

DOI: 10.21821/2309-5180-2022-14-4-583-590

## NUMERICAL STUDY OF THE BALANCE OF KINETIC ENERGY LOSSES IN THE FLOW PART OF A LOW-CONSUMPTION INFLOW TURBINE

**A. A. Kryukov**

Far Eastern State Technical Fisheries University,  
Vladivostok, Russian Federation

*The development of marine power engineering and automation, due to qualitative and quantitative changes by a significant increase in the capacity of modern power plants is considered in the paper. The object of this study is the flow part of a low-consumption inflow turbine, the subject of the study is the loss of kinetic energy in the stage of a low-consumption inflow turbine. The method of investigation is numerical simulation of gas flow using computational gas dynamics; the purpose of the study is to compare the values of kinetic energy loss coefficients in the nozzle diaphragm, impeller and output velocity losses obtained during physical and numerical experiments. The main objective of the study is to compare the values of kinetic energy loss coefficients in the turbine stage obtained during a physical experiment with the results of a numerical experiment. It is noted that low-consumption turbines are characterized by small dimensions, which do not allow to fully carrying out a physical experiment. A balance of losses of a low-consumption inflow turbine is performed in the study. A good convergence of the loss coefficients values obtained by the numerical method with the results of the physical experiment has been established. Conclusions about the possibility of applying numerical modeling for identical types of turbine stages are made.*

*Keywords: nozzle diaphragm, loss coefficient, runner, kinetic energy, numerical method, experiment, calculation grid, gas dynamics, low-consumption turbine, experiment.*

### **For citation:**

Kryukov, Aleksey A. "Numerical study of the balance of kinetic energy losses in the flow part of a low-consumption inflow turbine." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 14.4 (2022): 583–590. DOI: 10.21821/2309-5180-2022-14-4-583-590.

**УДК 621.515.001.5**

## ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ БАЛАНСА ПОТЕРЬ КИНЕТИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ МАЛОРАСХОДНОЙ ЦЕНТРОСТРЕМИТЕЛЬНОЙ ТУРБИНЫ

**А. А. Крюков**

ФГБОУ ВО «Дальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет», г. Владивосток, Российская Федерация

*В работе основное внимание уделено вопросу развития судовой энергетики и автоматики, обусловленного качественными и количественными изменениями, вызванными масштабной оптимизацией и повышением эффективности судовых энергетических установок и установленным требованием о необходимости утилизации теплоты отработанного рабочего тела. Объектом данного исследования является проточная часть центростремительной малорасходной турбины, предметом исследования служат потери кинетической энергии в ступени малорасходной центростремительной турбины. Методом проведенного исследования является численное моделирование течения газа с использованием вычислительной газовой динамики, целью исследования — сравнение значений коэффициентов потерь кинетической энергии в сопловом аппарате, рабочем колесе и потерь с выходной скоростью полученных в ходе проведения физического и численного экспериментов. Основной задачей данного исследования является сопоставление значений коэффициентов потерь кинетической энергии в ступени турбины, полученных в ходе физического эксперимента, с результатами численного эксперимента. Отмечается, что малорасходные турбины характеризуются малыми габаритами, не позволяющими в полной мере осуществить физический эксперимент. В предлагаемой работе выполнен баланс потерь центростремительной малорасходной турбины. Выполнено сравнение значений*

*коэффициентов потерь кинетической энергии в сопловом аппарате и рабочем колесе с выходной скоростью, полученных в ходе проведения физического и численного экспериментов. Построен график баланса потерь кинетической энергии ступени малорасходной центростремительной турбины. Установлена хорошая сходимость значений коэффициентов потерь, полученных численным методом, с результатами физического эксперимента. Сделаны выводы о возможности применения численного моделирования для идентичных типов турбинных ступеней.*

*Ключевые слова: сопловой аппарат, коэффициент потерь, кинетическая энергия, численный метод, эксперимент, расчетная сетка, газодинамика, малорасходная турбина.*

**Для цитирования:**

Крюков А. А. Численное исследование баланса потерь кинетической энергии в проточной части малорасходной центростремительной турбины / А. А. Крюков // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2022. — Т. 14. — № 4. — С. 583–590. DOI: 10.21821/2309-5180-2022-14-4-583-590.

