

ТРЕХМЕРНОЕ ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ МАЛОРАСХОДНОЙ ЦЕНТРОСТРЕМИТЕЛЬНОЙ ТУРБИНЫ С ЧАСТИЧНЫМ ОБЛОПАЧИВАНИЕМ РАБОЧЕГО КОЛЕСА

А. А. Крюков, С. В. Чехранов

*Дальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет,
Владивосток, Российская Федерация*

Центростремительные малорасходные турбины – это надежные, производительные, малогабаритные приводы для различных агрегатов и устройств. Практика производства и использования центростремительных ступеней турбин выдвигает цель по повышению эффективности, упрощению и удешевлению технологии изготовления ступеней. Повышение эффективности центростремительных турбин требует решения задач по совершенствованию проточной части и расчетного определения оптимальной геометрии и режимов работы потока рабочего колеса. Значительная часть центростремительных малорасходных турбин относится к парциальным, что приводит к дополнительным потерям. Использование турбинных ступеней безвентиляционного типа позволяет уменьшить потери, вызванные парциальностью, посредством совершенствования конструктивных параметров. К подобным ступеням относятся турбины с частичным облопачиванием рабочего колеса, которые наделены некоторыми отличительными особенностями по сравнению с обычными парциальными турбинами. Определение потери кинетической энергии в сопловых и рабочих каналах ступени с помощью пакета ANSYS CFX является инновационным путем повышения эффективности проектирования данных турбин. Геометрическая модель построена с использованием ANSYS Design Modeler, выбрана сетка, заданы граничные условия. Приведены зависимости коэффициентов скорости соплового аппарата и рабочего колеса турбины с частичным облопачиванием рабочего колеса в диапазоне изменения степени расширения ступени $\pi_r = 1,5 \div 2,5$ и степени парциальности в диапазоне $0,059 \div 1$. В результате аппроксимации получены эмпирические зависимости, учитывающие влияние степени парциальности и степени расширения ступени на коэффициенты скорости соплового аппарата и рабочего колеса. Полученные итоговые эмпирические зависимости незаменимы при моделировании центростремительных турбин.

Ключевые слова: малорасходная турбина, сопловой аппарат, рабочее колесо, полином, численный эксперимент, степень парциальности.

Для цитирования: Крюков А. А., Чехранов С. В. Трехмерное численное моделирование малорасходной центростремительной турбины с частичным облопачиванием рабочего колеса // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. 2021. № 1. С. 74–80. DOI: 10.24143/2073-1574-2021-1-74-80.

Введение

В современных условиях имеется значительный объем прикладного материала, который позволяет рассмотреть общие принципы проектирования парциальных центростремительных турбин. Турбинные ступени с частичным облопачиванием рабочего колеса (РК) занимают особое место в решении проблем с потерями от парциальности [1]. Эти ступени отличаются от традиционных парциальных не только конструктивно, но и в плане протекающих в них газодинамических процессов, что побуждает необходимость в их моделировании в проточной части ступени этого типа.

В такой ступени рабочее тело (в настоящем исследовании в качестве рабочего тела применяется воздух) подается по всей длине окружности соплового аппарата (СА). В сопловых каналах, расположенных напротив активной дуги РК, течение потока происходит аналогично потоку в СА традиционных парциальных турбин. В сопловых каналах, расположенных напротив неподвижного диска РК, поток ограничен осевым и радиальным зазорами. Перемещение рабочего тела в этих соплах будет объясняться оттоком его через зазоры.

При большей площади выходного участка сопла и поперечного кольцевого зазора между венцами увеличивается интенсивность перетекания рабочего тела из сопел в зазоры даже на неактивной дуге РК. Это явление необходимо учитывать для определения значения перетечки рабочего тела из неактивной области в активную дугу.

Цель работы

По аналогии с ранее проведенными численными экспериментами [2, 3] создается модель для определения коэффициентов скорости СА и РК турбинной ступени с частичным облопачиванием РК путем аппроксимирования экспериментальных данных, полученных на имитационном стенде с использованием программной системы конечно-элементного анализа ANSYS CFX [4]. Коэффициенты φ и ψ определяются методом численного моделирования, что позволяет рассматривать каждый отдельный сопловой и рабочий каналы и определять их газодинамические характеристики. Суммарные коэффициенты скорости φ и ψ могут быть определены как значения φ и ψ в каждом сопловом и рабочем каналах, осредненные по активной дуге. Эмпирическая зависимость, учитывающая влияние степени парциальности ε и расширения π_r , позволит ее использовать при моделировании в многорежимной оптимизации малорасходных турбин.

