

МЕТОДИКА РАСЧЕТА МЕХАНИЗМА ПОДВИЖНОЙ ЛОПАСТНОЙ СИСТЕМЫ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ НИЗКОЙ БЫСТРОХОДНОСТИ

К. Е. Денисов, А. К. Лямасов

Национальный исследовательский университет «МЭИ»,
Россия, 111250, г. Москва, ул. Красноказарменная, 14, стр. 1

В статье представлены основные этапы методики расчета механизма поворота лопаток рабочего колеса тихоходного центробежного насоса. Основная задача представленного подхода — улучшение энергоэффективности насосного агрегата. В качестве объекта исследования выбрано рабочее колесо насоса марки ЦМГ М 12,5/80 (напор $H = 80$ м, подача $Q_{\text{онт}} = 12,5$ м³/ч).

На первом этапе были выполнены расчеты оптимизированной геометрии проточной части рабочего колеса при номинальной, повышенной и пониженной подачах. Анализ результатов CFD-расчетов показал, что при увеличении расхода угол охвата лопасти должен уменьшаться, а угол на выходе — расти при неизменной входной кромке. На основе этого было принято решение для регулирования поворота каждой лопатки на угол, обеспечивающий максимальный гидравлический КПД при той или иной подаче. Таким образом, был проведен численный эксперимент по подбору диапазона угла поворота лопасти при подачах $0,7 Q_{\text{онт}}$ и $1,3 Q_{\text{онт}}$, что позволило получить зависимость положения лопасти от подачи.

На втором этапе на основе геометрии кинематики выведены аналитические формулы, связывающие угол поворота лопасти с внешним диаметром рабочего колеса и выходным углом лопасти, что способствовало построению теоретических характеристик напора рабочего колеса с неподвижной и адаптивной лопастными решётками. Проведённые теоретические исследования подтверждают результаты, полученные в ходе численного эксперимента. Была разработана методика расчета механизма поворота лопастей, который основан на пружинном элементе и усилии которого определяется в результате расчетов суммарной гидравлической силы, воздействующей на лопасть со стороны рабочей среды.

Ключевые слова: центробежный насос, рабочее колесо, лопастная решётка, регулирование центробежного насоса, энергетическая эффективность, гидродинамика, численное моделирование, оптимизация проточной части.

Для цитирования: Денисов К. Е., Лямасов А. К. Методика расчета механизма подвижной лопастной системы центробежных насосов низкой быстроходности // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 3. С. 57–63. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-3-57-63. EDN: MRQFSK.



© Денисов К. Е., Лямасов А. К., 2025.
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

METHODOLOGY FOR CALCULATING THE ACTUATION MECHANISM OF A MOVABLE BLADE SYSTEM IN LOW-SPECIFIC-SPEED CENTRIFUGAL PUMPS

K. E. Denisov, A. K. Liasov

National Research University "Moscow Power Engineering Institute",
Russia, Moscow, Krasnokazarmennaya St., 14, bld. 1, 111250

The paper outlines the principal stages of a calculation methodology for the blade-rotation mechanism of a low-specific-speed centrifugal pump impeller. The primary objective of the proposed approach is to enhance the energy efficiency of the pumping unit. The study focuses on an impeller of the CMG M 12.5/80 pump (head $H = 80$ m, design flow $Q_{\text{онт}} = 12.5$ м³/h).

In the first stage, the optimized geometry of the impeller's flow passages is computed for nominal, increased and reduced flow rates. CFD results revealed that, as flow increases, the blade wrap angle must

decrease while the exit angle must increase, with the leading edge remaining fixed. Based on this insight, an adaptive control strategy is adopted, prescribing a rotation angle for each blade that maximizes hydraulic efficiency at each operating point. A numerical experiment was conducted, varying the blade rotation angle at flows of $0.7 Q_{opt}$ and $1.3 Q_{opt}$ to derive the correlation between the blade position and the flow rate.

In the second stage, analytical expressions are derived considering the blade rotation angle to impeller outer diameter and blade exit angle, enabling construction of theoretical head curves for both fixed and adaptive blade configurations. Theoretical investigations corroborate the numerical findings. The calculation methodology has been developed for a spring-based blade actuation mechanism, for calculating the blade rotation mechanism, which is based on a spring element, and the force of which is determined by calculating the total hydraulic force acting on the blade from the working medium.

Keywords: centrifugal pump, impeller, vane grate, regulation of the centrifugal pump, energy efficiency, hydrodynamics, numerical modeling, optimization of the flow rate.

For citation: Denisov K. E., Liasosov A. K. Methodology for calculating the actuation mechanism of a movable blade system in low-specific-speed centrifugal pumps. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 3. P. 57–63. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-3-57-63. EDN: MRQFSK.