### **Введение (Introduction)**

Последняя четверть XX в. ознаменована стремительным прогрессом во всех отраслях судового машиностроения и смежных отраслях техники и технологий во всем мире. В свете масштабной оптимизации и повышения эффективности судовых энергетических установок установлено требование о необходимости утилизации теплоты отработанного рабочего тела. Наибольшие перспективы получили установки, имеющие в своем составе малорасходные турбины.

Сфера применения малорасходных турбин в современной морской технике значительна, и не ограничивается использованием только осевых микротурбин. Создание высокоэкономичной и эффективной морской техники обусловлено подбором исходных параметров с использованием методов повышения качества проектирования проточной части. Это достигается при помощи учета оптимальных значений соотношений и потерь кинетической энергии в элементах малорасходных турбин.

Физический эксперимент определения потерь в ступени малорасходной центростремительной турбины, описанный в работе [1], позволяет определить баланс потерь кинетической энергии и сопоставить его результаты для турбин соответствующего типа. Физический эксперимент с центростремительной турбиной проводился на тормозной установке, которая не позволила получать частоту вращения более 60000 мин<sup>-1</sup>, при исследованиях были получены лишь левые ветви характеристик ступени.

Параметры малорасходной турбины на физическом опыте: наружный диаметр рабочего колеса  $D_1 = 50$  мм; внутренний диаметр рабочего колеса  $D_2 = 30$  мм; сопловой аппарат сужающийся, высота сопловых лопаток  $h_c = 2$  мм; степень расширения ступени турбины  $\pi_t = 1,5$ ; радиальный зазор  $\Delta_p = 0,3$  мм.

Применение виртуального эксперимента [2] и замена им физического позволяет сделать следующие выводы:

- необходимо выполнить сравнение значений потерь кинетической энергии физического и численного экспериментов;

- следует разработать необходимые требования для проведения численных экспериментов с идентичными типами малорасходных турбин.

- необходимо продолжить исследования по дальнейшему совершенствованию методики проектирования малорасходных центростремительных турбин.

*Цель исследования* — сравнить значения коэффициентов потерь кинетической энергии в сопловом аппарате и рабочем колесе с выходной скоростью, полученных в ходе проведения физического и численного экспериментов.

Задачами данного исследования являются:

- создание конечно-элементарной расчетной сетки для трехмерной модели малорасходной центростремительной полноподводной турбины;

- проведение численного эксперимента по граничным условиям и требованиям;

- сравнение значений потерь кинетической энергии в ступени турбины, полученных в физическом эксперименте с результатами численного эксперимента;
- выработка требований для численного моделирования идентичных типов малорасходных центростремительных турбин.

Объектом данного исследования является проточная часть центростремительной малорасходной турбины. Предметом данного исследования являются потери кинетической энергии в ступени малорасходной центростремительной турбины, методом исследования — численное моделирование течения газа с использованием вычислительной газовой динамики.

### Методы и материалы (Methods and Materials)

В настоящее время малорасходные турбины широко применяются в современном машиностроении в качестве двигателей для вспомогательных и энергетических установок летательных аппаратов, судовых установок и т. д. Кроме того, из-за малых размеров и невысокой стоимости изготовления микротурбины применяются также в качестве моделей для приближенного исследования рабочего процесса турбин большой мощности. Численный эксперимент как элемент компьютерного моделирования в этом исследовании используется в качестве дополняющего и тестируемого к проведенному физическому эксперименту с целью определения потери кинетической энергии в ступени. Это позволяет создавать имитационный стенд для проведения виртуальных исследований идентичных типов малорасходных центростремительных турбин и, как следствие, иметь возможность получать все выходные параметры газодинамических характеристик, невозможные для получения в ходе физического эксперимента ввиду специфики микротурбин.

XXI в. является эпохой информационных технологий, что позволило создать современные методы компьютерного моделирования физических процессов, происходящих как в природе, так и в технике. Исследования потоков газообразных сред осуществляется *методами вычислительной газодинамики* (CFD-методами), базирующимися на решении системы уравнений Навье — Стокса, которая описывает протекание газообразной среды на основе фундаментальных законов сохранения.