Постановка задачи

В работе [5] исследуются модели, в которых коэффициенты скорости СА и РК приняты по результатам обобщений экспериментальных исследований традиционных парциальных турбин. Используя численный эксперимент, возможно определить отличительные особенности характера течения потока от традиционных парциальных турбин и принять решение о необходимости полуконструктивного исследования характеристик потока в СА и РК с помощью имитационного стенда.

Имитационный стенд создан на основе программной системы ANSYS CFX. С помощью CAD-моделирования в системе ANSYS Design Modeler построены геометрические модели. На рис. 1 приведены ступени с различной степенью парциальности в порядке ее увеличения от 0,059 до 1,00.

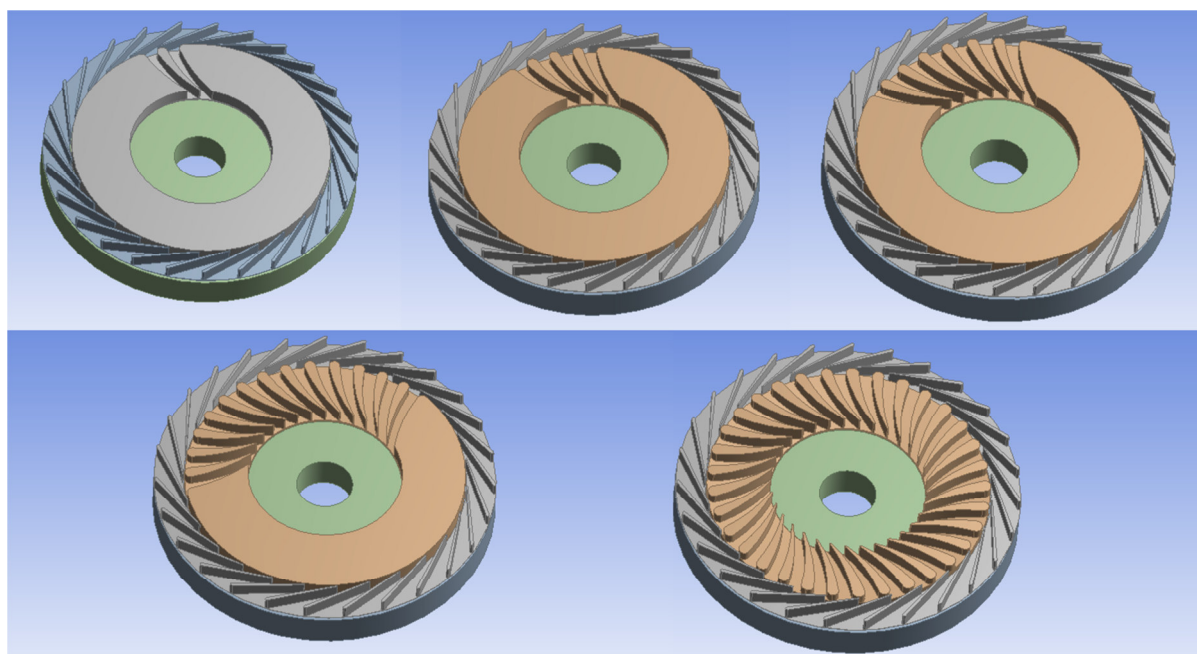


Рис. 1. Турбинные ступени с частичным облопачиванием РК с различной степенью парциальности в диапазоне $\varepsilon = 0,059 \div 1$

Для выполнения газодинамических расчетов по средствам сеткогенератора ANSYS Meshing создается расчетная сетка. Расчетная сетка в моделируемой турбинной ступени удовлетворяет основным требованиям, обеспечивающим необходимую достоверность получаемых данных.

Граничные условия, такие как параметры торможения, рабочее тело, параметры на выходе и частота вращения, схожи с ранее проведенными исследованиями [2, 3].

