

УДК 62-251-762.89:532.5.013.12

Doi: 10.31772/2712-8970-2021-22-3-494-503

**Для цитирования:** Назаров В. П., Черненко В. В., Черненко Д. В. Модель течения в рабочем колесе центробежного насоса // Сибирский аэрокосмический журнал. 2021. Т. 22, № 3. С. 494–503. Doi: 10.31772/2712-8970-2021-22-3-494-503.

**For citation:** Nazarov V. P., Chernenko V. V., Chernenko D. V. Flow model in the impeller of a centrifugal pump. *Siberian Aerospace Journal*. 2021, Vol. 22, No. 3, P. 494–503. Doi: 10.31772/2712-8970-2021-22-3-494-503.

## Модель течения в рабочем колесе центробежного насоса

В. П. Назаров, В. В. Черненко, Д. В. Черненко

Сибирский государственный университет науки и технологий имени академика М. Ф. Решетнева  
Российская Федерация, 660037, г. Красноярск, просп. им. газ. «Красноярский рабочий», 31  
E-mail: 2887722@mail.ru

*В соответствии с результатами анализа особенностей зарубежной технологии проектирования и создания изделий авиационно-космической техники прослеживается сертификационная направленность всех видов работ, начиная с этапа эскизного проектирования, что предъявляет особые высокие требования к качеству расчётных методик, алгоритмов и программного обеспечения, используемых при расчётных проработках проекта. Без опережающего уровня отечественных разработок в области моделирования гидродинамических процессов в системах летательных аппаратов (ЛА) в ближайшее десятилетие станет невозможным конкурировать с зарубежными разработчиками авиационных и ракетно-космических систем. В соответствии с современными теоретическими и экспериментальными исследованиями картина течения в проточной части лопастной машины представляет собой сложную суперпозицию основного и вторичного течения. В статье рассмотрена методика расчета течения жидкости в межлопаточном канале центробежного рабочего колеса с конечным числом лопаток, построение энергетических характеристик рабочего колеса и его оптимизация по числу лопаток. Расчет состоит из двух частей: во-первых, определение теоретического напора с учетом влияния конечного числа лопаток на основе анализа силового взаимодействия, и, во-вторых, определение гидравлических потерь в рабочем колесе интегрированием напряжений трения по ограничивающим поверхностям. Результаты обеих частей используются для оптимизации числа лопаток в рабочем колесе насоса. Аналитическим путем получены уравнение для напора в точке и коэффициент влияния конечного числа лопаток. С учетом закона трения получили выражение для потери напора. Изложенная методика расчета пространственного пограничного слоя является достаточно простой и наглядной и дает приближенные результаты, позволяющие производить оценку искомых величин. Однако существует необходимость в дальнейшей проработке метода для приведения его к виду, позволяющему рассчитывать трехмерное течение рабочего тела в канале произвольной формы. На основе результатов теоретических исследований был разработан алгоритм и программа расчета, позволяющая рассчитывать локальные значения. Результаты проведенного расчета теоретического напора в рабочем колесе могут быть использованы для уточненного расчета центробежного насоса.*

*Ключевые слова:* центробежный насос, рабочее колесо, напор, оптимизация.

## Flow model in the impeller of a centrifugal pump

V. P. Nazarov, V. V. Chernenko, D. V. Chernenko

Reshetnev Siberian State University of Science and Technology  
31, Krasnoyarskii rabochii prospekt, Krasnoyarsk, 660037, Russian Federation  
E-mail: 2887722@mail.ru

*In accordance with the results of the analysis of the features of foreign design technology and the creation of aerospace technology products, the certification orientation of all types of work can be traced, starting from the preliminary design stage, which imposes particularly high requirements on the quality of calculation methods, algorithms and software used in the design development of the project. Without the advanced level of domestic developments in the field of modeling hydrodynamic processes in aircraft systems, in the next decade it will become impossible to compete with foreign developers of aviation and rocket-space systems. In accordance with modern theoretical and experimental studies, the flow pattern in the flow path of a vane machine is a complex superposition of the main and secondary flows. The article discusses the method for calculating the fluid flow in the interscapular channel of a centrifugal impeller with a finite number of vanes, the construction of the energy characteristics of the impeller and its optimization by the number of vanes. The calculation consists of two parts: firstly, the determination of the theoretical head taking into account the influence of the finite number of vanes based on analysis of force interaction, and, secondly, determination of hydraulic losses in the impeller by integrating friction stresses along the limiting surfaces. The results from both parts are used to optimize the number of vanes in the pump impeller. Analytically, an equation for the pressure at a point and the coefficient of influence of a finite number of vanes are obtained. Taking into account the law of friction, an expression was obtained for the pressure loss. The described method for calculating the spatial boundary layer is quite simple and intuitive, and gives approximate results that make it possible to estimate the required quantities. However, there is a need for further elaboration of the method to bring it to a form that makes it possible to calculate the three-dimensional flow of the working fluid in a channel of arbitrary shape. Based on the results of theoretical studies, an algorithm and a calculation program were developed that allow calculating local values. The results of the calculation of the theoretical head in the impeller can be used for a more accurate calculation of a centrifugal pump.*

