

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ ЖИДКОСТИ ПРИ ПЕРЕКРЫТИИ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ ОКОН ПРЯМОЗУБОГО РОТОРНОГО НАСОСА

Е. А. Павлюченко , А. С. Павлюченко, А. А. Прусов

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

 hystonru@mail.ru

Объектом исследования является рабочий процесс прямозубого роторного насоса в период частичного перекрытия всасывающего и нагнетательного окон зубом ротора. Цель работы состоит в уточнении математического описания изменения мгновенного давления жидкости в рабочей камере с учетом переменной площади проходного сечения распределительных окон.

Модель основана на совместном использовании уравнений Бернулли и непрерывности зависимостей для определения потерь напора по длине и местных гидравлических сопротивлений, а также геометрических соотношений для площади кругового сегмента, формирующегося при частичном перекрытии окна. Получены зависимости, связывающие угол поворота ротора, положение зуба относительно окна, величину открытого проходного сечения и коэффициент местного сопротивления.

Разработан расчетный подход, позволяющий учитывать непрерывное изменение площади всасывающего и нагнетательного окон в процессе движения зуба. Полученные аналитические зависимости обеспечивают возможность определения изменения гидравлического сопротивления и потерь напора в зависимости от углового положения ротора и геометрических параметров насоса. Это позволяет выявлять положения рабочего органа, при которых гидравлические потери возрастают наиболее существенно, и более точно рассчитывать изменение давления в рабочей полости.

Учет реального процесса перекрытия распределительных окон устраняет допущение об их мгновенном открытии и закрытии и повышает точность математической модели. Предложенный метод может применяться при выборе формы зуба, размеров и конфигурации окон, а также при проектировании других объемных гидромашин с аналогичным принципом управления потоком. Дальнейшее развитие модели связано с экспериментальной проверкой, учетом сжимаемости жидкости и кавитационных явлений.

Ключевые слова: прямозубый роторный насос, математическая модель, рабочие процессы, окна нагнетания и всасывания, распределительные окна, гидравлические потери, давление в рабочей камере

Для цитирования: Павлюченко Е. А., Павлюченко А. С., Прусов А. А. Математическое моделирование течения жидкости при перекрытии распределительных окон прямозубого роторного насоса. Омский научный вестник. 2026. № 3 (199). С. 39–45. <https://doi.org/10.25206/1813-8225-2026-199-39-45>. EDN: CQNOIP.



© Павлюченко Е. А., Павлюченко А. С., Прусов А. А., 2026.
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

MATHEMATICAL MODELING OF FLUID FLOW DURING THE CLOSURE OF DISTRIBUTION PORTS IN A STRAIGHT-TOOTH ROTARY PUMP

E. A. Pavlyuchenko✉, A. S. Pavlyuchenko, A. A. Prusov

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

✉ hystonru@mail.ru

The study examines transient flow in a straight-tooth rotary pump when a rotor tooth progressively covers the suction and discharge ports. The aim is to improve prediction of instantaneous pressure in the working chamber by representing the actual variation in the open flow area instead of assuming instantaneous port closure.

The formulation combines the Bernoulli and continuity equations with relations for frictional and local hydraulic losses. The changing port area is described as a circular segment whose dimensions depend on rotor position. The authors establish analytical relations between rotor angle, tooth position, effective flow area and the corresponding local resistance coefficient.

Moreover, the research presents a calculation procedure that continuously accounts for changes in the suction and discharge flow areas during tooth passage. The derived expressions allow determining how hydraulic resistance and head losses vary with rotor position and pump geometry. Therefore, the model identifies angular regions associated with the greatest additional losses and provides a more detailed estimate of pressure variation within the working chamber.

Explicit representation of partial port closure removes a simplifying assumption used in earlier models and improves the physical description of the transient process. The method can support optimization of tooth geometry and port dimensions and can be adapted to other positive-displacement hydraulic machines in which flow is controlled by moving elements. Further development should include experimental validation over a wider operating range and extensions accounting for liquid compressibility and cavitation.

Keywords: straight-tooth rotary pump, mathematical model, operating processes, discharge and suction windows, distribution windows, hydraulic losses, pressure in the working chamber

For citation: Pavlyuchenko E. A., Pavlyuchenko A. S., Prusov A. A. Mathematical modeling of fluid flow during the closure of distribution ports in a straight-tooth rotary pump. *Omsk Scientific Bulletin*. 2026;3(199):39-45. <https://doi.org/10.25206/1813-8225-2026-199-39-45>. EDN: CQNOIP. (In Russ.).



© Pavlyuchenko E. A., Pavlyuchenko A. S., Prusov A. A., 2026.
The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

Введение

Несмотря на то, что история создания гидравлических насосов насчитывает более двух тысячелетий, постоянно происходит совершенствование их конструкций с целью снижения затрат на сжатие и перемещение жидкостей и улучшения других важных для потребителя характеристик [1].