© Denisov K. E., Liasosov A. K., 2025.

The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

Введение

Ранее был предложен подход к проектированию центробежных рабочих колёс низкой быстроходности, основанный на внедрении в рабочее колесо (РК) механизма поворота каждой отдельно взятой лопатки относительно своей локальной оси вращения по подобию принципа, использующегося для регулирования положения лопаток направляющих аппаратов гидротурбин [1].

Структура подхода состоит из следующих этапов:

1) расчет геометрии проточной части (меридианной проекции и лопастной решётки) РК на рабочую точку Q_{opt} с проведением оптимизации [2–5];

2) расчет геометрии лопастной решётки на повышенную и пониженную подачи $1,3 Q_{opt}$ и $0,7 Q_{opt}$ соответственно. Геометрия меридианной проекции фиксирована и соответствует Q_{opt} ;

3) предыдущие два этапа дают представление о том, как должна меняться форма лопастной решётки РК с ростом подачи. На основе характера изменения формы лопастной решётки проводится анализ возможных схем реализации поворота лопатки на практике [6, 7];

4) реализация механизма адаптации лопастной решетки по расходу на практике и верификация путём проведения натурных испытаний.

В качестве объекта исследования было выбрано рабочее колесо центробежного насоса с магнитной муфтой марки ЦМГ М 12,5/80, рассчитанный на напор $H=80$ м при подаче $Q_{opt}=12,5$ м³/ч, потребляемая мощность при этом составляет 18,5 кВт.

Подробный расчет оптимизированной геометрии РК на разные подачи показал, что с ростом подачи форма лопасти должна меняться так, как показано на рис. 1а, а именно угол охвата лопасти θ_λ уменьшается, угол лопасти на выходе β_2 увеличивается, а входная кромка остаётся без изменений. Исходя из этого, было принято решение взять лопастную решётку $1,0 Q_{opt}$ и поворачивать каждую лопатку относительно выбранной оси вращения, расположенной вблизи входной кромки, на определённый угол α_λ , как показано на рис. 1б.

Теоретическое обоснование методики расчета механизма поворота лопастной решётки

Для определения, на какой угол α_λ должна быть повернута лопасть при той или иной подаче необходимо задаться некоторым условием, определяющим

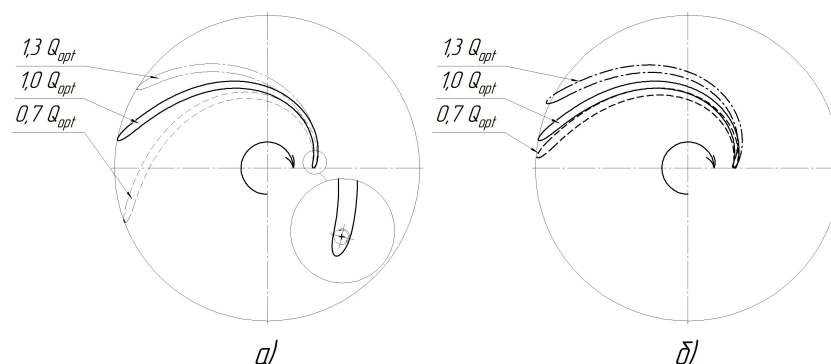


Рис. 1. Состояния лопастной решётки при разных подачах:
 а — полученные в ходе CFD-расчетов; б — при повороте лопатки, рассчитанной на optimum подачи относительно оси, расположенной у её входной кромки
Fig. 1. Blade-grid configurations at different flow rates:
 а — as determined by CFD simulations; б — after rotating the blade designed for optimum flow rate by the axis located at its leading edge

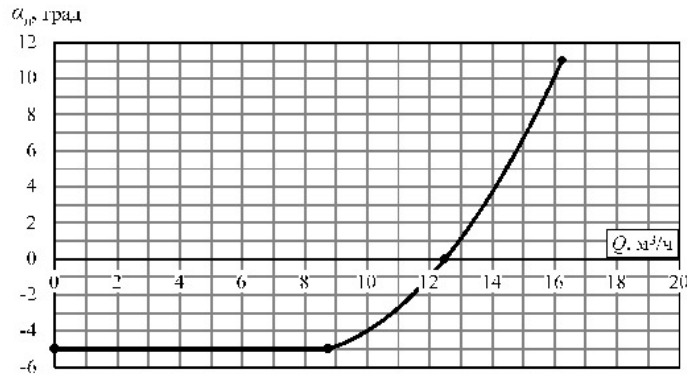


Рис. 2. Зависимость угла поворота лопасти от подачи РК
 Fig. 2. Dependence of the blade rotation angle on the impeller flow rate