*Keywords: centrifugal pump, impeller, head, optimization.*

### **Введение**

К летательным аппаратам традиционно предъявляют высокие требования по эксплуатационным и энергетическим характеристикам, эффективности и надежности, что связано с обеспечением эксплуатационной безопасности и важности решаемых военных, научно-прикладных и хозяйственных задач. Для повышения эксплуатационных характеристик летательных аппаратов в целом необходимо дальнейшее совершенствование теории процессов, протекающих в проточной части лопаточных нагнетателей, что улучшает качество проектирования, ускоряет отработку и сдачу в эксплуатацию более современных систем ракетно-космической авиационной техники.

Дальнейшее развитие авиационно-космических программ обуславливает широкий спектр применения центробежных лопаточных нагнетателей в системах подачи циркуляции рабочего тела (двигатель коррекции и стыковки, тормозные двигательные установки, бортовые источники мощности, системы терморегулирования жизнедеятельности космических летательных аппаратов и т. п.).

Особенно остро стоит проблема теоретической разработки вопроса о течении жидкости в каналах проточной части центробежных лопаточных нагнетателей. Эта проблема представляет значительные трудности, так как большая часть этих каналов имеет переменные по площади и неправильные по форме сечения, а также искривленную среднюю линию. Особенно трудна в плане теоретической проработки часть каналов, приходящаяся на рабочее колесо. Эти каналы находятся во вращательном движении, причем работающий в них поток, взаимодействуя с лопаткой, повышает свою удельную энергию.

Знание физической картины течения во всех элементах проточных частей центробежных насосных агрегатов позволит создать более совершенные методики их расчета и проектирования [1].

На сегодняшний день центробежные насосы являются одним из элементов насосного оборудования, очень часто используемого в конструкциях современных авиационных двигателей (авиационной промышленности). С его помощью осуществляется предварительное повышение топливного давления перед входом в систему топлива (насос подкачивающего типа), а также подается топливо внутрь форсажной камеры сгорания. Управление центробежным насосом производится при помощи расположенного на входе дроссельного крана.

Широкое распространение в практике получило проектирование на основе анализа, базирующееся на серии проверочных расчетов течения в проточной части исследуемых объектов и соответствующей направленной коррекции ее формы и геометрии лопаточных венцов.

Вводятся все новые требования и нормы по эффективности и надежности насосного оборудования, и разработанные 20–30 лет назад методы проектирования лопаточных машин уже не позволяют добиться требуемых результатов [2].

Рабочий процесс центробежных насосов основан на непрерывной передаче энергии лопатками рабочего колеса потоку жидкости. Движение потока после выхода из рабочего колеса носит нестационарный турбулентный характер. Преобразование потока за рабочим колесом осуществляется конструктивными элементами проточной части отвода насоса (кольцевой диффузор, направляющий аппарат, спиральная камера и конический диффузор), которые испытывают высокие динамические нагрузки от пульсаций давления [3].

Разнообразие типов и параметров насосов требует сокращения сроков и повышения качества проектирования, что возможно с применением систем автоматизированного проектирования, в основе которых лежат математические модели для расчета течения, потерь и прогнозирования характеристик насосов. Применение математических моделей дает возможность вести процесс многовариантного проектирования с оценкой качеств элементов насоса и выбором оптимального варианта на стадии проектирования.

В настоящее время для оценки течения и потерь в лопаточных системах насосов хорошо зарекомендовали себя квазитрехмерные методы, которые требуют небольшого времени на их реализацию по сравнению с трехмерными методами и которые дают удовлетворяющие практику результаты.

Учитывая необходимость проведения большого числа расчетов, трудно предположить, что при решении задачи можно опираться только на методы расчета трехмерных течений

Большой объем предварительных работ должен быть выполнен с использованием двумерных подходов, их роль в иерархической структуре методов, применяемых при проектировании, велика.