В работе [2] был предложен роторный прямозубый насос, к достоинствам которого относятся простота конструкции рабочих органов, возможность перекачивать вязкие и сильно загрязнённые жидкости. В исследованиях этой конструкции авторами были предложены математические модели, в которых делалось допущение о том, что проход зуба мимо нагнетательного и всасывающего окна происходит «мгновенно» и не оказывает влияния на процессы, протекающие в полостях насоса [3, 4]. Сравнение результатов моделирования и экспериментов показало, что данное допущение даёт удовлетворительные результаты в том случае, когда в линии нагнетания присутствует обратный клапан или гидродiode с достаточно высокой диодностью [5].

В то же время при проведении экспериментов был установлен факт работоспособности насоса и без каких-либо устройств, установленных в линии

нагнетания, тормозящих обратный поток жидкости [6]. Данное условие может быть полезно при работе насоса с сильно загрязнёнными жидкостями или для применения насоса в пищевой промышленности. В этом случае, при равном сечении окон всасывания, нагнетания и сечения рабочей камеры с трубопроводами, проходное сечение для течения жидкости не зависит от динамики обратного клапана, а полностью соответствует мгновенному сечению всасывающего и нагнетательного окон, что особенно актуально при прохождении зуба ротора через всасывающее и нагнетательное окно.

Анализ литературных источников показал, что в работе [7] авторы рассматривают изменение проходного сечения распределителя аксиально-поршневого насоса при изменении угла поворота вала и делают выводы о влиянии формы щели на давление в рабочей камере насоса. Авторы работы [8] исследовали конструктивные параметры проточных частей распределительной системы с целью улучшения выходных характеристик планетарного гидромотора, где рассматривали влияние изменения площади проходного сечения на давление в полости распределительной системы. В работе [9] предлагается конструкция жидкостно-кольцевого вакуумного насоса с регулируемым окном нагнетания,

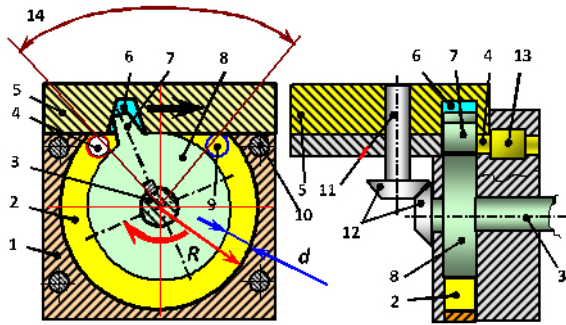


Рис. 1. Схема прямозубого роторного насоса:
1 — корпус; 2 — рабочая камера; 3 — ведущий вал;
4 — окно нагнетания; 5 — уплотнительный диск;
6 — впадина; 7 — зуб; 8 — ротор; 9 — всасывающее окно;
10 — стяжные болты; 11 — ведомый вал;
12 — синхронизирующие шестерни; 13 — линия нагнетания; 14 — мёртвая зона; R — радиус цилиндра;
 d — высота рабочей камеры ($d = 2r$, где r — радиус окон) [2]
Fig. 1. Diagram of a straight-tooth rotary pump: 1 — housing;
2 — working chamber; 3 — drive shaft; 4 — discharge window;
5 — sealing disc; 6 — cavity; 7 — tooth; 8 — rotor;
9 — suction window; 10 — clamping bolts; 11 — driven shaft;
12 — synchronizing gears; 13 — discharge line;
14 — dead zone; R — cylinder radius; d — working chamber height ($d = 2r$, where r — distribution port's radius) [2]

что обеспечивает высокий кавитационный запас в различных режимах его работы. Численное моделирование течения в каналах роторного насоса, подтвердившее значимость геометрии проточной части, выполнено в работе [10].

В результате анализа рассмотренных работ была сформулирована цель исследования — уточнение математической модели прямозубого роторного насоса путём включения в неё детального описания процесса перекрытия окон всасывания и нагнетания зубом ротора.

Материалы и методы

На рис. 1 показана схема прямозубого роторного насоса. Рассмотрим принцип ее работы: при вращении приводного вала 3 ротор 8 перемещается внутри рабочей камеры 2. Зуб 7 выполняет функцию вытеснителя и разделяет камеру на полости всасывания и нагнетания. За движущимся зубом объём рабочей полости увеличивается, давление снижается, и жидкость поступает через всасывающее окно 9. Перед зубом объём полости уменьшается, вследствие чего давление жидкости возрастает, и она вытесняется через нагнетательное окно 4 в линию нагнетания 13.