зависимость $\alpha_\lambda(Q)$. Так как изначально в качестве определяющего целевого функционала был выбран гидравлический КПД, то условие должно быть таковым, чтобы угол $\alpha_\lambda(Q)$ обеспечивал наивысший гидравлический КПД [8]. Определим зависимость $\alpha_\lambda(Q)$ с помощью гидродинамического моделирования. Постановка расчетов соответствует тому, как это было описано в [1]. Для определения зависимости $\alpha_\lambda(Q)$ была составлена простая таблица эксперимента с различными значениями $\alpha_\lambda = -10 \dots 0^\circ$ при граничном условии $Q = 0,7 Q_{\text{опт}}$ и $\alpha_\lambda = 0 \dots 25^\circ$ при $Q = 1,3 Q_{\text{опт}}$.

Таким образом, была определена зависимость угла поворота лопасти от подачи (рис. 2).

Изменение положения лопастной решетки меняет характеристики рабочего колеса, такие как углы лопасти на входе β_1 и выходе β_2 , внешний диаметр рабочего колеса D_2 , радиус положения входной кромки и диффузорность межлопастного канала. Такие параметры, как внешний диаметр и угол лопасти на выходе, оказывают влияние на теоретический напор РК.

Теоретический напор выражается формулой ниже:

$$H_T = \frac{(\pi D_2 n)^2}{3600 g} - \frac{n \cdot \text{ctg}(\beta_2)}{60 b g} \cdot Q. \quad (1)$$

Определим теоретические характеристики для проектируемого РК с неподвижной и подвижной лопастной решеткой. Для построения теоретической характеристики стационарной лопастной решетки все параметры известны. Для построения теоретического напора подвижной лопастной решетки определим законы изменения $D_2 = f(\alpha_\lambda)$ и $\beta_2 = f(\alpha_\lambda)$.

Общий случай нового состояния лопасти описывается двумя треугольниками: ABD и BCD (рис. 3). Прямая AD есть исходный радиус рабочего колеса R_2 . AC является новым радиусом РК R'_2 вследствие поворота лопасти на угол α_λ . Ось поворота задаётся длиной AB и углом θ между этой прямой и прямой AD . Соединив ось поворота лопасти, проходящую через точку B , с концом её скелетной линии, получим прямую BD . Точка C есть новое положение конца скелетной линии после поворота лопасти.

Рассмотрим треугольник ABD . У него известны две стороны и угол между ними. Тогда можем выразить сторону BD :

$$BD = \sqrt{AB^2 + AD^2 - 2AB \cdot AD \cdot \cos\theta}. \quad (2)$$

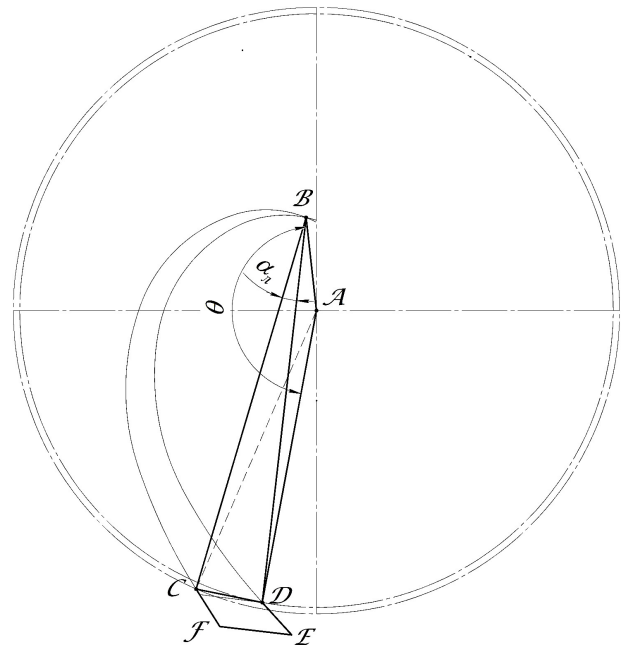


Рис. 3. Геометрические состояния лопасти до и после поворота
 Fig. 3. Blade geometry before and after rotation

Треугольник BCD является равнобедренным ($BC = BD$), следовательно, угол между AB и BD :

$$\angle ABD = \alpha_1 = \arccos\left(\frac{AB^2 + BD^2 - AD^2}{2AB \cdot BD}\right). \quad (3)$$

Таким образом, новый радиус R'_2 :

$$R'_2 = D_2/2 = AC = \sqrt{AB^2 + BC^2 - 2AB \cdot BC \cdot \cos(\alpha_1 + \alpha_\lambda)}. \quad (4)$$