Методы расчета двумерного течения позволяют учесть геометрические параметры проточной части и лопаточных венцов и, не смотря на допущения, обладают достаточными для практики точностью и быстродействием.

Существующие на данный момент методики расчета центробежных насосов ориентируются на относительно большие значения расходов. Это обуславливает необходимость создания алгоритма нахождения конструктивных параметров такого насоса [4–7].

В настоящее время модельно-ориентированный подход к разработке и расчету является неотъемлемой технологией для проектирования с учетом сжатых сроков и объема предъявляемых требований. Процесс проектирования необходимо выполнять с учетом интеграции с модельно-ориентированным проектированием авиационного двигателя [8].

### Цель

Произвести методику расчета течения жидкости в межлопаточном канале центробежного рабочего колеса с конечным числом лопаток, по расчетам построить энергетические характеристики рабочего колеса и оптимизировать его по числу лопаток.

### Метод

Анализируя результаты экспериментальной визуализации течения в рабочем колесе в соответствии с рис. 1 [1], можно сделать вывод о разности окружной составляющей скорости жидкости и окружной скорости ведущего диска у безнапорной стороны лопатки и их равенстве на напорной стороне.

Учитывая тот факт, что силовое взаимодействие в жидкости распространяется только в виде продольной упругой волны, можно заключить, что мгновенное направление скорости жидкости должно совпадать с прямолинейным направлением распространения волны (силового взаимодействия). Если пренебречь диссипацией энергии движения и считать, что затухания волны в масштабе рассматриваемых геометрических форм не происходит, можно считать, что величина мгновенной скорости вдоль линии упругого силового взаимодействия есть величина постоянная. Начальная (генерирующая) точка линии упругого силового взаимодействия находится на поверхности лопатки и задает значение скорости вдоль линии, следовательно, можно задать семейство характеристических линий для переносного движения, вдоль которых величина переносной скорости определена и постоянна.

На основании изложенного можно записать выражение для напора в каждой точке на выходе рабочего колеса для различных типов лопаток.

Расчетная схема для колеса с прямыми тангенциальными лопатками представлена на рис. 2.

В этом случае выражение для напора примет вид

$$H_j = C_{2uj} \cdot U_2 = U_{\text{пер}} \cdot \cos \gamma \cdot U_2 = U_i \cdot \cos \gamma \cdot U_2. \quad (1)$$

Поскольку окружная скорость определяется выражением

$$U = R \cdot \omega \Rightarrow H_j = R_i \cdot R_2 \cdot \omega^2 \cdot \cos \gamma. \quad (2)$$

Радиус в любой точке лопатки определяется по выражению

$$R_i = R_2 \cdot \cos \gamma. \quad (3)$$

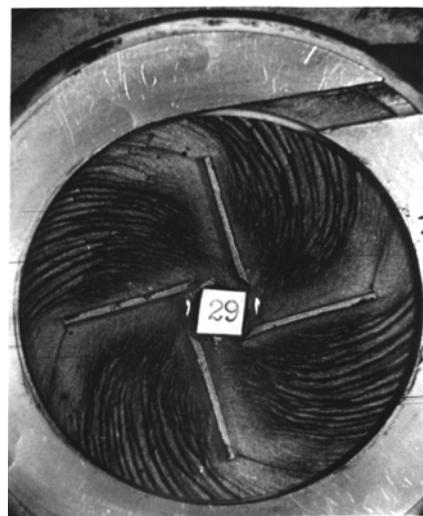


Рис. 1. Визуализация течения в рабочем колесе МН с прямолинейными лопатками:

$$\dot{V} = 50 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}; D_2 = 0,0405; \\ b_2 = 0,003; D_1 = 0,0155$$

Fig. 1. Visualization of the flow in the impeller of a low-flow pump with rectilinear vanes:

$$\dot{V} = 50 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}; D_2 = 0,0405; \\ b_2 = 0,003; D_1 = 0,0155$$