Для прохождения зуба через зону сопряжения рабочих органов предусмотрен синхронно вращающийся уплотнительный диск 5 с впадиной 6. В определённый момент зуб входит во впадину и вместе с диском проходит мёртвую зону 14, отделяющую полость высокого давления от всасывающей полости. Установленный в линии нагнетания самодельствующий обратный клапан (на рисунке не показан) открывается при превышении давления в рабочей камере над давлением в трубопроводе и предотвращает обратное движение жидкости (вместо обратного клапана может быть установлен гидродиод). После выхода зуба из мёртвой зоны рабочий цикл повторяется.

Как отмечалось ранее, существующие математические модели прямозубого роторного насоса не учитывают перекрытия окон всасывания и на-

гнетания зубом ротора. Для описания этого явления существующая математическая модель рабочих процессов насоса должна быть дополнена уравнениями течения жидкости через всасывающее и нагнетательное окна в процессе прохождения мимо них зуба ротора.

Для нахождения мгновенных давлений и скоростей в сечениях нагнетательного и всасывающего окна необходимо воспользоваться уравнением Бернулли и уравнением неразрывности для двух сечений потока жидкости в окнах нагнетания и всасывания [11, 12]. Применительно к рассматриваемой конструкции получим для процесса нагнетания:

$$p_n = \frac{v_c^2 \rho}{2} + p_{\text{наг}} - \rho g(z_1 - z_2) + \Delta h, \quad (1)$$

для процесса всасывания:

$$p_{\text{вс}} = \frac{v_c^2 \rho}{2} + p_{\text{атм}} - \rho g(z_1 - z_2) + \Delta h, \quad (2)$$

где p_n — давление в полости нагнетания; $p_{\text{вс}}$ — давление в полости всасывания; $p_{\text{наг}}$ — давление в линии нагнетания; $p_{\text{атм}}$ — атмосферное давление; z_1, z_2 — геометрическая высота центров тяжести сечений; Δh — потери напора; ρ — плотность жидкости; v_c — средняя скорость течения жидкости, равная скорости вращения ротора; g — ускорение свободного падения.

Потери напора Δh можно найти по формуле Вейсбаха:

$$\Delta h = (\xi_1 + \xi_2 + \dots + \xi_n) \frac{v_c^2}{2g}, \quad (3)$$

где ξ_i — коэффициент потерь напора (вычисляется отдельно для каждого сопротивления от 1 до n); n — количество местных сопротивлений, расположенных между рассматриваемыми сечениями.

Таким образом, общие потери напора Δh определяются как сумма потерь напора на каждом сопротивлении:

$$\Delta h = h_1 + h_2 + \dots + h_n. \quad (4)$$

Основные потери при работе насоса — это потери на гидравлическое трение по длине. Согласно работе [13], потери напора $h_{\text{тр}}$ на преодоление сопротивления трения по длине L_K в рабочих полостях насоса можно рассчитать по формуле Дарси — Вейсбаха:

$$h_{\text{тр}} = \lambda \frac{v_c^2}{2g} \frac{L_K}{D}, \quad (5)$$

где λ — коэффициент потерь на трение, который определяется для гладких жёстких трубопроводов при ламинарном течении зависимостью $\lambda = 64/Re$, а для гибких труб $\lambda = 96/Re$; для турбулентного течения и Re в пределах от критического значения до $Re = 10^5$ используют формулу Блазиуса $\lambda = 0,3164/Re^{0,25}$; для больших Re (более 10^4) применяют формулу Горшкова — Кантакузена $\lambda = 0,16/Re^{0,19}$; Re — число Рейнольдса; D — характерный диаметр сечения [14, 15].

В случае если сечение рабочей камеры больше, чем сечение всасывающего и нагнетательного трубопроводов, к потерям напора по длине добавляют-

ся потери при внезапном расширении (когда жидкость поступает из всасывающего трубопровода в рабочую камеру) и при внезапном сужении (когда жидкость поступает из рабочей камеры в нагнетательный трубопровод). Потери при внезапном расширении рассчитываются по формуле:

$$h_{\text{вн.р}} = \xi_{\text{вн.р}} \frac{v_c^2}{2g}, \quad (6)$$

где $\xi_{\text{вн.р}}$ — коэффициент местного сопротивления при внезапном расширении, определяемый по формуле Борда — Карно $\xi_{\text{вн.р}} = (S/S_2 - 1)^2$; S и S_2 — площади сечений рабочей камеры и всасывающего трубопровода соответственно [16].

Потери напора при внезапном сужении рассчитываются по формуле:

$$h_{\text{вн.с}} = \xi_{\text{вн.с}} \frac{v_c^2}{2g}, \quad (7)$$

где $\xi_{\text{вн.с}}$ — коэффициент местного сопротивления при внезапном сужении.

