь привести систему к состоянию покоя.

Жидкость испытывает следующие эффекты, приводящие к изменению ускорения:

- фрикционное взаимодействие слоев жидкости (вязкость): внутреннее трение жидкости вызывает постепенное снижение её скорости;

- потери на стенках каналов: движущаяся жидкость взаимодействует с поверхностями стенок трубопровода, вызывая дополнительные потери энергии;

- турбулентность и энергетическая диссипация: колебательные и пульсационные явления дополнительно снижают запас энергии жидкости.

Пройдя стадию быстрого замедления, жидкость достигнет точки, где её скорость снизится настолько, что движение фактически прекратится. К этому моменту ускорение станет незначительным или даже отрицательным (если учитывать возможное последующее колебательное движение), сигнализируя о завершении динамики движения.

Заключение

В работе была решена задача разработки методики учёта сил инерции жидкости для математического моделирования рабочего процесса прямого роторного насоса. Предложенный подход устраняет ключевой недостаток традиционных моделей, игнорирующих инерционные свойства жидкости, что особенно важно для анализа переходных режимов работы, таких как переход между зонами всасывания и нагнетания.

Основные результаты работы заключаются в следующем:

1. Разработана математическая модель, основанная на законах динамики, которая позволяет учитывать влияние инерции жидкости в рабочих камерах и нагнетательном трубопроводе.

Модель включает:

- уравнение моментов сил, действующих на зуб ротора;

- выражения для определения сил, обусловленных ускорением масс жидкости во всасывающей и нагнетательной полостях;

- выведено ключевое соотношение (9) и его окончательная форма (12) для расчёта мгновенно-

го расхода насоса Q в зависимости от линейного ускорения жидкости a_{pk} в рабочей камере, которое, в свою очередь, определяется по формуле (11).

2. Определены и формализованы условия, при которых возникает риск обратного тока жидкости и последующего гидравлического удара. Показано, что этот процесс зависит от соотношения масс жидкости в рабочей камере m_1 и в линии нагнетания m_2 , а также от их ускорений в переходный момент. Методика позволяет количественно оценить риск через расчёт изменения ускорения и расхода.

3. Предложенная методика предоставляет инструмент для анализа динамики жидкости в переходных режимах и может быть использована для:

- проведения последующих численных исследований и виртуальных испытаний насоса;

- оптимизации геометрических параметров насоса (радиусов R_1 , R_2 , толщины B) и рабочих характеристик с целью минимизации инерционных воздействий;

- предотвращения аварийных ситуаций, связанных с гидравлическим ударом, на этапе проектирования.

Перспективы дальнейших исследований видятся в проведении комплексного численного моделирования на основе разработанной методики для визуализации и количественной оценки переходных процессов, а также в её экспериментальной верификации.

Таким образом, разработанная методика представляет собой теоретическую основу для повышения точности расчётов и надёжности проектирования прямозубых роторных насосов, открывая пути для создания более эффективных и долговечных гидравлических машин.

Финансирование / Funding

Статья подготовлена в рамках гранта РФФИ: конкурс 2025 года «Проведение фундаментальных научных исследований и поисковых научных исследований малыми отдельными научными группами» (региональный конкурс) № 25-29-20146, <https://rscf.ru/project/25-29-20146>.

The article was prepared within the framework of the Russian Science Foundation grant: the competition was held in 2025, titled "Conducting Basic Research and Exploratory Research by Small Separate Scientific Groups" (regional competition), project number 25-29-20146, available at: <https://rscf.ru/project/25-29-20146>.

Список источников / References

1. Галдин Н. С., Семенова И. А. Гидравлические машины, гидропневмопривод. Омск: Изд-во СибАДИ, 2022. 317 с. ISBN 978-5-00113-196-0.

Galdin N. S., Semenova I. A. Gidravlicheskiye mashiny, gidropnevmoprivod [Hydraulic machines, hydro pneumatic drive]. Omsk, 2022. 317 p. ISBN 978-5-00113-196-0. (In Russ.).

2. Галдин Н. С. Гидравлические машины, объемный гидропривод. 2-е изд., стер. Омск: Изд-во СибАДИ, 2014. 272 с.

Galdin N. S. Gidravlicheskiye mashiny, ob'yemnyy gidroprivod [Hydraulic machines, volumetric hydraulic drive]. 2nd ed., ster. Omsk, 2014. 272 p. (In Russ.).

3. Свешников В. К. Станочные гидроприводы: справ. 5-е изд., перераб. и доп. Москва: Машиностроение, 2008. 640 с. ISBN 978-5-217-03438-3.