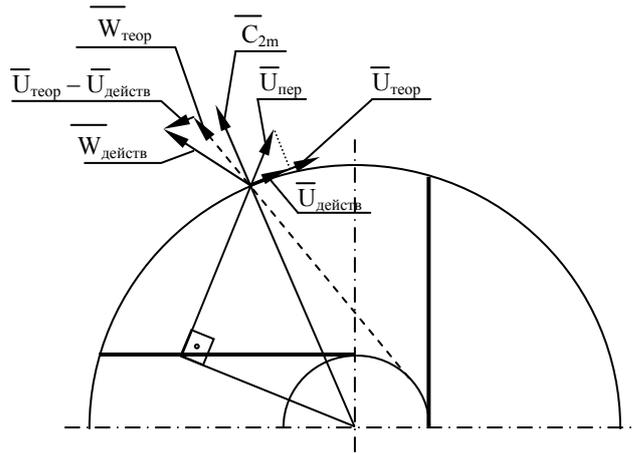


Рис. 2. Расчетная схема для колеса с прямыми тангенциальными лопатками

Fig. 2. Calculation scheme for an impeller with rectilinear tangential vanes

Окончательно выражение для напора в точке  $j$  запишется в виде

$$H_j = R_2^2 \cdot \omega^2 \cdot \cos^2 \gamma. \quad (4)$$

Теоретический напор при конечном числе лопаток определяется пошагово по следующему алгоритму. На шаге задается приращение угла  $\gamma$ . Значение напора в текущей точке определяется по формуле (4). Теоретический напор определяется как осреднение полученных значений

$$H_T = \frac{\sum_{j=1}^n H_j}{n}. \quad (5)$$

Коэффициент влияния конечного числа лопаток

$$k_Z = \frac{H_T}{H_{T\infty}}. \quad (6)$$

Величина теоретического напора при бесконечном числе лопаток определяется по классическому выражению струйной теории Эйлера [9].

На рис. 3 представлено изменение теоретического напора при конечном числе лопаток в зависимости от числа лопаток.

Учитывая сложность вязких течений в решетках рабочих колес, действительные характеристики отличаются от теоретических на величину гидравлических потерь

$$H = H_T - \Delta H = \eta_r H_T. \quad (7)$$

Гидравлические потери зависят от величины и направления относительных скоростей в проточной части решетки и определяются интегралом напряжений трения по ограничивающим поверхностям: цилиндрическим поверхностям лопаток и торцевым поверхностям покрывных дисков.

На сегодняшний день оценка действительных значений напора в зависимости от основных геометрических и режимных параметров решетки в большинстве практических приложений производится на основе полуэмпирических выражений, полученных на основе обобщения и анализа экспериментальных данных [10–13].

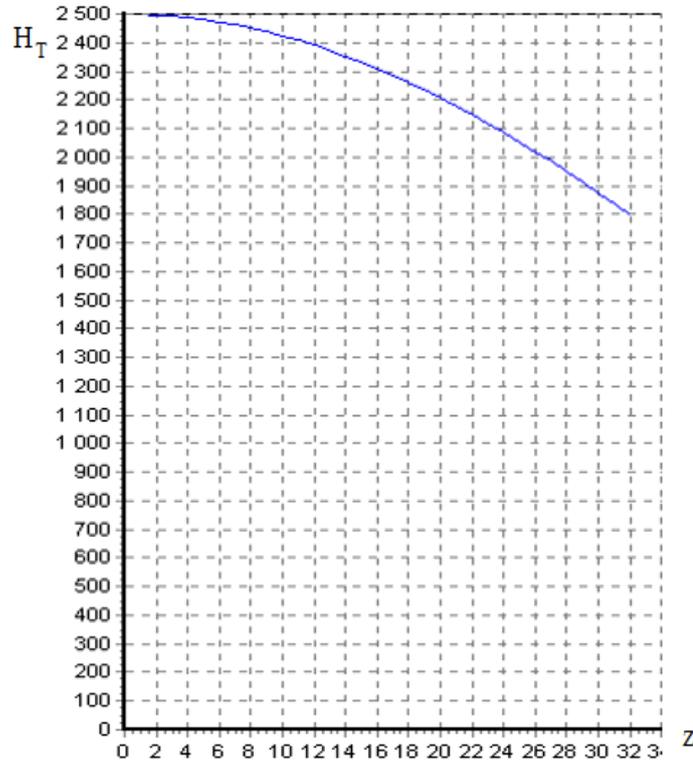


Рис. 3. Теоретический напор при конечном числе лопаток

Fig. 3. Theoretical head at a finite number of vanes

Способ определения гидравлических потерь, представляющий собой интегрирование напряжений трения по ограничивающей поверхности криволинейного канала, представлен в работе [1]. Здесь при интегрировании конечно-разностных аналогов уравнений импульсов пространственного пограничного слоя на каждом шаге рассчитывается толщина потери импульса  $\delta_\phi^{**}$  и угол скоса донной линии тока –  $\varepsilon$ .