Коэффициент местного сопротивления при попадании жидкости из рабочей камеры в нагнетательный трубопровод определяется по формуле Борда — Идельчика [17]:

$$\xi_{\text{вн.с}} = 0,5 \cdot \left(1 - \frac{S_2}{S}\right), \quad (8)$$

где S и S_2 — площади сечений рабочей камеры и нагнетательного трубопровода соответственно.

При вращении ротора зуб осуществляет перекрытие окон всасывания и нагнетания, при этом возникают дополнительные потери напора движущейся жидкости $h_{\text{п.о}} = \xi_{\text{п.о}} v_c^2 / (2g)$, где $\xi_{\text{п.о}}$ — коэффициент местного сопротивления при перекрытии окна.

Найдём потери напора при протекании жидкости через частично перекрытое окно. Исходными данными в расчётах являются радиус рабочей камеры R (сумма радиуса ротора и высоты зуба), радиус окна r и угол поворота ротора β_1 (рис. 2).

На рис. 2 представлена схема перекрытия окна зубом насоса в том случае, если окно представляет собой окружность, вписанную в высоту рабочей полости. Из рис. 2а видно, что при вращении ротора и прохождении зуба в зоне окна, имеющего радиус r , проходное сечение окна представляет собой сегмент.

При изменении угла положения зуба β этот сегмент поворачивается относительно центра вращения ротора (точка O), и происходит изменение длины хорды и площади проходного сечения окна, но при этом в сечении всегда будет сохраняться вид фигуры в форме сегмента (рис. 2б).

Так как площадь поперечного сечения канала для прохода жидкости при перемещении по окну зуба ротора переменная, то мгновенная площадь поперечного сечения канала через окно S_k вычисляется по формуле:

$$S_k = S_{\text{ок}} - S_3, \quad (9)$$

где S_3 — площадь сегмента, перекрываемого зубом; $S_{\text{ок}} = \pi r^2$ — площадь окна.

В том случае, когда $\alpha_1 \leq 180^\circ$, площадь сегмента S_3 рассчитывается по формуле:

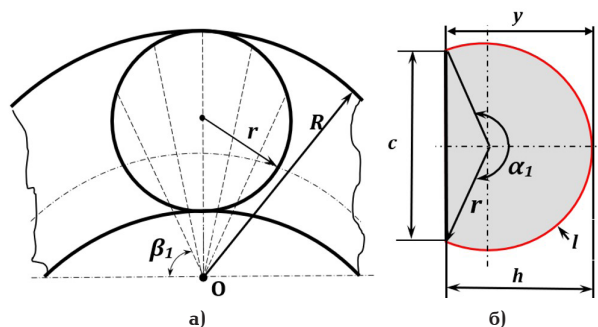


Рис. 2. Схема перекрытия окна рабочим органом насоса (а) и площадь проходного сечения окна (б)

Fig. 2. Scheme of the window being covered by the pump's working element (a) and the area of the distribution port's flow section (b)

Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

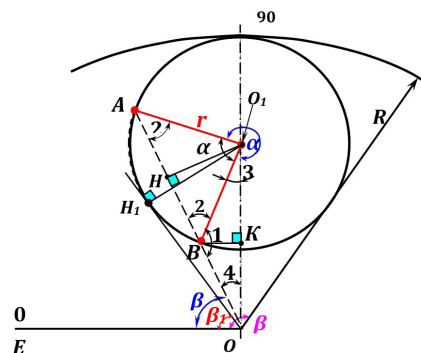


Рис. 3. Определение угла сегмента α
Fig. 3. Determining the angle of the α segment

Источник / Source: разработано авторами / compiled by the authors

$$S_3 = \frac{1}{2} r^2 \left(\alpha_1 \frac{\pi}{180^\circ} - \sin \alpha_1 \right), \quad (10)$$

где r — радиус окружности окна; α_1 — угол сегмента (в градусах).

В том случае, когда $\alpha_1 > 180^\circ$:

$$S_3 = \frac{1}{2} r^2 \left((360^\circ - \alpha_1) \frac{\pi}{180^\circ} + \sin \alpha_1 \right). \quad (11)$$

В процессе математического моделирования необходимо вычислить значение угла β_1 (рис. 3), устанавливающего взаимосвязь угла поворота ротора относительно выбранной базовой точки E , соответствующей 0° . Рассмотрим случай, когда OE перпендикулярна вертикальной оси, проходящей через центр окна, причём точка O лежит на этой оси на расстоянии R от дуги CD . Тогда угол β_1 — угол, на котором зуб начинает взаимодействие с окном.

Очевидно, что данный угол зависит от радиуса рабочей камеры и радиуса окна:

$$\beta_1 = 90^\circ - \arcsin \left(\frac{r}{R - r} \right), \quad (12)$$

$$\beta_0 = 180^\circ - \beta_1, \quad (13)$$

где β_0 — угол окончания взаимодействия зуба и окна.