В настоящее время имеется большое количество научных работ в сфере исследований малорасходных турбин, опубликованных в российских [3]–[5] и иностранных научных изданиях [6]–[8] с применением численного метода, который описывает перетекание потока газообразной среды. Численное моделирование течения газообразной среды может быть разделено на следующие этапы [9], [10]:

- создание трехмерной модели проточной части сопловых, рабочих каналов и радиального зазора малорасходной турбины с использованием CAD-систем;
- создание конечно-элементной сетки с определенными параметрами элементов;
- создание расчетной модели с граничными условиями и требованиями, применяемыми в эксперименте (параметры газообразной среды и модели турбулентности, угловой скорости, интерфейса сопряжения, количество итераций и др.);
- решение системы уравнений с учетом требуемых параметров невязок и небалансов;
- анализ и сравнение основных результатов численного моделирования.

В качестве виртуальной трехмерной модели выбрана турбинная ступень с техническими параметрами, приведенными в табл. 1.

Таблица 1

Технические характеристики ступени  
малорасходной центростремительной турбины

Угол наклона сопел соплового аппарата, град.	Высота сопла	$D_0$	$D_1$	$D_2$	$\Delta_{кр}$ ВХОД	$\Delta_{кр}$ ВЫХОД	Ширина горла	$Z_{CA}$	$Z_{PK}$
	мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм		
18	2	60	50	30	0,9	0,2	1,4	30	20

Схема малорасходной центростремительной турбинной ступени показана на рис. 1.

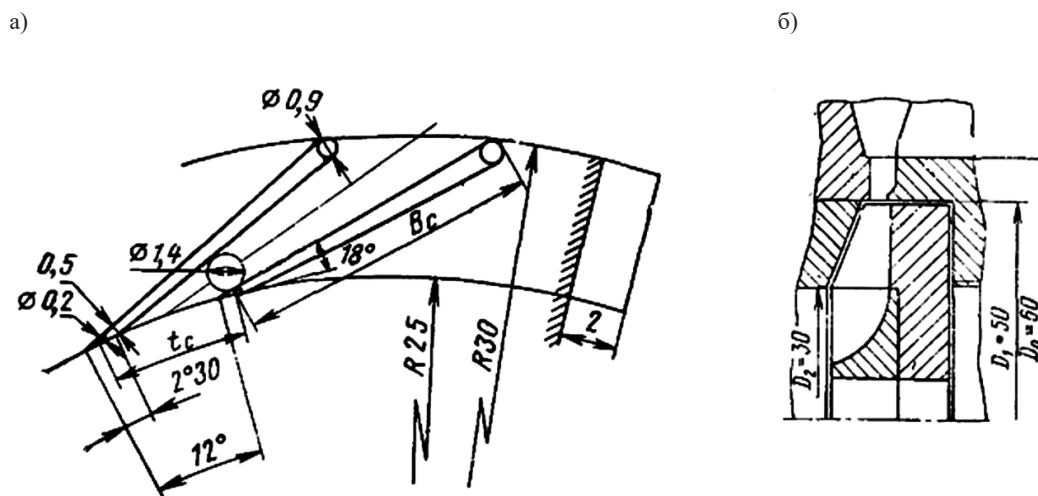


Рис. 1. Схема малорасходной центростремительной турбинной ступени:  
а — схема соплового аппарата; б — разрез турбинной ступени

В численном эксперименте заданы следующие граничные условия [11], [12]:

- постановка задачи — нестационарная задача Transient Rotor Stator;
- газообразная среда — Air Ideal Gas (воздух);
- модель турбулентности — SST (Shear Stress Transport);
- давление торможения потока газа на входе в сопловые каналы —  $1,5 \cdot 10^5$  Па;
- температура торможения потока газа на входе в сопловые каналы — 295 К;
- давление потока газа на выходе из рабочих каналов —  $1,53\text{--}2 \cdot 10^5$  Па.

### Результаты (Results)

Основные результаты численного эксперимента приведены в табл. 2 и 3. Визуальные поля скоростей проточной части ступени показаны на рис. 2.