Полный перепад напора записывается как интеграл [14]

$$\Delta H = \frac{\Delta P}{\rho} = \frac{P_2 - P_1}{\rho} = \frac{1}{\rho} \int_S \tau_0 dS = \frac{1}{\rho} \int_S \tau_0 d\phi d\psi . \quad (8)$$

Разложив  $\tau_0$  на проекции, получаем

$$\tau_0 = \sqrt{\tau_{0\phi}^2 + \tau_{0\psi}^2} ; \quad (9)$$

$$\Delta H = \frac{1}{\rho} \int_S \sqrt{\tau_{0\phi}^2 + \tau_{0\psi}^2} \cdot d\phi d\psi . \quad (10)$$

Учитывая, что  $\tau_{0\psi} = \varepsilon \tau_{0\phi}$ , получим

$$\Delta H = \frac{1}{\rho} \int_S \sqrt{\tau_{0\phi}^2 + \varepsilon^2 \tau_{0\phi}^2} d\phi d\psi = \frac{1}{\rho} \sqrt{(1 + \varepsilon^2)} \int_S \tau_{0\phi} d\phi d\psi . \quad (11)$$

Из закона трения [15]

$$\tau_{0\phi} = 0,01256\rho U^2 \left( \frac{U\delta_\phi^{**}}{\nu} \right)^{-0,25} . \quad (12)$$

Подставив в (11) получим выражение для потери напора

$$\Delta H = \frac{1}{\rho} \cdot \sqrt{(1 + \varepsilon^2)} \int_S \tau_{0\varphi} d\varphi d\psi = 0,01256 \cdot \sqrt{(1 + \varepsilon^2)} \int_S U^2 \cdot \left( \frac{U \delta_{\varphi}^{**}}{\nu} \right)^{-0,25} d\varphi d\psi. \quad (13)$$

Подставляя найденные значения  $\varepsilon$  и  $\delta_{\varphi}^{**}$ , получим значение потерь напора.

Представленный метод расчета пространственного пограничного слоя является достаточно простым и наглядным. Однако существует необходимость в дальнейшей проработке метода для приведения его к виду, позволяющему рассчитывать трехмерное течение рабочего тела в канале произвольной формы.

Следует отметить, что результаты сравнения численной и экспериментальной визуализации показывают сходную картину течения, что косвенно подтверждает справедливость допущений и корректность заключений при построении метода определения поля переносной скорости в межлопаточном канале рабочего колеса.

На основе результатов теоретических исследований был разработан алгоритм и программа расчета, позволяющая рассчитывать локальные значения  $\bar{H}$  по длине шага межлопаточного канала, известным геометрическим параметрам колеса, угловой скорости и расходу. Проведен расчет теоретического напора в рабочем колесе с прямыми лопатками.

Выборочные результаты расчета представлены на рис. 4, 5. На рис. 4 показаны гидравлические потери напора по длине канала.