Однако в определении площади сегмента, образованного при частичном перекрытии зубом окна, остаётся важный вопрос о взаимосвязи углов α и β , для рассмотрения которого следует вновь обратиться к рис. 3, из которого видно, что

$$\alpha = 360^\circ - \alpha_1. \quad (14)$$

Из треугольника O_1BO видно, что $BO_1^2 = OB^2 + OO_1^2 - 2 \cdot OB \cdot OO_1 \cdot \cos 4$. С учётом $BO_1 = r$, $OO_1 = R - r$, $\cos 4 = \cos(90^\circ - \beta)$, получим:

$$OB_2 - 2(R - r)\cos(90^\circ - \beta) \cdot OB + (R - r)^2 - r^2 = 0. \quad (15)$$

Откуда, решая квадратное уравнение:

$$OB = \frac{2(R - r)\cos(90^\circ - \beta) \pm \sqrt{4(R - r)^2 \cos^2(90^\circ - \beta) + 4(r^2 - (R - r)^2)}}{2}. \quad (16)$$

Видно, что дискриминант будет положителен только при $\beta_1 \leq \beta \leq 90^\circ$, что является непосред-

ственным условием использования данного выражения.

Так как $R \gg r$, тогда значение OB , для вычисления которого будет вычитаться корень из дискриминанта, будет отрицательным, что невозможно, т. к. длина отрицательной быть не может. Таким образом, для определения длины OB требуется складывать слагаемые в числителе. Тогда

$$OB = (R - r) \left(\cos(90^\circ - \beta) + \sqrt{\cos^2(90^\circ - \beta) + \frac{r^2}{(R - r)^2} - 1} \right). \quad (17)$$

Из треугольника OBK с учётом (17) видно, что

$$BK = \sin(90^\circ - \beta) \times (R - r) \left(\cos(90^\circ - \beta) + \sqrt{\cos^2(90^\circ - \beta) + \frac{r^2}{(R - r)^2} - 1} \right). \quad (18)$$

Так как $\alpha_1 = 2(90^\circ - \arcsin(BK/r))$, то, с использованием формулы (18), можно получить следующее уравнение:

$$\alpha_1 = 2 \left(90^\circ - \arcsin \left(\frac{\sin(90^\circ - \beta) \cdot (R - r) \left(\cos(90^\circ - \beta) + \sqrt{\cos^2(90^\circ - \beta) + \frac{r^2}{(R - r)^2} - 1} \right)}{r} \right) \right). \quad (19)$$

Уравнение для вычисления приближённого значения коэффициента местного сопротивления (потери) на перекрытие окна $\xi_{п.о}$ от угла его раскрытия y/D ($D = 2R$, рис. 2) выражается формулой [13]:

$$\xi_{п.о} = 138458 \left(\frac{y}{D} \right)^6 - 453092 \left(\frac{y}{D} \right)^5 + 576901 \left(\frac{y}{D} \right)^4 - 360691 \left(\frac{y}{D} \right)^3 + 114832 \left(\frac{y}{D} \right)^2 - 17399 \left(\frac{y}{D} \right) + 991,24. \quad (20)$$

Значению y соответствует высота сегмента h , определяемая по формуле:

$h = r(1 - \cos(\alpha_1/2))$ и выраженная через угол α : $y = r \cos(\alpha_1/2) + r$, или $y = r(1 - \cos(\alpha/2))$. Тогда:

$$\frac{y}{D} = \frac{1}{2} \left(1 + \cos \frac{\alpha_1}{2} \right) \text{ или } \frac{y}{D} = \frac{1}{2} \left(1 - \cos \frac{\alpha}{2} \right). \quad (21)$$

Определив по формуле (19) угол α_1 или по формуле (14) угол α и величину y/D по формуле (21), выражение (20) можно представить в виде уравнения:

$$\xi_{п.о} = 138458 \left(\frac{1}{2} - \frac{1}{2} \cos \frac{\alpha}{2} \right)^6 - 453092 \left(\frac{1}{2} - \frac{1}{2} \cos \frac{\alpha}{2} \right)^5 + 576901 \left(\frac{1}{2} - \frac{1}{2} \cos \frac{\alpha}{2} \right)^4 - 360691 \left(\frac{1}{2} - \frac{1}{2} \cos \frac{\alpha}{2} \right)^3 + 114832 \left(\frac{1}{2} - \frac{1}{2} \cos \frac{\alpha}{2} \right)^2 - 17399 \left(\frac{1}{2} - \frac{1}{2} \cos \frac{\alpha}{2} \right) + 991,24. \quad (22)$$

Результаты

Использование описанного метода позволяет уточнить расчёты течения жидкости не только

в прямозубых насосах, но и во всех агрегатах, где потоки регулируются путём их перекрытия подвижными элементами, кинематически связанными с вращением рабочего органа, с учётом возможных особенностей формы окон и вытеснителя.