При нестационарном взаимодействии СА и РК шаг по времени соотносится с шагом по пространству с использованием критерия Куранта-Фридрихса-Леви (CFL). Критерий CFL (число Куранта) позволяет произвести расчет по десяти характерным положениям РК относительно СА.

Результаты исследования

Используя результаты предыдущего исследования [3] по определению значения коэффициента φ в каждом сопловом канале и суммарного коэффициента скорости СА, осредненного по дуге, подобным образом определяем коэффициент скорости РК ψ . Зависимости коэффициентов скорости СА ступени с частичным облопачиванием РК в диапазоне изменения $\pi_T = 1,5 \div 2,5$ и степенью парциальности в диапазоне $0,059 \div 1$ приведены на рис. 2.

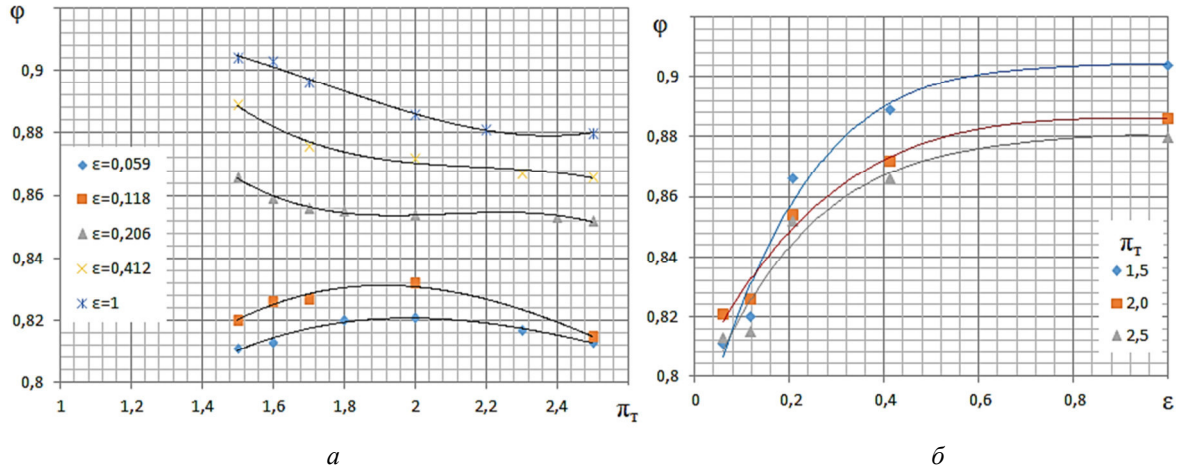


Рис. 2. Двухмерная зависимость коэффициента скорости СА: a – от степени расширения π_T ; b – от степени парциальности ϵ

Необходимость в получении полиномиальной зависимости обусловлена отличием течения потока между обычной парциальной турбиной и турбиной с частичным облопачиванием РК. Полиномы, полученные из графиков зависимости коэффициента φ , могут быть выражены функциями $\varphi = f(\pi_T)$ для каждой степени парциальности в диапазоне $0,059 \div 1,0$ и $\varphi = f(\epsilon)$ для соответствующей степени расширения в диапазоне $1,5 \div 2,5$:

$$\left\{ \begin{aligned} \varphi(\pi_T = 1,5) &= -0,1923\epsilon^4 + 0,5862\epsilon^3 - 0,6984\epsilon^2 + 0,3973\epsilon + 0,7874, \\ \varphi(\pi_T = 2,0) &= -0,0657\epsilon^4 + 0,2709\epsilon^3 - 0,4311\epsilon^2 + 0,3106\epsilon + 0,8013, \\ \varphi(\pi_T = 2,5) &= -0,2503\epsilon^4 + 0,8130\epsilon^3 - 0,0097\epsilon^2 + 0,5754\epsilon + 0,7757 \end{aligned} \right\}; \quad (1)$$

$$\left\{ \begin{aligned} \varphi(\epsilon = 0,059) &= 0,0149\pi_T^3 - 0,1261\pi_T^2 + 0,3247\pi_T + 0,5569, \\ \varphi(\epsilon = 0,118) &= 0,0185\pi_T^3 - 0,1639\pi_T^2 + 0,4241\pi_T + 0,4905, \\ \varphi(\epsilon = 0,206) &= -0,0675\pi_T^3 + 0,4241\pi_T^2 - 0,8834\pi_T + 1,4642, \\ \varphi(\epsilon = 0,412) &= -0,0500\pi_T^3 + 0,3267\pi_T^2 - 0,7172\pi_T + 1,3982, \\ \varphi(\epsilon = 1,00) &= 0,0314\pi_T^3 - 0,1631\pi_T^2 + 0,2428\pi_T + 0,8015 \end{aligned} \right\}. \quad (2)$$