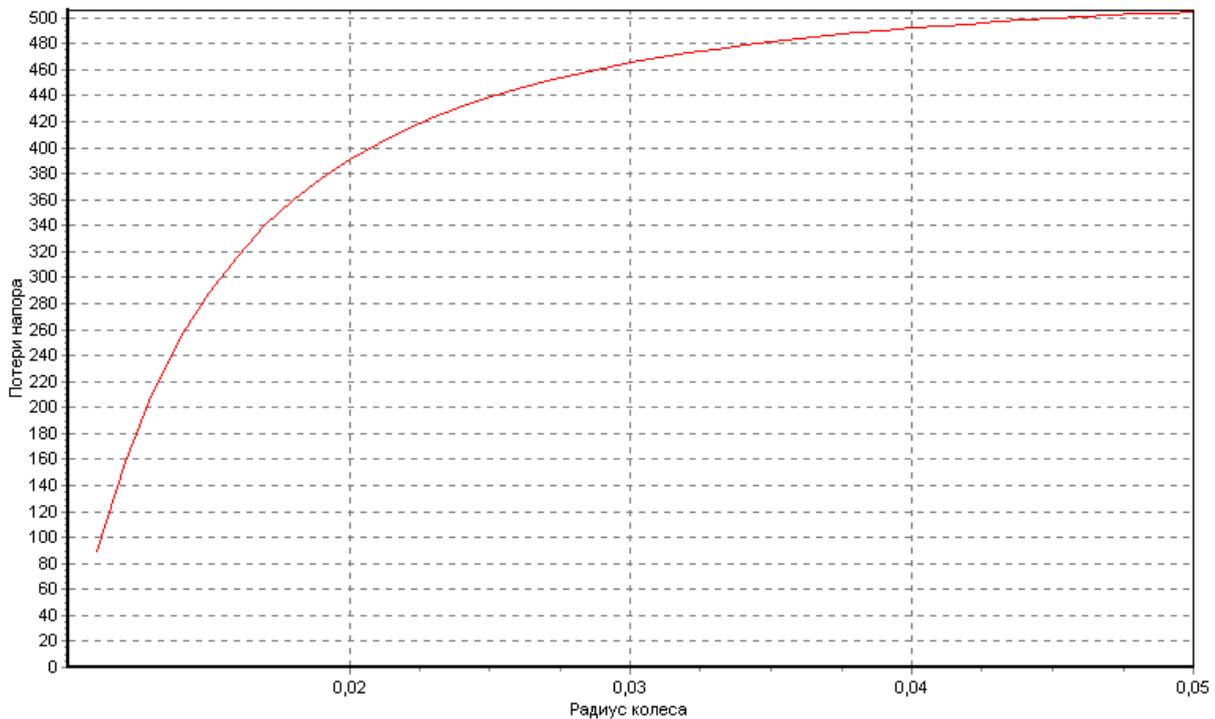
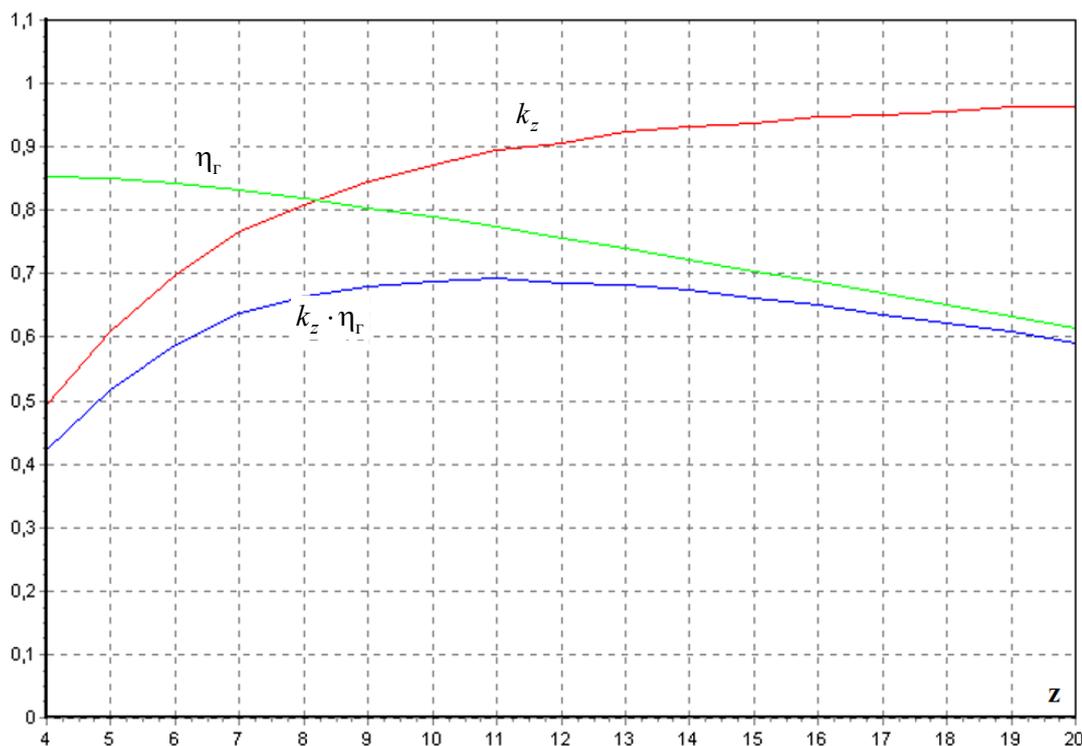


Рис. 4. Гидравлические потери напора по длине канала

Fig. 4. Hydraulic head losses along the channel length

На рис. 5 показаны зависимости коэффициента влияния конечного числа лопаток  $k_z$ , гидравлического КПД  $\eta_r$  и параметра оптимизации  $k_z \cdot \eta_r$  от числа лопаток в колесе.

Рис. 5. Зависимость  $k_z$ ,  $\eta_r$  и  $(k_z \cdot \eta_r)$  от числа лопатокFig. 5. Dependences of  $k_z$ ,  $\eta_r$  and  $(k_z \cdot \eta_r)$  on the number of vanes

Проведя серию расчетов для различного числа лопаток, можно выбрать наиболее оптимальный вариант по критерию  $k_z \cdot \eta_r \rightarrow \max$ .