Sveshnikov V. K. Stanochnyye gidroprivody: sprav. [Machine tool hydraulic drives: handbook]. 5th ed., revised and suppl. Moscow, 2008. 640 p. ISBN 978-5-217-03438-3. (In Russ.).

4. Гейер В. Г., Дулин В. С., Заря А. Н. Гидравлика и гидропривод. 3-е изд., перераб. и доп. Москва: Недра, 1991. 331 с. ISBN 5-247-01007-8.
- Geyer V. G., Dulin V. S., Zarya A. N. Gidravlika i gidroprivod [Hydraulics and hydraulic drive]. 3rd ed., revised and suppl. Moscow, 1991. 331 p. ISBN 5-247-01007-8. (In Russ.).
5. Схиртладзе А. Г., Иванов В. И., Кареев В. Н. Гидравлические и пневматические системы. 2-е изд., доп. Москва: Станкин: Янус-К, 2003. 544 с. ISBN 5803701351.
- Skhirtladze A. G., Ivanov V. I., Kareyev V. N. Gidravlicheskiye i pnevmaticheskiye sistemy [Hydraulic and pneumatic systems]. 2nd ed., suppl. Moscow, 2003. 544 p. ISBN 5803701351. (In Russ.).
6. Орлов Ю. М. Объемные гидравлические машины. Конструкция, проектирование, расчет. Москва: Машиностроение, 2006. 222 с. ISBN 5-217-03335-5.
- Orlov Yu. M. Ob'yemnyye gidravlicheskiye mashiny. Konstruktsiya, proyektirovaniye, raschet [Volumetric hydraulic machines. Design, projection, calculation]. Moscow, 2006. 222 p. ISBN 5-217-03335-5. (In Russ.).
7. Башта Т. М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. Москва: Машиностроение, 1974. 606 с.
- Bashita T. M. Ob'yemnyye nasosy i gidravlicheskiye dvigateli gidrosistem [Volumetric pumps and hydraulic motors of hydraulic systems]. Moscow, 1974. 606 p. (In Russ.).
8. Щерба В. Е., Шалай В. В., Кондюрин А. Ю. [и др.] Анализ деформационного, массообменного и теплового взаимодействия в процессе сжатия в насосах объемного действия // Вестник машиностроения. 2018. № 10. С. 16–20. EDN: YLNCUX.
- Shcherba V. E., Shalay V. V., Kondyurin A. Yu. [et al.] Analiz deformatsionnogo, massoobmennogo i teplovogo vzaimodeystviya v protsesse szhatiya v nasosakh ob'yemnogo deystviya [Analysis of deformation, mass-exchange and thermal interactions in the process of compression in volume-effect pumps]. *Vestnik Mashinostroyeniya*. 2018. No. 10. P. 16–20. EDN: YLNCUX. (In Russ.).
9. Щерба В. Е. Сравнительный анализ методов расчета процесса нагнетания в насосе объемного действия // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2021. № 11. С. 33–38.
- Shcherba V. E. Sravnitel'nyy analiz metodov rascheta protsessy nagnetaniya v nasose ob'yemnogo deystviya [Comparative analysis of methods for calculating the discharge process in a positive displacement pump]. *Khimicheskoye i neftegazovoye mashinostroyeniye. Chemical and Petroleum Engineering*. 2021. No. 11. P. 33–38. (In Russ.).
10. Щерба В. Е., Шалай В. В., Занин А. В. Термодинамические основы рабочих процессов машин объемного действия, предназначенных для сжатия двухфазных двухкомпонентных рабочих тел // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2019. № 6. С. 17–21. EDN: NPMOCA.
- Shcherba V. E., Shalay V. V., Zanin A. V. Termodinamicheskiye osnovy rabochikh protsessov mashin ob'yemnogo deystviya, prednaznachennykh dlya szhatiya dvukhfaznykh dvukhkomponentnykh rabochikh tel [Thermodynamic foundations of working processes in positive-displacement machines designed for compression of two-phase, two-component working fluids]. *Khimicheskoye i neftegazovoye mashinostroyeniye. Chemical and Petroleum Engineering*. 2019. No. 6. P. 17–21. EDN: NPMOCA. (In Russ.).
11. Гликман Б. Ф. Математические модели пневмогидравлических систем. Москва: Наука, 1986. 366 с.
- Glikman B. F. Matematicheskiye modeli pnevmogidravlicheskiykh system [Mathematical models of pneumohydraulic systems]. Moscow, 1986. 366 p. (In Russ.).