Общая математическая модель, которая позволила бы определить коэффициент скорости φ в зависимости от двух определяющих факторов (ϵ и π_T), может выражаться зависимостью $\varphi = f(\epsilon, \pi_T)$. Представленная на рис. 3 двухпараметрическая зависимость $\varphi = f(\epsilon, \pi_T)$ аппроксимируется кубическим полиномом:

$$\varphi = f(\epsilon, \pi_T) = 0,7686 - 0,03433\pi_T + 0,87\epsilon + 0,04796\pi_T^2 - 0,3557\epsilon\pi_T - 0,8089\epsilon^2 - 0,01233\pi_T^3 + 0,06528\pi_T^2\epsilon + 0,06176\pi_T\epsilon^2 + 0,3565\epsilon^3. \quad (3)$$

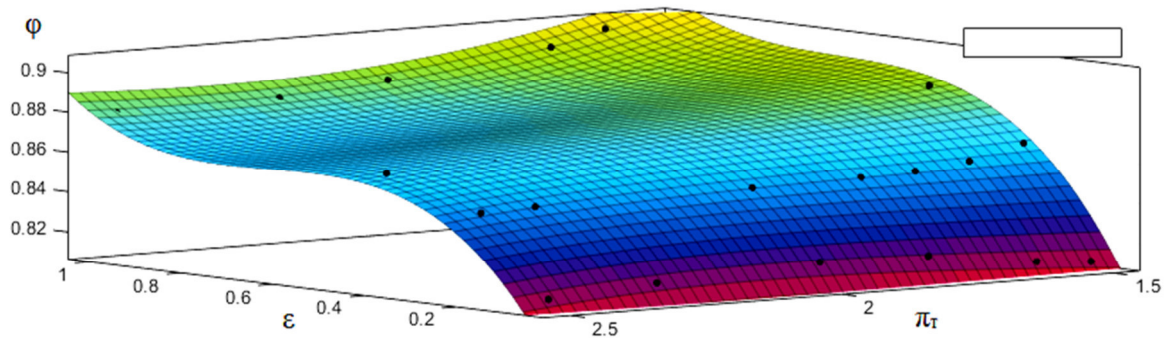


Рис. 3. Трехмерная зависимость коэффициента скорости СА от степени расширения π_T и степени парциальности ϵ

На графике зависимости коэффициента скорости СА от степени расширения наблюдается максимальное значение ϕ для турбинных ступеней со степенью парциальности $\epsilon = 0,059 \div 0,118$ при $\pi_T = 2$. Для остальных ступеней со степенью парциальности $\epsilon = 0,206 \div 1,00$ максимум ϕ наблюдается при $\pi_T = 1,5$. Это объясняется тем, что в сопловой дозвуковой решетке оптимальное значение числа Маха ($M = 0,55 \div 0,6$) приходится на соответствующие степени расширения π_T . Подобным образом определяется эмпирическая зависимость для коэффициента скорости РК (рис. 4).