Длина основания DC равнобедренного треугольника BCD :

$$DC = BD \cdot \sin \alpha_\lambda. \quad (5)$$

Угол между сторонами AD и AC :

$$\angle DAC = \alpha_2 = \arccos\left(\frac{AD^2 + AC^2 - DC^2}{2AD \cdot AC}\right). \quad (6)$$

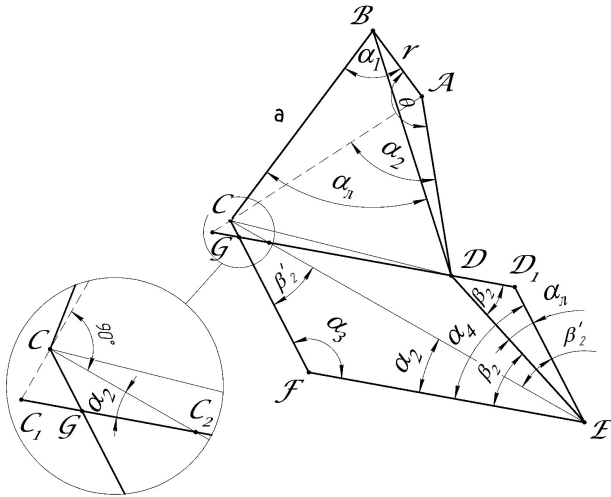


Рис. 4. Геометрические состояния лопасти до и после поворота
 Fig. 4. Blade geometry before and after rotation

Определим угол β'_2 , получаемый в результате поворота лопасти. Построим схему, изображенную на рис. 3, для удобного представления получаемого угла и увеличим фрагмент с четырёхугольником CDEF (рис. 4).

Прямая C_1D есть касательная, проведённая к окружности с радиусом R_2 в точке D . Прямая DE есть касательная, проведённая к скелетной линии через точку D . Угол между прямыми DE и C_1D есть угол лопасти на выходе β_2 . При повороте скелетной линии на угол α_λ образуются две аналогичные касательные CE и CF , а также новый угол лопасти на выходе β'_2 .

С помощью параллельного переноса прямой CF из точки F в точку E и удлинения прямой C_1D до перенесённой прямой получим треугольник EDD_1 . Угол между CF и ED равен углу α_λ , следовательно, угол $DED_1 = \alpha_\lambda$. Прямая FE построена параллельным переносом C_1D_1 . Четырёхугольник GD_1EF — параллелограмм. Угол DD_1E равен:

$$\angle DD_1E = \angle GFE = \alpha_3 = 180^\circ - \alpha_\lambda - \beta_2. \quad (7)$$

Из свойства параллелограмма угол D_1EF :

$$\begin{aligned} \angle D_1EF = \angle FGD_1 = \alpha_4 = \\ = (360^\circ - 2\alpha_3)/2 = 180^\circ - \alpha_3. \end{aligned} \quad (8)$$

Таким образом, новый угол лопасти на выходе:

$$\begin{aligned} \angle CED_1 = \angle FCE = \\ = \beta_2 = \alpha_4 - \alpha_2 = \alpha_\lambda + \beta_2 - \alpha_2. \end{aligned} \quad (9)$$

Для рассмотренного случая были выведены зависимости изменения угла β_2 и внешнего радиуса рабочего колеса R_2 при повороте цилиндрической лопасти относительно заданной оси вращения на угол, условно принятый как положительный и поворачивающий лопасть по часовой стрелке. Для случая, соответствующего повороту лопасти против часовой стрелки, выражение для определения β'_2 примет несколько иной вид.

Обозначим $AB = r$, $BC = a$. Проведем аналогичные геометрические вычисления для данного случая, получим итоговые зависимости для R_2 и β'_2 .

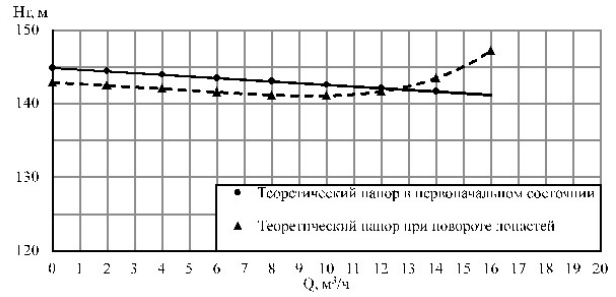


Рис. 5. Теоретический напор рабочего колеса: сплошная линия — с фиксированной лопастной решёткой; пунктирная линия — с подвижными лопастями
 Fig. 5. Theoretical head of the impeller: solid lines — with a fixed blade grid; dashed lines — with movable blades

