

## ТРЕХМЕРНЫЙ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СОПЛОВОГО АППАРАТА МАЛОРАСХОДНОЙ ЦЕНТРОСТРЕМИТЕЛЬНОЙ ТУРБИНЫ

*А. А. Крюков*

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

Малорасходные турбины – это надёжные производительные малогабаритные приводы различных агрегатов и устройств. Опыт производства и применения малорасходных ступеней турбин заставляет выдвигать цель по повышению эффективности и одновременном упрощении и удешевлении технологии изготовления лопаток и ступени в целом. Повышение эффективности малорасходных турбин требует решения задачи аэродинамического совершенствования проточной части и расчётного определения оптимальной геометрии и режимов работы потока рабочего колеса. Одним из инновационных путей повышения эффективности проектирования малорасходных турбин является автоматизация процесса разработки с использованием современных систем моделирования на основе разработанных программных комплексов. В силу малоразмерности конструкции до настоящего времени проекторочные расчёты турбинных ступеней этого типа производились в одномерной постановке с привлечением различного рода аналогий с классическими ступенями. Использование трёхмерных газодинамических расчётов на основе платформы ANSYS CFX позволит существенно повысить качество проектирования проточных частей малорасходных турбин. Выполнение трёхмерного газодинамического расчёта соплового аппарата с использованием программного комплекса ANSYS CFX малорасходной турбинной ступени позволяет решить данную проблему. Геометрическая модель построена с использованием AutoCAD, выбрана сетка, заданы граничные условия. Проведено сравнение значений экспериментальных коэффициентов скорости соплового аппарата, скорости в горловине и тангенциальной составляющей скорости на выходе из соплового аппарата с полученными коэффициентами при использовании программного комплекса. Построены поля скоростей и сделаны выводы о целесообразности использования программного комплекса ANSYS CFX для определения основных параметров трёхмерного потока турбинной ступени.

**Ключевые слова:** малорасходные турбины, морская энергетика, геометрическая модель, численный эксперимент, расчётная сетка.

**Для цитирования:** *Крюков А. А.* Трёхмерный газодинамический расчет соплового аппарата малорасходной центростремительной турбины // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. 2019. № 4. С. 89–95. DOI: 10.24143/2073-1574-2019-4-89-95.

### **Введение**

Широкое применение малорасходных турбин поставило перед исследователями ряд задач, важнейшей из которых является задача повышения эффективности турбопривода. Решением данной задачи может быть оптимизация режимных и геометрических характеристик турбопривода с учётом конкретных условий эксплуатации турбин. В малорасходных турбинах проявляется эффект малых размеров газопроводных каналов, что затрудняет использование обширных данных, полученных на полноразмерных турбинах [1].

Вследствие небольших размеров турбинных ступеней технологические отклонения и погрешности в производстве ступени оказывают повышенное влияние на КПД турбины. В турбинах малых размеров увеличенные относительные толщины кромок входа и выхода и большая относительная шероховатость вносят существенный вклад в уменьшение эффективности. Возникают технологические трудности при профилировании и изготовлении сопловых и рабочих лопаток малых размеров, повышается технологическая погрешность при изготовлении. Значительное негативное влияние на потери оказывают проектные и конструкторские отклонения.

Физические эксперименты, проведённые с сопловыми аппаратами малорасходных турбин исследователем Х. А. Темировым под руководством В. И. Епифановой, позволили определить коэффициенты скорости в сопловом аппарате. Степень вероятности замены физического эксперимента численным предоставит возможность судить о целесообразности использования современных компьютерных технологий для получения соответствующих коэффициентов. Сопоставление результатов физического эксперимента и трёхмерных газодинамических расчётов с использованием программного комплекса ANSYS CFX позволит проверить возможность применения данного комплекса в качестве имитационного стенда для исследования турбинных ступеней этого типа. Моделирование в среде ANSYS CFX турбинной ступени с теми же геометрическими и режимными параметрами, как в работе [2], может служить тестовым вариантом подбора расчётной сетки с определёнными параметрами.

### Постановка задачи

Подобные турбинные ступени нашли своё применение на установках для разделения воздуха, работающих в корабельной и подводной технике по циклу среднего давления. В этих установках широко используют турбодетандеры. В численной модели рабочим телом является воздух, т. к. в этой модели моделируется поле скоростей в соответствующей экспериментальной воздушной турбинной ступени. Параметры рабочего тела в численной модели совпадают с параметрами рабочего тела в экспериментальной воздушной турбине. Воздух рассматривается как идеальный газ, свойства которого описываются уравнением Менделеева – Клапейрона. В трёхмерном газодинамическом расчёте известны следующие исходные параметры: давление рабочего тела на входе в сопло  $P_0^* = 5$  МПа; температура рабочего тела на входе в сопло  $T_0^* = 175$  К; давление рабочего тела на выходе из колеса  $P_2 = 0,6$  МПа; газовая постоянная рабочего тела  $R = 287$  Дж/(кг·К); изоэнтропический показатель рабочего тела  $k = 1,4$ ; частота вращения рабочего колеса находится в диапазоне  $50\,000 \div 120\,000$  мин<sup>-1</sup> [2]. Диаметр рабочего колеса  $D = 50$  мм; степень радиальности – 0,36; сопловый аппарат имеет 18 лопаток. Основные геометрические параметры: угол выхода из потока из соплового аппарата  $\alpha_1 = 14^\circ$ ; угол входа потока в рабочее колесо  $\beta_1 = 90^\circ$ ; угол выхода из потока из рабочего колеса  $\beta_2 = 35^\circ$  [2]. Наиболее подходящей моделью турбулентности для выбранной модели является SST (Shear Stress Transport). Модель SST представляет собой набор моделей турбулентности: свободное течение рассчитывается по уравнению  $k$ -Epsilon, а в области вблизи стенок – по уравнению  $k$ -Omega модели.