Полученные аналитические зависимости (19) и (22) дают возможность количественно оценить изменение гидравлического сопротивления в зависимости от угла поворота ротора и геометрических параметров насоса. На основе этих выражений можно построить графики изменения коэффициента местного сопротивления и потерь напора в процессе перекрытия окна, что позволяет выявить наиболее неблагоприятные с точки зрения гидравлических потерь положения зуба.

Разработанный метод расчёта процесса перекрытия зубом нагнетательного и всасывающего окна в прямозубом насосе позволяет более точно рассматривать процесс изменения давления нагнетаемой жидкости в рабочей полости насоса. Уточнённая математическая модель может использоваться при проектировании, в том числе в части оптимизации формы зуба и нагнетательного окна. Разработанный метод расчёта может использоваться при проектировании аналогичных по конструкции агрегатов.

Заключение

Рассмотрена возможность геометрического моделирования ассоциированных множеств, то есть множеств, элементы одного из которых зависят от всех или некоторых элементов другого множества. Геометрическая модель получается многомерной, и ассоциированность множеств выражается системами взаимосвязанных уравнений.

Предложен алгоритм построения однопараметрического семейства множеств взаимно связанных

кривых, удовлетворяющих соответствующим множествам граничных условий. Оставленный свободным параметр служит для организации итерационного процесса приближения построенных кривых к соответствующим граничным условиям. Форма кривых определяется структурой аппроксимирующей функции и значениями числовых коэффициентов.

Рассмотрен практический пример применения описанного подхода. Он заключается в построении прогнозирующей геометрической модели изменения формы трехслойного тканевого пакета, находящегося под воздействием внешней силы. Свободный параметр имитирует суммарную жесткость пакета. Указанный подход возможен для численного моделирования многослойных пакетов, но этот вопрос оставлен для следующих публикаций, как и вопрос о суммарной жесткости пакета.

Финансирование / Funding

Исследование выполнено за счёт гранта Российского научного фонда № 25–29–20146 (<https://rscf.ru/project/25-29-20146/>) и гранта Омской области.

The study was funded by the Russian Science Foundation grant No. 25–29–20146 (<https://rscf.ru/project/25-29-20146/>) and the Omsk Region grant.

Список источников / References

1. Шейпак А. А. История создания насосов и механика жидкости (посвящается столетию кафедры Э10 МГТУ им. Н. Э. Баумана) // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н. Э. Баумана. 2015. № 5. С. 1–18. EDN: UBXQYZ.
2. Sheypak A. A. Istoriya sozdaniya nasosov i mekhanika zhidkosti (posvyashchayetsya stoletiyu kafedry E10 MGTU im. N. E. Bauman). *Nauka i Obrazovaniye: Nauchnoye Izdaniye MGTU im. N. E. Bauman*. 2015;5:1–18. EDN: UBXQYZ. (In Russ.).
3. Григорьев А. В., Щерба В. Е., Болштынский А. П. Проектирование прямозубого роторного насоса // Омский научный вестник. 2010. № 3 (93). С. 81–84. EDN: OFSNLD.
4. Grigoriev A. V., Scherba V. E., Bolshtyanskiy A. P. Design of straight tooth rotary pump. *Omsk Scientific Bulletin*. 2010;3(93):81–84. EDN: OFSNLD. (In Russ.).
5. Григорьев А. В., Щерба В. Е., Болштынский А. П. Математическое моделирование рабочих процессов прямозубого бицилиндрического насоса // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2015. № 2. С. 26–30. EDN: RXANMX.
6. Grigor'yev A. V., Shcherba V. E., Bolshtyanskiy A. P. Matematicheskoye modelirovaniye rabochikh protsessov pryamozubogo bitsilindricheskogo nasosa. *Khimicheskoye i Neftegazovoye Mashinostroyeniye*. 2015;2:26–30. EDN: RXANMX. (In Russ.).
7. Кайгородов С. Ю., Кузнецов Н. Е., Забровский В. Л. Разработка методики расчёта силы инерции жидкости в математической модели прямозубого роторного насоса // Омский научный вестник. Серия «Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение». 2025. Т. 9, № 3. С. 14–21. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2025-9-3-14-21>. EDN: BDLWZI.
8. 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;3(9):14–21. <https://doi.org/10.25206/2588-0373-2025-9-3-14-21>. EDN: BDLWZI. (In Russ.).
9. Кайгородов С. Ю. Экспериментальное подтверждение возможности применения гидравлического диода в линии нагнетания прямозубого роторного насоса // Вестник машиностроения. 2020. № 4. С. 56–58. <https://doi.org/10.36652/0042-4633-2020-4-56-58>. EDN: JHBOQF.