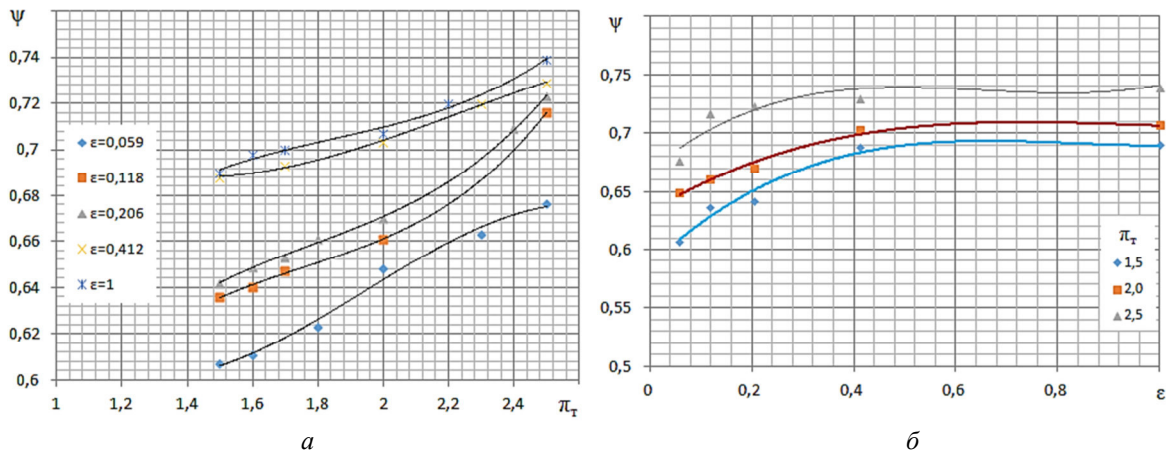


Рис. 4. Двухмерная зависимость коэффициента скорости РК: a – от степени расширения π_T ; b – от степени парциальности ϵ

Для коэффициента скорости РК ψ зависимости $\psi = f(\pi_T)$ и $\psi = f(\epsilon)$ также для каждой степени парциальности и соответствующей степени расширения могут быть представлены кубическими полиномами:

$$\left\{ \begin{array}{l} \psi(\pi_T = 1,5) = 0,2086\epsilon^3 - 0,5203\epsilon^2 + 0,4148\epsilon + 0,5862, \\ \psi(\pi_T = 2,0) = 0,1015\epsilon^3 - 0,2918\epsilon^2 + 0,2639\epsilon + 0,6325, \\ \psi(\pi_T = 2,5) = 0,2970\epsilon^3 - 0,5830\epsilon^2 + 0,3590\epsilon + 0,6679 \end{array} \right\}; \quad (4)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \psi(\epsilon = 0,059) = -0,066\pi_T^3 + 0,389\pi_T^2 - 0,672\pi_T + 0,9625, \\ \psi(\epsilon = 0,118) = 0,0794\pi_T^3 - 0,418\pi_T^2 + 0,7797\pi_T + 0,1387, \\ \psi(\epsilon = 0,206) = 0,0713\pi_T^3 - 0,3801\pi_T^2 + 0,7286\pi_T + 0,1639, \\ \psi(\epsilon = 0,412) = -0,025\pi_T^3 + 0,1691\pi_T^2 - 0,3293\pi_T + 0,8860, \\ \psi(\epsilon = 1,00) = 0,0518\pi_T^3 - 0,2875\pi_T^2 + 0,5640\pi_T + 0,3175 \end{array} \right\}. \quad (5)$$

Представленная на рис. 5 двухпараметрическая зависимость $\psi = f(\varepsilon, \pi_T)$ аппроксимируется кубическим полиномом:

$$\psi = f(\varepsilon, \pi_T) = 0,4515 + 0,156\pi_T + 0,55\varepsilon - 0,069\pi_T^2 - 0,083\varepsilon\pi_T - 0,0617\varepsilon^2 + 0,017\pi_T^3 - 0,007\pi_T^2\varepsilon + 0,07\pi_T\varepsilon^2 + 0,2099\varepsilon^3. \quad (6)$$

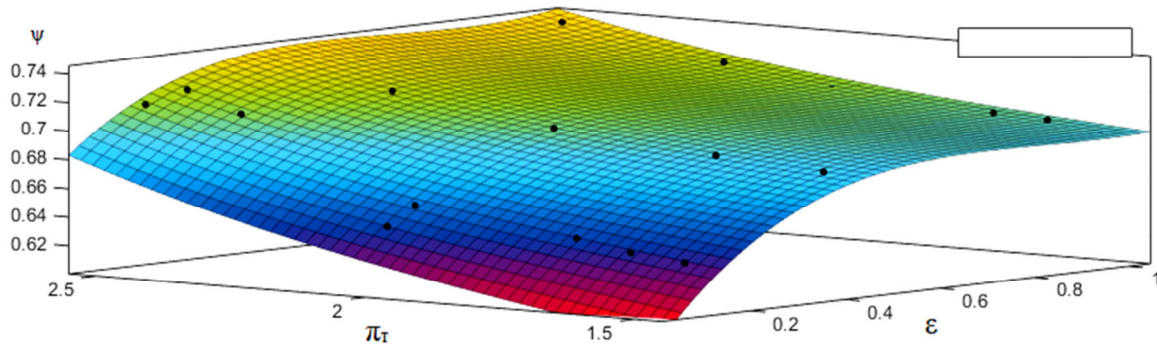


Рис. 5. Трехмерная зависимость коэффициента скорости РК от степени расширения π_T и степени парциальности ε