**Заключение.** В статье представлена методика расчета течения жидкости в межлопаточном канале центробежного рабочего колеса с конечным числом лопаток, построение энергетических характеристик рабочего колеса и его оптимизация по числу лопаток. С помощью предложенного метода выполнен расчет течения, состоящий из двух частей:

- 1) определен теоретический напор с учетом влияния конечного числа лопаток на основе анализа силового взаимодействия;
- 2) определены гидравлические потери в рабочем колесе интегрированием напряжений трения по ограничивающим поверхностям. Материалы, представленные в данной статье, позволяют использовать результаты обеих частей для оптимизации числа лопаток в рабочем колесе насоса.

### Библиографические ссылки

1. Черненко Д. В. Гидродинамика центробежных лопаточных нагнетателей энергосиловых установок летательных аппаратов : дисс. ... канд. тех. наук. Красноярск, 2005. 167 с.
2. Ломакин В. О. Разработка метода оптимального проектирования отводящего устройства нефтяного магистрального насоса : дисс. ... д-ра. тех. наук. М., 2017. 250 с.
3. Корчинский В. В. Разработка трубчатых направляющих аппаратов в отводах высокооборотных центробежных насосов с целью снижения виброактивности и увеличения ресурса работы : дисс. ... канд. тех. наук. М., 2017. 119 с.

4. Расчетное исследование течения в осецентрированном компрессоре авиационного ГТД / Л. Г. Бойко, Е. С. Барышева, А. Е. Демин, О. Н. Дрынов // Вестник УГАТУ. 2013. Т. 17, № 4 (57). С. 29–37.
5. Пугачев П. В. Развитие методов расчета элементов проточной части шнеко-центробежных насосов на основе двухмерных и трехмерных моделей течения : дисс. ... канд. тех. наук. СПб., 2012. 161 с.
6. Карбанова В. В., Ваняшов А. Д., Юша В. Л. Некоторые особенности, реализации расчетной модели высоконапорной центробежной компрессорной ступени с выходными направляющим аппаратом // Омский научный вестник. 2019. Т. 3, № 2. С. 62–70. DOI: 10/25206/2588-0373-2019-3-2-62-70.
7. Протопопов А. А. Расчёт оптимальных параметров полуоткрытого рабочего колеса центробежного малорасходного насоса // Известия МГТУ МАМИ. 2015. Т. 1, № 4. С. 82–89.
8. Билалов Р. А., Сулимова Д. А. Современные способы проектирования САУ авиационных двигателей на основе модельно-ориентированного подхода // International Conference on Aviation Motors – ICAM 2020. Moscow, Russia. 468 с.
9. Кириллов И. И. Теория турбомашин. Л. : Машиностроение, 1972. 536 с.
10. Stodola A. Steam and gas turbines. New York : P. Smith, 1945. 736 с.
11. Эккерт Б. Осевые и центробежные компрессоры. М. : Машгиз, 1959. 680 с.
12. Проскура Г. Ф. Гидродинамика турбомашин. М. : Машгиз, 1954. 417 с.
13. Пфлейдерер К. Л. Лопаточные машины для жидкостей и газов. М. : Гостехиздат, 1960. 684 с.
14. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. М. : Наука, 1969. 744 с.
15. Степанов Г. Ю. Гидродинамика решеток турбомашин. М. : Физматгиз, 1962. 512 с.