Таблица 2

#### Основные результаты численного исследования по скоростным характеристикам

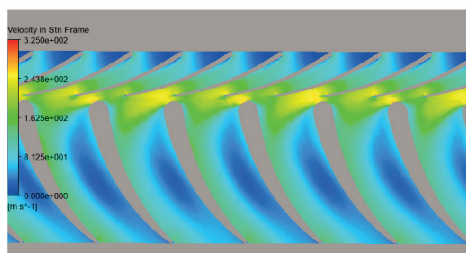
Величина	Значение			Единица измерения
Частота вращения РК	25 000	35 000	45 000	мин <sup>-1</sup>
Давление на выходе из соплового аппарата $p_1$	0,110	0,111	0,113	МПа
Число Маха на выходе из соплового аппарата $M_1$	0,588	0,580	0,573	—
Скорость потока на выходе из СА $c_1$	200,315	198,54	195,990	м/с
Относительная скорость потока на входе в РК $w_1$	120,246	93,99	62,240	м/с
Относительная скорость потока на входе из РК $w_2$	130,767	127,78	125,80	м/с
Абсолютная скорость потока на входе из РК $c_2$	80,99	70,93	65,810	м/с

Таблица 3

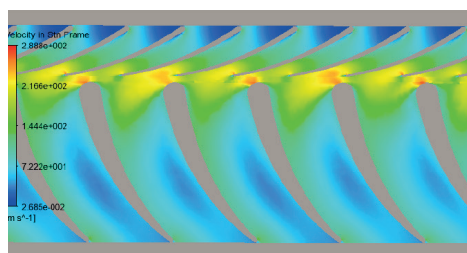
Основные результаты численного исследования по потерям кинетической энергии

Величина	Значение			Единица измерения
Частота вращения РК	25 000	35 000	45 000	мин <sup>-1</sup>
Коэффициент скорости соплового аппарата $\phi$	0,894	0,896	0,913	—
Коэффициент потерь в сопловом аппарате $\zeta_c$	0,218	0,197	0,166	—
Термодинамическая степень реактивности $\rho_T$	0,138	0,183	0,238	—
Коэффициент скорости рабочего колеса $\psi$	0,855	0,888	0,904	—
Коэффициент потерь в рабочем колесе $\zeta_d$	0,268	0,211	0,181	—
Коэффициент потерь с выходной скоростью $\zeta_{\text{вых}}$	0,101	0,078	0,067	—
Коэффициент полезного действия турбины $\eta_T$	0,429	0,514	0,586	—

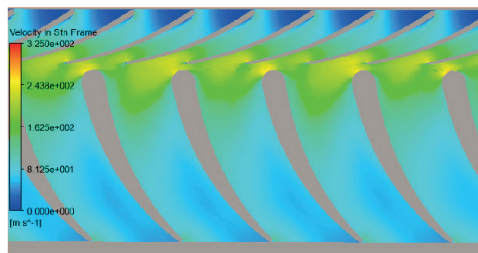
а)



б)



в)



г)

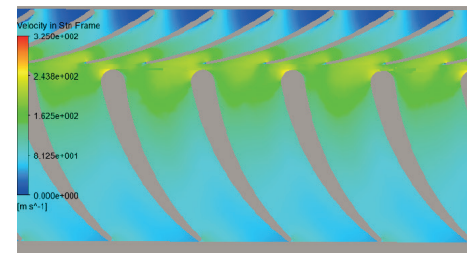


Рис. 2. Поле скоростей в турбинной ступени:

а — частота вращения 25 000 мин<sup>-1</sup>; б — частота вращения 35 000 мин<sup>-1</sup>;  
в — частота вращения 45 000 мин<sup>-1</sup>; г — частота вращения 55 000 мин<sup>-1</sup>

Составление энергетического баланса ступени позволяет обнаружить заметное снижение эффективности элементов конструкции и дать рекомендации по ее совершенствованию. Значения величин в таб. 2 являются выходными данными численного эксперимента. Данные таб. 3 определяются на основе традиционных формул описанных в теории турбин.

### Обсуждение (Discussion)

В результате сравнительного анализа выходных данных численного эксперимента, приведенных в табл. 2 и 3, построен график баланса потерь кинетической энергии ступени малорасходной центробежной турбины (рис. 3). Коэффициент потерь в рабочем колесе  $\zeta_d$  включает не только профильные и вторичные потери, но и потери в зазорах. Относительные потери энергии на рабочем



колесе при снижении  $u_1/C_0$  увеличиваются и, в конечном итоге, определяют снижение КПД ступени. Потери с выходной скоростью  $\zeta_{\text{вых}}$  и дополнительные потери  $\zeta_d$  также с уменьшением  $u_1/C_0$  возрастают. Дополнительные потери представляют собой часть потерь кинетической энергии рабочего колеса, а именно: потери на трение в подшипниках турбины, на трение диска рабочего колеса о воздух и потери, связанные с утечкой рабочего тела в зазоры между ротором турбины и корпусом.