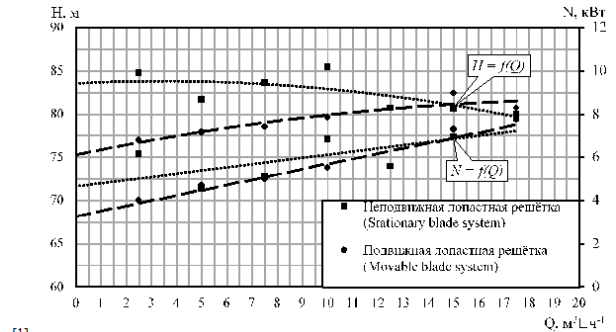


Рис. 6. Напор и затрачиваемая мощность на валу насоса с рабочими колесами, имеющими неподвижную и подвижную лопастную решётку: сплошные линии — кривые напора; пунктирные линии — кривые мощности
 Fig. 6. Head and power consumption on the pump shaft with stationary and movable blade systems: solid lines — head curves; dashed lines — power curves

$$R_2 = \sqrt{r^2 + a^2 - 2ra \cdot \cos(\alpha_2 + \alpha_\lambda)}; \quad (10)$$

$$\beta'_2(\alpha_\lambda) = \begin{cases} \beta_2 - \alpha_\lambda + \alpha_2, & \text{при } \alpha_\lambda < 0 \\ \beta_2 + \alpha_\lambda - \alpha_2, & \text{при } \alpha_\lambda \geq 0 \end{cases} \quad (11)$$

Задавшись законом изменения $\alpha_\lambda = f(Q)$, получим обновлённый вид теоретического напора рабочего колеса. На рис. 5 представлен вид теоретического напора рабочего колеса для неподвижной лопастной решётки и для неё же, но с заданной ранее осью вращения и полученным ранее законом поворота лопасти.

Оценим приведённый способ изменения характеристик центробежного колеса на примере изменения теоретического напора выражение (1), построив график изменения $H_T = f(Q)$ для рабочего колеса с неподвижными лопатками и $H_T = f(Q, D'_{2'}, \beta'_2)$ для рабочего колеса с изменяемой геометрией проточной части.

Известно, что фактический напор насоса отличается от теоретического на величину всех возникающих потерь в проточном тракте насоса [9, 10]. Тем не менее рассчитанный график зависимости $H'_T = f(Q)$ подтверждает восходящий тренд полученной ранее напорной характеристики насоса методом CFD-расчетов (рис. 6).

Методика расчета усилия, воздействующего на лопасть

Автоматический поворот лопатки может быть реализован с помощью управляющего механизма,

который может основываться на внешнем управляющем сигнале, например, соленоид или шаговый двигатель с системой управления. Также управляющий механизм может быть основан на равновесии сил. Второй способ менее точен, но является более простым и дешевым в реализации. Рассмотрим его в качестве базы для апробации методики поворота лопасти.

Известно, что на лопасть центробежного РК во время работы воздействуют различные гидродинамические усилия, которые дают результирующую силу F_r , а также центробежная сила $F_{ц}$. Если уравновесить сумму данных сил некоторой противодействующей силой $F_{п}$, направленной противоположно, то можно получить уравнение равновесия положения лопасти.

Так как каждая лопасть имеет свою ось вращения, то уравнением её равновесия будет являться сумма моментов:

$$M_{п} = M_r + M_{ц}. \quad (12)$$

Противодействующее усилие возможно реализовать, например, с помощью пружинного элемента, подобранного с определённым усилием. Для подбора пружинного механизма необходимо знать значение гидравлической силы F_r , создающей момент M_r .

Для расчета гидравлической силы и момента была разработана численная методика расчета результирующей гидродинамической силы, основанная на использовании данных, полученных в результате CFD-расчётов, в которых определено распределение давления по поверхности лопасти при различных подачах.

Исходные данные представляют собой массив координат точек поверхности (узлов конечно-элементарной сетки) и соответствующие им значения полного давления $p_i(x, y, z)$. Для вычисления полной силы и момента, действующих на лопатку, используется следующий алгоритм расчета:

- 1) поверхность лопасти аппроксимируется треугольной сеткой, каждая грань которой определяется тремя узлами с известными координатами и давлением;
- 2) для каждого треугольника вычисляется нормальный вектор, площадь и среднее давление;
- 3) элементарная сила, действующая на i -й треугольник, определяется как

$$dF_{ri} = -p_i^{cp} \cdot n_i \cdot dA_i, \quad (13)$$

где $p_{i,cp}$ — среднее давление на грани; n_i — единичный нормальный вектор наружу от поверхности; dA_i — площадь i -го треугольника;