Расчётная модель представляет собой совокупность проточных частей соплового аппарата (рис. 1), рабочего колеса и суммарную часть, состоящую из радиального зазора и уплотнителей.

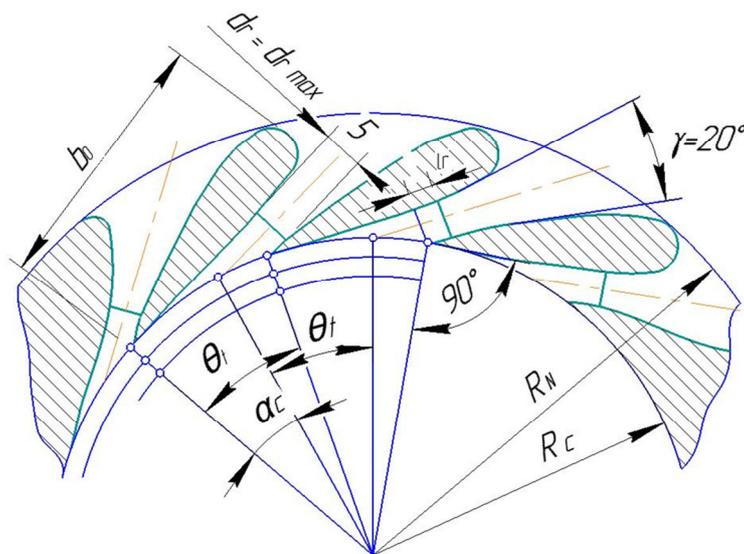


Рис. 1. Конструктивная схема соплового аппарата

Расчётная сетка, сгенерированная для исследуемой турбинной ступени, соответствует всем основным условиям обеспечения требуемой достоверности результатов расчёта. Около поверхностей, обтекаемых потоком, создано сгущение сетки. Это необходимо для увеличения качества расчёта параметров в пограничном слое. Способ решения – стационарная задача Frozen Rotor («замороженный» ротор) – сопряжение производится без осреднения параметров потока [3].

### **Результаты исследования**

После трёхмерных расчётов турбинной ступени были получены поля скоростей при различных частотах вращения: 50 000–120 000 мин<sup>-1</sup>. В процессе численного моделирования поля потока в турбинной ступени создаются вычисления параметров потока в расчётной области. Цель анализа результатов состоит в том, чтобы определить значения скоростных коэффициентов соплового аппарата и сравнить с экспериментальными значениями. Для выражения коэффициентов скорости в горловине сопла  $\lambda_r$  и тангенциальной составляющей скорости на выходе из соплового аппарата  $\lambda_{иМ}$  необходимо определить число Маха и местную скорость звука. По результатам численного расчёта ANSYS CFX определяются значения основных параметров:

1. Фактическая степень расширения в ступени:

$$\pi_t = \frac{P_0^*}{P_2},$$

где  $P_0^*$  – давление рабочего тела на входе в сопло, МПа;  $P_2$  – давление рабочего тела на выходе из колеса, МПа.

2. Располагаемый перепад энтальпий на ступень:

$$H_0 = R \frac{k}{k-1} T_0^* \left( 1 - \left( \frac{1}{\pi_t} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right),$$

где  $T_0^*$  – температура рабочего тела на входе в сопло, К;  $R$  – газовая постоянная рабочего тела, Дж/(кг·К);  $k$  – изэнтропический показатель рабочего тела;  $\pi_t$  – степень расширения в ступени.

3. Перепад энтальпий на ступень за вычетом потерь с выходной скоростью:

$$H_0^* = H_0 - \frac{c_2^2}{2},$$

где  $H_0^*$  – располагаемый перепад энтальпий на ступень, Дж/кг;  $c_2$  – абсолютная скорость на выходе из рабочего колеса, м/с.

4. Приведенное давление:

$$\bar{P}_1 = \frac{P_1}{P_0^*}, \tag{1}$$

где  $P_1$  – давление рабочего тела на выходе из соплового колеса, МПа.

5. Перепад энтальпий на сопловой аппарат:

$$H_{SA} = R \frac{k}{k-1} T_0^* \left( 1 - \left( \frac{P_1}{P_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right),$$

где  $H_{SA}$  – перепад энтальпий на сопловой аппарат, Дж/кг.