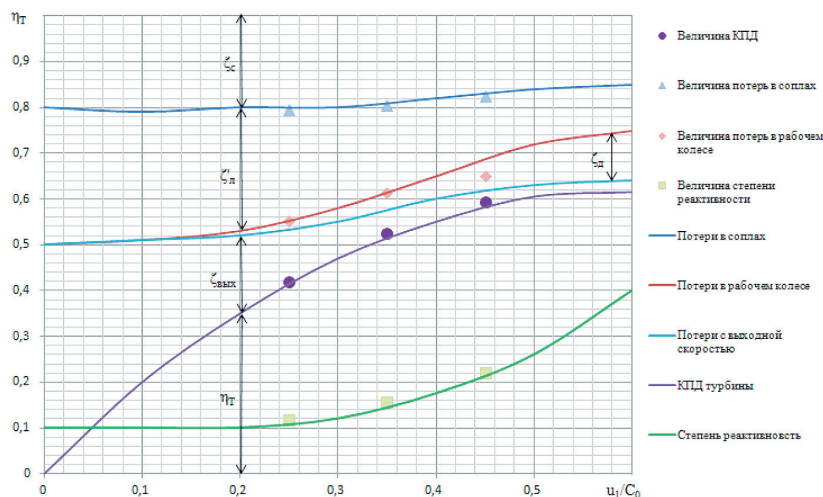


Рис. 3. Баланс потерь центробежной малорасходной турбины

Значения коэффициентов потерь в соплах  $\zeta_c$ , полученные в ходе численного эксперимента, практически полностью совпадают с экспериментальными. Коэффициент потерь в рабочем колесе  $\zeta_d$  при небольших значениях  $u_1/C_0$  совпадает с  $\zeta_{\text{вых}}$ . По мере увеличения  $u_1/C_0$  увеличиваются дополнительные потери, что приводит к увеличению общих потерь в рабочем колесе. Выходные потери в ступени составили 5–12 %, что значительно меньше, чем в осевых турбинах из-за торможения потока на колесе центробежными силами. Степень реактивности возрастает по мере увеличения давления из сопел и  $u_1/C_0$ .

Нижняя кривая  $\eta = \eta(u_1/C_0)$ , показанная на рис. 3, соответствует значению КПД, который в физическом эксперименте определялся по показаниям весового устройства гидравлического тормоза и счетчика оборотов. Гидравлический тормоз в физическом эксперименте не позволил получить частоту вращения более 60000 мин<sup>-1</sup>, поэтому в процессе проведения испытаний были исследованы лишь левые ветви характеристик турбин.

В формуле баланса потерь кинетической энергии слева находится внутренний КПД ступени, справа — все потери энергии:

$$\eta_T = 1 - \zeta_c - \zeta_d - \zeta_{\text{вых}} - \zeta_d.$$

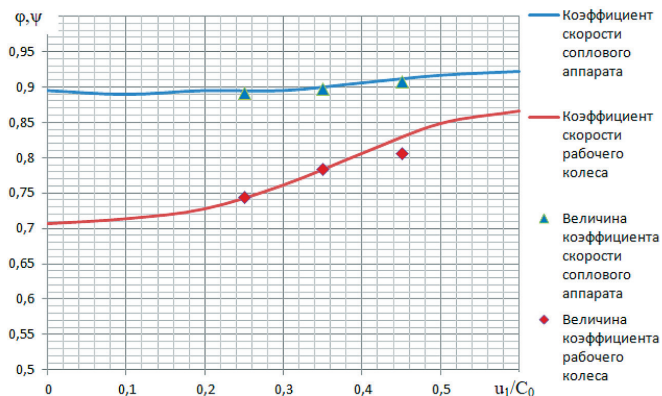


Рис. 4. График значений коэффициентов скорости соплового аппарата и рабочего колеса

Для более наглядного представления эффективности турбинной ступени, на рис. 4, показан график коэффициентов скорости, который демонстрирует высокую степень сходимости результатов численного эксперимента с физическим, что обусловлено правильными критериями расчета, граничными условиями, а также подобранной сеткой.