Ввиду того, что рабочие каналы постоянно открыты и не работают в режиме «открытие – закрытие», графики зависимости отличаются. На графике зависимости ψ от π_T наблюдается максимальное значение ψ для всех турбинных ступеней при $\pi_T = 2,5$. Это объясняется тем, что для рабочей трансзвуковой решетки оптимальное значение числа Маха $M = 0,90 \div 0,95$, поэтому по мере увеличения π_T будет увеличиваться значение ψ , до достижения оптимума числа Маха. При уменьшении значения π_T в рабочие каналы поступает газ с более низким давлением, т. к. основной перепад давлений выработан в СА, что и приводит к более низкому значению коэффициента ψ .

Сравнение данных, полученных в ходе численного эксперимента, с расчетом по формулам (1)–(6) проиллюстрировало, что приведенные модели в настоящей работе для определения коэффициентов скорости СА и РК адекватны, т. к. расхождение между расчетом и численным экспериментом не превышает 2,5 % в широком диапазоне степени парциальности и степени расширения. Поэтому созданные двухпараметрические зависимости $\varphi = f(\varepsilon, \pi_T)$ и $\psi = f(\varepsilon, \pi_T)$ можно считать адекватными и рекомендовать к прикладному использованию при моделировании центростремительных турбин.

Заключение

По результатам анализа трехмерного моделирования можно сделать следующие выводы:

– получены однопараметрические зависимости для определения коэффициентов скорости СА φ и РК ψ для каждой степени парциальности $\varphi = f(\varepsilon)$, $\psi = f(\varepsilon)$ и степени расширения $\varphi = f(\pi_T)$, $\psi = f(\pi_T)$;

– полученные значения скоростных коэффициентов СА и РК при различных значениях ε в диапазоне изменения π_T от 1,5 до 2,5 могут быть аппроксимированы кубическими полиномами (3) и (6);

– при сравнении опытных данных с расчетом по формулам (1)–(6) делаем вывод о целесообразности использования этих математических зависимостей, т. к. погрешность вычисления не превышает значения численного эксперимента более чем на 2,3 %.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Рассохин В. А. Турбины конструкции ЛПИ: преимущества, характеристики, опыт разработки и применение // Тр. Санкт-Петербург. политехн. ун-та. 2004. № 491. С. 152–161.
2. Крюков А. А., Чехранов С. В. Численное исследование течения потока в ступени центростремительной турбины с частичным облопачиванием рабочего колеса // Мор. интеллектуал. технологии. 2020. № 4 (50). Т. 1. С. 114–120.

3. *Kryukov A. A. et al.* 2020 IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 986 012045 IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. 986 (2020) 012045. URL: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/986/1/012045> (дата обращения: 10.01.2021).

4. *Епифанов А. А., Кириллов А. И., Рассохин В. А.* Расчет трехмерного течения в ступенях малорасходных турбин // Науч.-техн. вед. Санкт-Петербург. политехн. ун-та. Наука и образование. 2012. № 1. С. 65–70.

5. *Чехранов С. В., Симашов Р. Р.* Математическая модель радиальной малорасходной турбины с частичным облопачиванием рабочего колеса // Трансп. дело России. 2015. № 6. С. 160–164.

Статья поступила в редакцию 19.01.2021

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Крюков Алексей Алексеевич – Россия, 690087, Владивосток; Дальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет; аспирант кафедры судовых энергетических установок; dsl918@ya.ru.

Чехранов Сергей Валентинович – Россия, 690087, Владивосток; Дальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет; д-р техн. наук, профессор; профессор кафедры судовых энергетических установок; turbogoom@yandex.ru.