- 4) суммарная сила F и момент M вычисляются по формулам:

$$F_r = \sum dF_{ri}, \quad (14)$$

$$M_r = \sum r_i \cdot dF_{ri}, \quad (15)$$

где r_i — радиус-вектор от оси вращения лопасти до центра i -го треугольника;

5) центр приложения результирующей силы давления определяется как взвешенный по давлению и площади центр масс поверхности:

$$r_{Cоп} = \frac{\sum p_i^{cp} \cdot dA_i \cdot r_i}{\sum p_i^{cp} \cdot dA_i}. \quad (16)$$

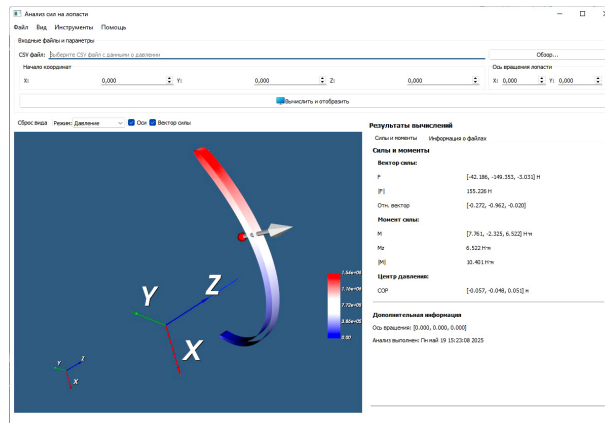


Рис. 7. Интерфейс программы для расчета усилия на лопасть
Fig. 7. Program interface for the blade force calculation

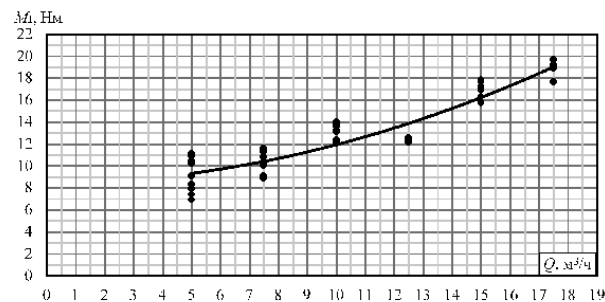


Рис. 8. Результирующий момент от гидравлических сил относительно выбранной оси вращения лопасти
Fig. 8. Resultant moment due to hydraulic forces about the selected blade rotation axis

Расчеты реализованы в виде программы на языке Python, использующей библиотеки NumPy и VTK. Ввод осуществляется из CSV-файла, содержащего координаты точек, давление и описание топологии поверхности.

Использование данной методики позволяет получить полное трёхмерное распределение сил на лопатку при любых режимах работы, а также рассчитать уравновешивающий момент и, следовательно, подобрать жёсткость пружинного механизма для сохранения оптимального угла установки лопасти (рис. 7).

Таким образом, была определена зависимость момента вращения M_r лопасти относительно определённой ранее оси вблизи входной кромки от подачи насоса, изображенная на рис. 8.

Схема реализации механизма поворота лопасти

Зная конечную геометрию проточной части РК, гидродинамические силы и зависимость момента вращения M_r относительно заданной ранее оси вращения лопасти, становится возможным определение параметров механизма поворота лопасти. На рис. 9 представлена схема механизма, реализующего поворот лопастей.

Механизм устроен так, что каждая лопасть имеет возможность ограниченного поворота вокруг своей оси за счет нижнего осевого шарнира и паза в ведущем диске. В спокойном состоянии пружинный элемент прижимает лопасть в крайнее левое положение, соответствующее минимальной подаче. С ростом подачи возрастает момент M_r , в резуль-

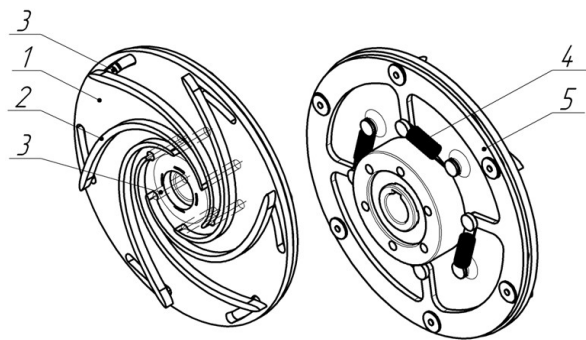


Рис. 9. Механизм поворота лопастей: 1 — ведущий диск; 2 — лопасть; 3 — осевой шарнир; 4 — пружинный элемент; 5 — связующее кольцо

Fig. 9. Blade rotation mechanism: 1 — hub disk; 2 — blade; 3 — axial hinge; 4 — spring element; 5 — connecting ring

тате чего лопасть, преодолевая усилие пружины, начинает отклоняться в сторону крайнего правого положения по закону, приведённому на рис. 2. При максимальной подаче лопатка верхним осевым шарниром упирается в ведущий диск.