12. Липанов А. М., Кисаров Ю. Ф., Ключников И. Г. Численный эксперимент в классической гидромеханике турбулентных потоков: моногр. Екатеринбург: Изд-во УрО РАН, 2001. 161 с. ISBN 5-7691-1140-2.
- Lipanova A. M., Kisarov Yu. F., Klyuchnikov I. G. Chislennyy eksperiment v klassicheskoy gidromekhanike turbulentnykh potokov [Numerical experiment in classical hydromechanics of turbulent flows]. 2001. 161 p. ISBN 5-7691-1140-2. (In Russ.).
13. Григорьев А. В., Щерба В. Е., Калашников Б. А., Блинов В. Н. [и др.]. Экспериментальные исследования прямозубого роторного насоса // Омский научный вестник. 2012. № 2 (110). С. 152–156. EDN: PBGNKT.
- Grigoryev A. V., Shcherba V. E., Kalashnikov B. A., Blinov V. N. [et al.]. Eksperimental'nyye issledovaniya pryamozubogo rotornogo nasosa [Experimental research of spur gear rotor pump]. *Omskiy nauchnyy vestnik. Omsk Scientific Bulletin*. 2012. No. 2 (110). P. 152–156. EDN: PBGNKT. (In Russ.).
14. Кайгородов С. Ю., Павлюченко Е. А., Лысенко Е. А., Носов Е. Ю. Прямозубый роторный насос с гидродиодами // Научные труды SWorld. 2013. Т. 13, № 4. С. 57–61. EDN: RTIJFV.
- Kaygorodov S. Yu., Pavlyuchenko E. A., Lysenko E. A., Nosov E. Yu. Pryamozubyi rotorny nasos s gidrodiodami [Spur gear rotor pump with hydrodiodes]. *Nauchnye Trudy SWorld*. 2013. Vol. 13, no. 4. P. 57–61. EDN: RTIJFV. (In Russ.).
15. Кайгородов С. Ю. Экспериментальное подтверждение возможности применения гидравлического диода в линии нагнетания прямозубого роторного насоса // Вестник машиностроения. 2020. № 4. С. 56–58. DOI: 10.36652/0042-4633-2020-4-56-58.
- Kaygorodov S. Yu. Eksperimental'noye podtverzheniye vozmozhnosti primeneniya gidravlicheskogo dioda v linii nagnetaniya pryamozubogo rotornogo nasosa [Experimental confirmation of the possibility of using a hydraulic diode in the discharge line of a spur rotary pump]. *Vestnik Mashinostroyeniya*. 2020. No. 4. P. 56–58. DOI: 10.36652/0042-4633-2020-4-56-58. (In Russ.).
-
- КАЙГОРОДОВ Сергей Юрьевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Гидромеханика и транспортные машины» Омского государственного технического университета, г. Омск.
SPIN-код: 4982-0580
AuthorID (РИНЦ): 686382
ORCID: 0000-0002-4085-1809
AuthorID (SCOPUS): 686382
Адрес для переписки: Sergey7-2005@mail.ru
- КУЗНЕЦОВ Никита Эдуардович**, инженер АО «Научно-технический комплекс «Криогенная техника», г. Омск.
Адрес для переписки: nick3107@list.ru
- ЗАБРОВСКИЙ Владислав Леонидович**, инженер АО «Омсктрансмаш», г. Омск.
Адрес для переписки: zabr_v@mail.ru
- Прозрачность финансовой деятельности:** авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.
- Статья поступила в редакцию 24.04.2025; одобрена после рецензирования 26.09.2025; принята к публикации 01.10.2025.
- KAIGORODOV Sergey Yuryevich**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Hydromechanics and Machines Department, Omsk State Technical University, Omsk.
SPIN-code: 4982-0580
AuthorID (RSCI): 686382
ORCID: 0000-0002-4085-1809
AuthorID (SCOPUS): 686382
Correspondence address: Sergey7-2005@mail.ru

KUZNETSOV Nikita Eduardovich, Engineer, JSC
"Scientific and Technical Complex "Cryogenic
Technique", Omsk.

Correspondence address: nick3107@list.ru

ZABROVSKIY Vladislav Leonidovich, JSC
"Omsktransmash", Omsk.

Correspondence address: zabr_v@mail.ru

Financial transparency: the authors have no financial
interest in the presented materials or methods. There is
no conflict of interest.

The article was submitted 24.04.2025; approved
after reviewing 26.09.2025; accepted for publication
01.10.2025.