THREE-DIMENSIONAL NUMERICAL SIMULATION OF LOW-CONSUMPTION INFLOW TURBINE WITH PARTIAL BLADING OF RUNNER

A. A. Kriukov, S. V. Chekhranov

*Far Eastern State Technical Fisheries University,
Vladivostok, Russian Federation*

Abstract. The article describes the inflow turbines as reliable, productive, small-sized drives for various units and devices. The practice of manufacturing and using inflow turbine stages sets out the goal of increasing efficiency, simplifying technology and reducing cost of manufacturing stages. Increasing the efficiency of inflow turbines requires solving the problems of improving the flow part and calculating the optimal geometry and operating modes of the impeller flow. A significant part of low-consumption inflow turbines is partial, which leads to additional losses. The use of fanless turbine stages reduces the losses caused by partiality by means of improving the design parameters. Such stages include turbines with partial blading of the runner, which have the distinctive features compared to conventional partial turbines. An innovative way to improve the design efficiency of these turbines is to determine the loss of kinetic energy in the nozzle and runner using the ANSYS CFX package. The geometric model is constructed using ANSYS Design Modeler, a grid is selected, and boundary conditions are set. There are shown the dependences of speed coefficients of a nozzle diaphragm and a runner of the turbine with partial blading in the range of expansion stage $\pi_1 = 1,5 \div 2,5$, and the admission intensity in the range $0,059 \div 1$. As a result of approximation, the empirical dependences are obtained that take into account the influence of the degree of partiality and the degree of expansion of the stage on the coefficients of speed of the nozzle diaphragm and the runner. The resulting empirical dependences are indispensable for modeling an inflow turbine.

Key words: low-consumption turbine, nozzle diaphragm, rotor wheel, polynomial, numerical experiment, admission intensity.

For citation: Kriukov A. A., Chekhranov S. V. Three-dimensional numerical simulation of low-consumption inflow turbine with partial blading of runner. *Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine Engineering and Technologies.* 2021;1:74-80. (In Russ.) DOI: 10.24143/2073-1574-2021-1-74-80.

REFERENCES

1. Rassokhin V. A. Turbiny konstruksii LPI: preimushchestva, kharakteristiki, opyt razrabotki i primeneniye [Turbines of LPI design: advantages, characteristics, development experience and application]. *Trudy Sankt-Peterburgskogo politekhnicheskogo universiteta*, 2004, no. 491, pp. 152-161.
2. Kriukov A. A., Chekhranov S. V. Chislennoe issledovanie techeniia potoka v stupeni tsentrostremitel'noi turbiny s chastichnym oblopachivaniem rabocheho koleasa [Numerical study of flow in centripetal turbine stage with partial blading of impeller]. *Morskie intellektual'nye tekhnologii*, 2020, no. 4 (50), vol. 1, pp. 114-120.
3. Kryukov A. A. et al. 2020 IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 986 012045 IOP Conf. Series: *Materials Science and Engineering*. 986 (2020) 012045. Available at: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/986/1/012045> (accessed: 10.01.2021).
4. Epifanov A. A., Kirillov A. I., Rassokhin V. A. Raschet trekhmernogo techeniia v stupeniakh maloraskhodnykh turbin [Calculating three-dimensional flow in stages of low-flow turbines]. *Nauchno-tekhnicheskie vedomosti Sankt-Peterburgskogo politekhnicheskogo universiteta. Nauka i obrazovanie*, 2012, no. 1, pp. 65-70.
5. Chekhranov S. V., Simashov P. P. Matematicheskaya model' radial'noi maloraskhodnoi turbiny s chastichnym oblopachivaniem rabocheho koleasa [Mathematical model of radial low-flow turbine with partial blading of impeller]. *Transportnoe delo Rossii*, 2015, no. 6, pp. 160-164.

The article submitted to the editors 19.01.2021

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Kriukov Aleksei Alekseevich – Russia, 690087, Vladivostok; Far Eastern State Technical Fisheries University; Postgraduate Student of the Department of Marine Power System; ds1918@ya.ru.

Chekhranov Sergei Valentinovich – Russia, 690087, Vladivostok; Far Eastern State Technical Fisheries University; Doctor of Technical Sciences, Professor; Professor of the Department of Marine Power System; turboroom@yandex.ru.