Заключение

Разработанная методика расчета механизма поворота лопаток позволяет адаптировать геометрию рабочего колеса к изменяющейся подаче и тем самым повысить интегральную энергоэффективность тихоходного центробежного насоса за счет уменьшения общих энергозатрат насосного агрегата [1]. Подход основан на численном моделировании (CFD) для определения зависимости угла поворота лопасти α_λ от подачи Q с условием максимизации гидравлического КПД, а также на аналитическом учете изменений геометрии лопатки при повороте. Выведенные формулы связывают угол поворота α_λ с теоретическим напором H_T рабочего колеса. На основе данного метода в качестве примера был спроектирован механизм поворота лопасти, зарегистрированный как патент на полезную модель [11].

Полученные результаты свидетельствуют, что предложенный механизм поворота лопаток может повысить энергоэффективность насоса в широком диапазоне подач. Дальнейшей задачей является экспериментальная верификация расчетов на макете рабочего колеса. Предложенная методика может быть полезна при проектировании и совершенствовании современных центробежных насосных агрегатов.

Список источников / References

1. Денисов К. Е., Лямасов А. К. Подвижные лопастные системы центробежных насосов низкой быстроходности // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 1. С. 37–45. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-1-37-45. EDN: KXKMXO.
2. Денисов К. Е., Лямасов А. К. Подвижные лопастные системы тихоходных насосов низкой быстроходности [Movable blade systems of low specific speed centrifugal pumps]. Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 1. P. 37–45. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-1-37-45. EDN: KXKMXO. (In Russ.).
3. Ключев А. С., Федоров С. П., Иванов Е. А. [и др.]. Выбор типа отводящего устройства и оптимизация проточной части многоступенчатого центробежного насоса низкой быстроходности // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2023. № 2. С. 98–113. DOI: 10.18698/0236-3941-2023-2-98-113. EDN: TMONKW.

ение. 2023. № 2. С. 98–113. DOI: 10.18698/0236-3941-2023-2-98-113. EDN: TMONKW.

Klyuyev A. S., Fedorov S. P., Ivanov E. A. [et al.]. Vybora tipa otvodyashchego ustroystva i optimizatsiya protochnoy chasti mnogostupenchatogo tsentrobezhnogo nasosa nizkoy bystrokhodnosti [Selection of the diffuser type and optimization of the flow path part of a low speed multistage centrifugal pump]. *Vestnik MGTU im. N. E. Baumana. Ser. Mashinostroyeniye. Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Mechanical Engineering*. 2023. No. 2. P. 98–113. DOI: 10.18698/0236-3941-2023-2-98-113. EDN: TMONKW. (In Russ.).

3. Шишкина А. С., Шишкин Г. Д., Ломакин В. О. Оптимизация проточной части центробежного насоса с лопаточным направляющим аппаратом из условия минимизации гидродинамических источников шума // Гидравлика. 2020. № 9. С. 57–68. EDN: LIHMOG.

Shishkina A. S., Shishkin G. D., Lomakin V. O. Optimizatsiya protochnoy chasti centrobezhnogo nasosa s lopatochnym napravlyayushchim apparatom iz usloviya minimizatsii gidrodinamicheskikh istochnikov shuma [Optimization of the flow part of a centrifugal pump with a vane guide device from the condition of minimization of hydrodynamic noise sources]. *Gidravlika. Hydraulics*. 2020. No. 9. P. 57–68. EDN: LIHMOG. (In Russ.).

4. Михеев К. Г., Веселов А. А. Исследование возможности улучшения виброакустических характеристик насоса путём оптимизации проточной части рабочего колеса // Инновации и инвестиции. 2021. № 6. С. 125–129. EDN: ZZVDMM.

Mihev K. G., Veselov A. A. Issledovanie vozmozhnosti uluchsheniya vibroakkusticheskikh harakteristik nasosa putyom optimizatsii protochnoy chasti rabocheho kolesa [Investigation of the possibility of improving the vibroacoustic characteristics of the pump by optimizing the flow part of the impeller]. *Innovatsii i investitsii. Innovation & Investment*. 2021. No. 6. P. 125–129. EDN: ZZVDMM. (In Russ.).