Kaygorodov S. Yu. Experimental confirmation of the possibility of using a hydraulic diode in the discharge line of a spur rotary pump. *Vestnik Mashinostroyeniya*. 2020;4:56–58. <https://doi.org/10.36652/0042-4633-2020-4-56-58>. EDN: JHBOQF. (In Russ.).

6. Григорьев А. В., Нестеренко Г. А. Особенности проектирования прямозубого бесклапанного насоса // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2019. № 12. С. 30–33. EDN: SKEOWT.
7. Grigor'yev A. V., Nesterenko G. A. Osobennosti proyektirovaniya pryamozubogo besklapannogo nasosa. *Khimicheskoye i Neftegazovoye Mashinostroyeniye*. 2019;12:30–33. EDN: SKEOWT. (In Russ.).
8. Wang D., Chen C., Dong H. Investigation of the Pressure Fluctuation of Piston Chambers with Variable Slot Geometry. *Machines*. 2023;11(2):225. <https://doi.org/10.3390/machines11020225>. EDN: RUYBML.
9. Panchenko A., Voloshina A., Boltyansky O. [et al.]. Designing the flow-through parts of distribution systems for the PRG series planetary hydraulic motors. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018;3(1):67–77. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2018.132504>. EDN: YASIPB.
10. Rodionov Yu. V., Selivanov Yu. T., Nikitin D. V. [et al.]. Design of Liquid-Ring Vacuum Pump with Adjustable Degree of Internal Compression. *Chemical and Petroleum Engineering*. 2021;57:477–483. <https://doi.org/10.1007/s10556-021-00962-5>. EDN: IEAPJM.
11. Kovačević A., Rane S. Challenges in 3D CFD Modelling of Rotary Positive Displacement Machines. *Journal of Physics: Conference Series*. 2021;1909:012063. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1909/1/012063>.
12. Щерба В. Е., Шалай В. В., Григорьев А. В. [и др.]. Анализ влияния длин щелевого уплотнения ступенчатого вида на рабочие процессы и энергетические характеристики поршневой гибридной энергетической машины // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2018. № 5. С. 44–51. <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2018-5-44-51>. EDN: URISPL.
13. Shcherba V. E., Shalai V. V., Grigoriev A. V. [et al.]. An analysis of influence of the lengths of stepped slot seals on working processes and power characteristics of piston hybrid power machines. *Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*. 2018;5:44–51. <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2018-5-44-51>. EDN: URISPL.
14. Григорьев А. В. Конструкция и основы расчёта прямозубого роторного насоса: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Омск, 2011. 21 с. EDN: QHOOIP.
15. Grigor'yev A. V. Konstruktsiya i osnovy rascheta pryamozubogo rotornogo nasosa. Omsk, 2011. 21 p. EDN: QHOOIP. (In Russ.).
16. Crane Co. Flow of Fluids Through Valves, Pipes, Pumps and Fittings: Technical Paper No. 410. Crane Process Flow Technologies, 2022. 288 p.
17. Черкасских С. Н., Феденков В. В. Расчёт утечек жидкости в гидромашине перистальтического действия // Известия МГТУ «МАМИ». 2024. Т. 18, № 4. С. 289–298. <https://doi.org/10.17816/2074-0530-643454>. EDN: SLZQDB.
18. Cherkasskikh S. N., Fedenkov V. V. The calculation of fluid leaks in the peristaltic hydraulic machine. *Izvestia MGTU MAMI*. 2024;18(4):289–298. <https://doi.org/10.17816/2074-0530-643454>. EDN: SLZQDB. (In Russ.).
19. Китаев Д. Н. Верификация моделей расчета коэффициента гидравлического трения в водяных тепловых сетях // Научный журнал строительства и архитектуры. 2025. № 3 (79). С. 39–49. <https://doi.org/10.36622/2541-7592.2025.79.3.004>. EDN: UXVDLK.
20. Kitaev D. N. Verification of models for calculating the hydraulic friction coefficient in water heat networks. *Russian Journal of Building Construction and Architecture*. 2025;3(79):39–49. <https://doi.org/10.36622/2541-7592.2025.79.3.004>. EDN: UXVDLK. (In Russ.).
21. Дербичев В. С., Иншаков Р. С., Роман К. С. [и др.]. Уточнение коэффициентов местного сопротивления для ги-

гидравлического расчета газопроводов // Вестник Евразийской науки. 2019. Т. 11, № 3. С. 33. EDN: VYKVMH.

Derbichev V. S., Inshakov R. S., Roman K. S. [et al.]. Refinement of local resistance coefficients for hydraulic calculation of gas pipelines. *The Eurasian Scientific Journal*. 2019;11(3):33. EDN: VYKVMH. (In Russ.).