### Выводы (Summary)

В ходе проведения сравнительного анализа экспериментов были сделаны следующие выводы:

1. Погрешности вычислений коэффициентов потерь кинетической энергии между численным и физическим экспериментом незначительны, поэтому применение метода численного моделирования течения газа с использованием вычислительной газовой динамики может рассматриваться в качестве замены и уточнения физического эксперимента для определения коэффициентов потерь в турбинных ступенях данного типа.
2. Выполненные сравнения результатов физических и численных экспериментов свидетельствуют об адекватности виртуальной модели и дальнейшей апробации математических моделей проточной части малорасходных центробежных турбин данного типа.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Наталевич А. С. Воздушные микротурбины / А. С. Наталевич. — М.: Машиностроение, 1979. — 192 с.
2. Епифанов А. А. Расчет трехмерного течения в ступенях малорасходных турбин / А. А. Епифанов, А. И. Кириллов, В. А. Рассохин // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. — 2012. — № 1 (142). — С. 65–70.
3. Забелин Н. А. Исследование особенностей течения в малорасходных турбинных ступенях конструкции ЛПИ / Н. А. Забелин, Г. Л. Раков, В. А. Рассохин, А. А. Себедев, М. В. Смирнов // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. — 2013. — № 1 (166). — С. 45–53.
4. Нгуен А. К. Характеристики и структура потока турбинной ступени с отрицательным градиентом степени реактивности / А. К. Нгуен, К. Л. Лапшин // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. — 2016. — № 2 (243). — С. 163–173. DOI: 10.5862/JEST.243.17.
5. Нгуен Ан. К. Влияние тангенциального наклона рабочих лопаток на потери кинетической энергии / Ан. К. Нгуен, К. Л. Лапшин // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. — 2017. — Т. 23. — № 4. — С. 66–73. DOI: 10.18721/JEST.230406.
6. Kryukov A. A. Determination of the velocity coefficient of a turbine nozzle diaphragm with partial blading of the runner / A. A. Kryukov, G. L. Rakov, S. V. Chekhranov, R. R. Simashov // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. — IOP Publishing, 2020. — Vol. 986. — Is. 1. — Pp. 012045. DOI: 10.1088/1757-899X/986/1/012045.
7. Rassokhin V. The design of microturbine units with low-consumed turbines constructed by LPI for heat recovery of exhaust gases of internal combustion engines / V. Rassokhin, N. Zabelin, H. Kunte, J. Seume, S. Olennikov, M. Cherkasova, A. Sebelev // Results of joint research activity of scientists from Saint-Petersburg State Polytechnical University and Leibniz University of Hannover. — Polytechnical University Publishing House, 2014. — Pp. 139–155.
8. Rakov G. A low emission axial-flow turbine for the utilization of compressible natural gas energy in the gas transport system of Russia / G. Rakov, V. Rassokhin, N. Zabelin, S. Olennikov, A. Sebelev, A. Sukhanov, S. Schislyaev // International Journal of environmental & science education. — 2016. — Vol. 11. — No. 18. — Pp. 11721–11733.
9. Smirnov M. V. Effects of hub endwall geometry and rotor leading edge shape on performance of supersonic axial impulse turbine. Part I / M. V. Smirnov, A. A. Sebelev, N. A. Zabelin, N. I. Kuklina // Proceedings of 12th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics. — Stockholm, Sweden, 2017. — Paper ID: ETC2017-100.
10. Sebelev A. Design and numerical analysis of processes in siloxane vapor driven turbine / A. Sebelev, R. Scharf, N. Zabelin, M. Smirnov // Proceedings of the 3rd International Seminar on ORC Power Systems. Brussels, Belgium. — 2015. — Pp. 640–649.
11. Крюков А. А. Численное исследование течения потока в ступени центробежной турбины с частичным облопачиванием рабочего колеса / А. А. Крюков, С. В. Чехранов // Морские интеллектуальные технологии. — 2020. — № 4–1 (50). — С. 114–120. DOI: 10.37220/MIT.2020.50.4.016.

12. Крюков А. А. Трехмерный газодинамический расчет соплового аппарата малорасходной центробежной турбины / А. А. Крюков // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. — 2019. — № 4. — С. 89–95. DOI: 10.24143/2073-1574-2019-4-89-95.