5. Wei Y., Zhu H., Fan Q. [et al.]. Numerical study of low-specific-speed centrifugal pump based on principal component analysis. *Water*. 2024. Vol. 16. P. 1785. DOI: 10.3390/w16131785.

6. Тошмаматов Н. Т. Двухэтапная оптимизация проточной части рабочего колеса тихоходного центробежного насоса // Экономика и социум. 2021. № 12-2 (91). С. 615–619. EDN: FJJMNI.

Toshmatov N. T. Dvukhetapnaya optimizatsiya protochnoy chasti rabocheho kolesa tikhokhodnogo tsentrobezhnogo nasosa [Two-stage optimization for low rate pump flow]. *Ekonomika i socium. Economy and Society*. 2021. No. 12-2 (91). P. 615–619. EDN: FJJMNI. (In Russ.).

7. Данилов Д. А., Зайцева А. А., Ломакин В. О. Использование методов оптимизации для получения требуемой формы характеристики центробежного насоса // Гидравлика. 2021. № 12. С. 55–63. EDN: STJVTM.

Danilov D. A., Zajceva A. A., Lomakin V. O. Ispol'zovanie metodov optimizatsii dlya polucheniya trebuemoj formy harakteristiki centrobezhnogo nasosa [Application of optimization methods to obtain the required characteristic form of a centrifugal pump]. *Gidravlika. Hydraulics*. 2021. No. 12. P. 55–63. EDN: STJVTM. (In Russ.).

8. Valyukhov S., Galdin D., Korotov V., Rusin V., Shablovskiy A. Profile optimization of the impeller blade of a low-speed centrifugal pump using surrogate modeling. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2020. Vol. 779. P. 012023. DOI: 10.1088/1757-899X/779/1/012023.

9. Li H., Chen Y., Yang Y. [et al.]. CFD Simulation of centrifugal pump with different impeller blade trailing edges. *Journal of Marine Science and Engineering*. 2023. Vol. 11. P. 402. DOI: 10.3390/jmse11020402.

10. Yu J., Akoto E., Degbedzui D. K., Hu L. Predicting centrifugal pumps' complete characteristics using machine learning. *Processes*. 2023. Vol. 11, no. 2. P. 524. DOI: 10.3390/pr11020524.

11. Пат. 235479 Российская Федерация, МПК F 04 D 29/22. Рабочее колесо центробежного насоса с пружинным механизмом / Денисов К. Е., Лямасов А. К. № 2003108554/09; заявл. 15.03.2025; опубл. 10.07.2025, Бюл. № 19.

Patent No. 235479 Russian Federation, IPC F 04 D 29/11. Rabocheye koleso tsentrobezhnogo nasosa s pruzhinnyim mekhanizmom [Impeller of a centrifugal pump with a spring mechanism] / Denisov K. E., Liamssov A. K. No. 2003108554/09. (In Russ.).

ДЕНИСОВ Константин Евгеньевич, аспирант, младший научный сотрудник кафедры «Гидромеханика и гидравлические машины» Национального исследовательского университета «МЭИ» (МЭИ), г. Москва.

SPIN-код: 5452-2951

AuthorID (РИНЦ): 1160511

AuthorID (SCOPUS): 57195963101

ORCID: 0000-0002-4281-354X

Адрес для переписки: denisovky@mpei.ru

ЛЯМАСОВ Александр Константинович, кандидат технических наук, доцент кафедры «Гидромеханика и гидравлические машины» МЭИ, г. Москва.

SPIN-код: 3061-4808

AuthorID (РИНЦ): 1108198

AuthorID (SCOPUS): 57226005873

ORCID: 0000-0003-4966-0520

Адрес для переписки: a-lyamasov@mail.ru

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

Статья поступила в редакцию 11.07.2025; одобрена после рецензирования 14.08.2025; принята к публикации 25.08.2025.

DENISOV Konstantin Evgenevich, Postgraduate, Junior Researcher of the Fluid Mechanics and Hydraulic Machines Department, National Research University "Moscow Power Engineering Institute", Moscow.

SPIN-code: 5452-2951

AuthorID (RSCI): 1160511

AuthorID (SCOPUS): 57195963101

ORCID: 0000-0002-4281-354X

Correspondence address: denisovky@mpei.ru

LIAMASOV Aleksandr Konstantinovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Fluid Mechanics and Hydraulic Machines Department, National Research University "Moscow Power Engineering Institute", Moscow.

SPIN-code: 3061-4808

AuthorID (RSCI): 1108198

AuthorID (SCOPUS): 57226005873

ORCID: 0000-0003-4966-0520

Correspondence address: a-lyamasov@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 11.07.2025; approved after reviewing 14.08.2025; accepted for publication 25.08.2025.