17. Кондратьев А. С., Огородник К. Ф., Фриха М. О расчете коэффициента местного гидравлического сопротивления диафрагм в переходной и ламинарной областях течения // Известия МГТУ «МAMI». 2021. Т. 15, № 1. С. 32–37. <https://doi.org/10.31992/2074-0530-2021-47-1-32-37>. EDN: RONOZS.

Kondratyev A. S., Ogorodnik K. F., Frikha M. Calculation of the coefficient of local hydraulic diaphragm resistance in transitional and laminar areas of flow. *Izvestia MGTU MAMI*. 2021;15(1):32–37. <https://doi.org/10.31992/2074-0530-2021-47-1-32-37>. EDN: RONOZS. (In Russ.).

Вклад авторов:

Е. А. Павлюченко. Постановка цели и задач исследования, анализ состояния вопроса, разработка математической модели течения жидкости при перекрытии распределительных окон прямозубого роторного насоса, вывод аналитических зависимостей для площади проходного сечения окна и коэффициента местного сопротивления, формулирование выводов, подготовка текста статьи.

А. С. Павлюченко. Проведение обзора литературных источников, обоснование допущений математической модели, вывод геометрических соотношений для угла сегмента и площади перекрытия окна, разработка расчётного подхода, анализ результатов моделирования, подготовка текста статьи.

А. А. Прусов. Постановка задач исследования, анализ конструкции прямозубого роторного насоса, интерпретация результатов расчётов гидравлических потерь и изменения давления в рабочей камере, оценка адекватности предложенной модели, формулирование выводов, подготовка текста статьи.

Authors' contribution:

Evgeny A. Pavlyuchenko. Formulation of the research goal and objectives, analysis of the issue, development of a mathematical model of fluid flow when closing distribution windows of a straight-tooth rotary pump, derivation of analytical dependencies for the area of the passage section of the port and the coefficient of local resistance, formulation of conclusions, preparation of the text of the article.

Aleksandra S. Pavlyuchenko. Conducting a review of literary sources, substantiating the assumptions of the mathematical model, deducing geometric relationships for the segment angle and the overlap area of the port, developing a computational approach, analysing modeling results, preparing the text of the article.

Aleksander A. Prusov. Formulation of the research objectives, analysis of the design of a straight-tooth rotary pump, interpretation of the results of calculations of hydraulic losses and pressure changes in the working chamber, assessment of the adequacy of the proposed model, formulation of conclusions, preparation of the text of the article.

Информация об авторах:

ПАВЛЮЧЕНКО Евгений Александрович, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Гидромеханика и транспортные машины» Омского госу-

дарственного технического университета (ОмГТУ), г. Омск.

SPIN-код: 6223-7909

AuthorID (РИНЦ): 644122

AuthorID (SCOPUS): 55956907000

ResearcherID: N-4395-2013

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6109-7449>

e-mail: hystonru@mail.ru

ПАВЛЮЧЕНКО Александра Сергеевна, ассистент кафедры «Гидромеханика и транспортные машины» ОмГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 1275-0803

AuthorID (РИНЦ): 1325466

e-mail: sanjaomsk@mail.ru

ПРУСОВ Александр Александрович, аспирант кафедры «Гидромеханика и транспортные машины» ОмГТУ, г. Омск.

e-mail: rudel.alexander@yandex.ru

Прозрачность финансовой деятельности: авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

При подготовке данной рукописи авторы не использовали генеративный искусственный интеллект или аналогичные автоматизированные инструменты.

Статья поступила в редакцию 19.08.2026; одобрена после рецензирования 14.09.2026; принята к публикации 16.09.2026.

Information about the authors:

PAVLYUCHENKO Evgeny Aleksandrovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Hydromechanics and Transport Machines Department, Omsk State Technical University, Omsk.

SPIN-code: 6223-7909

AuthorID (RSCI): 644122

AuthorID (SCOPUS): 55956907000

ResearcherID: N-4395-2013

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6109-7449>

e-mail: hystonru@mail.ru

PAVLYUCHENKO Aleksandra Sergeevna, Assistant of the Hydromechanics and Transport Machines Department, Omsk State Technical University, Omsk.

SPIN-code: 1275-0803

AuthorID (RSCI): 1325466

e-mail: sanjaomsk@mail.ru

PRUSOV Aleksander Aleksandrovich, Graduate Student of the Hydromechanics and Transport Machines Department, Omsk State Technical University, Omsk.

e-mail: rudel.alexander@yandex.ru

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

The authors have read and approved the final manuscript.

The authors did not use the Artificial Intelligence or similar automated tools in the article.

The article was submitted 19.08.2026; approved after reviewing 14.09.2026; accepted for publication 16.09.2026.