## REFERENCES

1. Natalevich, A. S. *Vozdushnye mikroturbiny*. M.: Mashinostroenie, 1979.
2. Epifanov, A. A., A. I. Kirillov, and V. A. Rassokhin. “Raschet trehmernogo techeniya v stupenjah malorashodnykh turbin.” *Nauchno-tekhnicheskie vedomosti Sankt-Peterburgskogo gosudarstvennogo politekhnicheskogo universiteta* 1(142) (2012): 65–70.
3. Zabelin, N. A., G. L. Rakov, V. A. Rassokhin, A. A. Sebelev, and M. V. Smirnov. “Research of flow characteristics in low flow rate LPI turbine stages.” *St. Petersburg State Polytechnical University Journal* 1(166) (2013): 45–53.
4. Nguyen, A. Q., and K. L. Lapshin. “Characteristics and structure of the flow in a turbine stage with a negative gradient of the degree of reactivity.” *St. Petersburg State Polytechnical University Journal* 2(243) (2016) 163–173. DOI: 10.5862/JEST.243.17.
5. Nguyen, A. Q., and K. L. Lapshin. “The influence of tangential inclination of rotor blades on kinetic energy losses in an axial turbine stage.” *St. Petersburg Polytechnic University Journal of Engineering Science and Technology* 23.4 (2017): 66–73. DOI: 10.18721/JEST.230406.
6. Kryukov, A. A., G. L. Rakov, S. V. Chekhranov, and R. R. Simashov. “Determination of the velocity coefficient of a turbine nozzle diaphragm with partial blading of the runner.” *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. Vol. 986. No. 1. IOP Publishing, 2020. DOI: 10.1088/1757-899X/986/1/012045.
7. Rassokhin, V., N. Zabelin, H. Kunte, J. Seume, S. Olennikov, M. Cherkasova, and A. Sebelev. “The design of microturbine units with low-consumed turbines constructed by LPI for heat recovery of exhaust gases of internal combustion engines.” *Results of joint research activity of scientists from Saint-Petersburg State Polytechnical University and Leibniz University of Hannover*. Polytechnical University Publishing House, 2014. 139–155.
8. Rakov, Gennadiy, Viktor Rassokhin, Nikolay Zabelin, Sergey Olennikov, Aleksandr Sebelev, Aleksandr Sukhanov, and Sergey Schislyaev. “A Low Emission Axial-Flow Turbine for the Utilization of Compressible Natural Gas Energy in the Gas Transport System of Russia.” *International Journal of environmental & science education* 11.18 (2016): 11721–11733.
9. Smirnov, M. V., A. A. Sebelev, N. A. Zabelin, and N. I. Kuklina. “Effects of hub endwall geometry and rotor leading edge shape on performance of supersonic axial impulse turbine. Part I.” *Proceedings of 12th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics*. Stockholm, Sweden, 2017. Paper ID: ETC2017–100.
10. Sebelev, A., R. Scharf, N. Zabelin, and M. Smirnov. “Design and numerical analysis of processes in siloxane vapor driven turbine.” *Proceedings of the 3rd International Seminar on ORC Power Systems*. Brussels, Belgium. 2015. 640–649.
11. Kryukov, Aleksey A., and Sergei V. Chekhranov. “Numerical experiment of flow in stages of inflow turbine with fractional blading of the rotor wheel.” *Marine intelligent technologies* 4–1(50) (2020): 114–120. DOI: 10.37220/MIT.2020.50.4.016
12. Kriukov, Aleksei Alekseevich. “Three dimensional gas-dynamic calculation of nozzle block of small flow-rate centripetal turbine.” *Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine Engineering and Technologies* 4 (2019): 89–95. DOI: 10.24143/2073-1574-2019-4-89-95.

## ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ

**Крюков Алексей Алексеевич** —  
старший преподаватель  
ФГБОУ ВО «Дальневосточный государственный  
технический рыбохозяйственный университет»  
690087, Российская Федерация, г. Владивосток, ул.  
Луговая, 52б  
e-mail: [aleksey902@mail.ru](mailto:aleksey902@mail.ru)

## INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

**Kryukov, Aleksey A.** —  
Senior lecturer  
Far Eastern State Technical  
Fisheries University  
52B Lugovaya Str., Vladivostok, 690087,  
Russian Federation  
e-mail: [aleksey902@mail.ru](mailto:aleksey902@mail.ru)

Статья поступила в редакцию 27 июня 2022 г.  
Received: June 27, 2022.