## References

1. Chernenko D. V. *Gidrodinamika tsentrobezhnykh lopatochnykh nagnetateley energosilovykh ustanovok letatel'nykh apparatov. Kand. Diss.* [Hydrodynamics of centrifugal vane superchargers of power plants of aircrafts. Cand. Diss.]. Krasnoyarsk, SibSAU, 2005, 167 p.
2. Lomakin V. O. *Razrabotka metoda optimal'nogo proektirovaniya otvodyashchego ustrojstva neftyanogo magistral'nogo nasosa. Dokt. Diss.* [Development of a method for the optimal design of a diverting device for an oil main pump. Doct. Diss.]. Moscow, Bauman Moscow State Technical University, 2017, 250 p.
3. Korchinskij V. V. *Razrabotka trubchatykh napravlyayushchih apparatov v otvodah vysokosoborotnykh centrobezhnykh nasosov s cel'yu snizheniya vibroaktivnosti i uvelicheniya resursa raboty. Kand. Diss.* [Development of tubular guide vanes in the outlets of high-speed centrifugal pumps in order to reduce vibration activity and increase the service life. Cand. Diss.]. Moscow, Moscow Aviation Institute (National Research University), 2017. 119 p.
4. Bojko L. G., Barysheva E. S., Demin A. E., Drynov O. N. [Computational study of the flow in an axial centrifugal compressor of an aviation GTE]. *Vestnik UGATU*. 2013, Vol. 17, No. 4 (57), P. 29–37 (In Russ.).
5. Pugachev P. V. *Razvitie metodov rascheta elementov protochnoj chasti shneko-centrobezhnykh nasosov na osnove dvuhmernykh i trekhmernykh modeley techeniya. Kand. Diss.* [Development of methods for calculating the elements of the flow path of screw-centrifugal pumps based on two-dimensional and three-dimensional flow models. Cand. Diss.]. St. Petersburg, 2012, 161 p.
6. Karabanova V. V., Vanyashov A. D., Yusha V. L. [Some features of the implementation of the design model of a high-pressure centrifugal compressor stage with outlet guide vanes]. *Omskiy nauchnyy vestnik*. 2019, Vol. 3, No. 2, P. 62–70 (In Russ.).

7. Protopopov A. A. [Calculation of the optimal parameters of a semi-open impeller of a low-flow centrifugal pump]. *Izvestiya MGTU MAMI*. 2015, Vol. 1, No. 4, P. 82–89 (In Russ.).
8. Bilalov R. A., Sulimova D. A. *Sovremennye sposoby proektirovaniya SAU aviacionnyh dvigatelej na osnove model'no-orientirovannogo podhoda* [Modern methods of designing ACS of aircraft engines based on a model-based approach]. Moscow, ICAM 2020, 468 p.
9. Kirillov I. I. *Teoriya turbomashin* [Turbomachine theory]. Leningrad, Mashinostroyeniye Publ., 1972, 536 p.
10. Stodola A. *Steam and gas turbines*. New York, P. Smith, 1945, 736 p.
11. Eckert B. *Osevye i tsentrobezhnye kompressory* [Axial and centrifugal compressors]. Moscow, Mashgiz Publ., 1959, 680 p.
12. Proskura G. F. *Gidrodinamika turbomashin* [Hydrodynamics of turbomachines]. Moscow, Mashgiz Publ., 1954, 417 p.
13. Pfleiderer K. L. *Lopatochnye mashiny dlya zhidkostey i gazov* [Vane machines for liquids and gases]. Moscow, Gostechizdat Publ., 1960, 684 p.
14. Schlichting G. *Teoriya pogranchnogo sloya* [Boundary layer theory]. Moscow, Nauka Publ., 1969, 744 p.
15. Stepanov G. Yu. *Gidrodinamika reshetok turbomashin* [Hydrodynamics of turbomachine grids]. Moscow, Phisimatgiz Publ., 1962, 512 p.

© Назаров В. П., Черненко В. В., Черненко Д. В., 2021

---

**Назаров Владимир Павлович** – кандидат технических наук, профессор, заведующий кафедрой двигателей летательных аппаратов; Сибирский государственный университет науки и технологий имени академика М. Ф. Решетнева. E-mail: nazarov@sibsau.ru.

**Черненко Валентина Викторовна** – аспирант кафедры холодильной, криогенной техники и кондиционирования; Сибирский государственный университет науки и технологий имени академика М. Ф. Решетнева. E-mail: 2887722@mail.ru.

**Черненко Дмитрий Викторович** – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры холодильной, криогенной техники и кондиционирования; Сибирский государственный университет науки и технологий имени академика М. Ф. Решетнева. E-mail: g\_ramzes@mail.ru.

**Nazarov Vladimir Pavlovich** – Cand. Sc., Professor, Head of the Department of Aircraft Engines; Reshetnev Siberian State University of Science and Technology. E-mail: nazarov@sibsau.ru.

**Chernenko Valentina Viktorovna** – Post-graduate student of the Department of Refrigeration, Cryogenic Engineering and Air Conditioning; Reshetnev Siberian State University of Science and Technology. E-mail: 2887722@mail.ru.

**Chernenko Dmitriy Viktorovich** – Cand. Sc., Associate Professor, Associate Professor of the Department of Refrigeration, Cryogenic Engineering and Air Conditioning; Reshetnev Siberian State University of Science and Technology. E-mail: g\_ramzes@mail.ru.

---