6. Коэффициент скорости соплового аппарата:

$$\varphi = \frac{c_1}{\sqrt{2H_{SA}}},$$

где  $c_1$  – абсолютная скорость на входе в рабочее колесо.

Поля скоростей изображены на рис. 2–4.

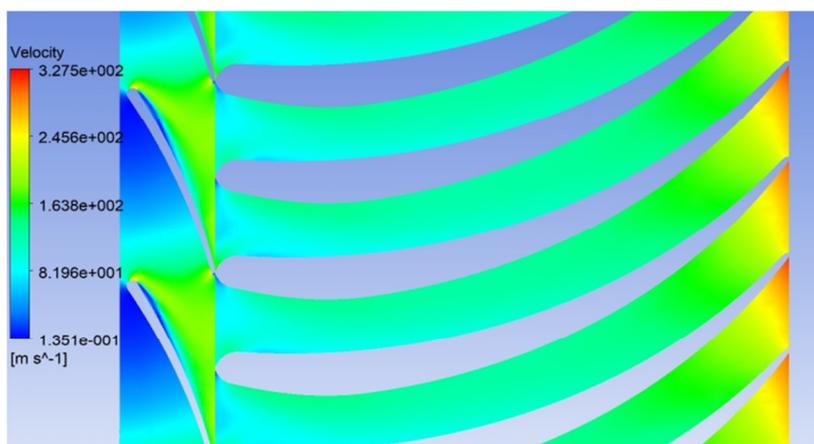


Рис. 2. Поле скоростей турбинной ступени

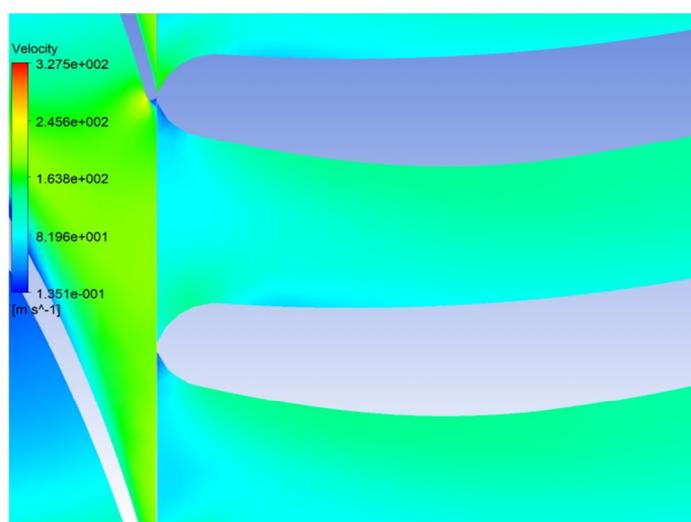


Рис. 3. Поле скоростей за сопловым аппаратом

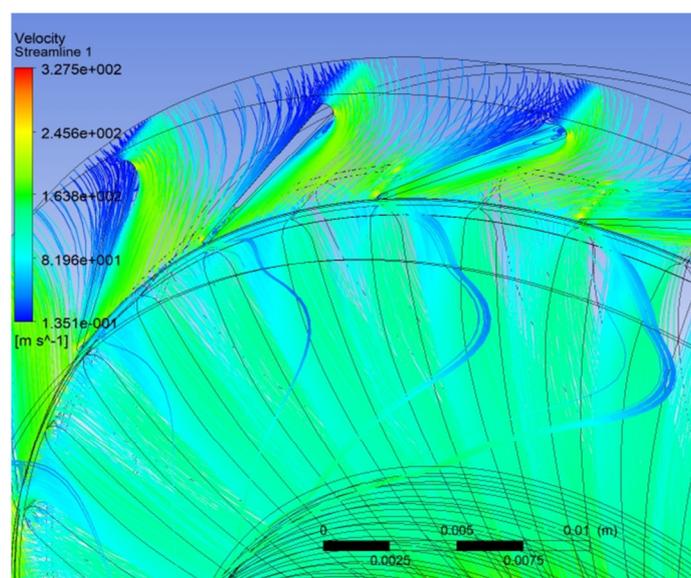


Рис. 4. Трёхмерная модель турбинной ступени с линиями тока

Характер поля течения определяется геометрией сопла, физическими свойствами рабочего тела и условиями на входе и выходе из соплового аппарата. Процесс течения газа сопровождается потерями кинетической энергии за счёт вязкого трения и турбулентности потока. Понижение скорости на выпуклой стороне лопаткой свидетельствует о потерях энергии в пограничном слое потока вследствие шероховатости. Наличие кромочного следа позволяет сделать вывод о присутствии кромочных потерь в выходных кромках сопловых и рабочих лопатках. В ходе проектирования получена информация о поле параметров потока в проточной части турбинной ступени (табл.).

Основные результаты трёхмерного газодинамического расчёта\*

Параметр	50 000 об/мин	70 000 об/мин	85 000 об/мин	120 000 об/мин
	ANSYS			
$P_0^*$ , МПа	5	5	5	0,5
$T_0^*$ , К	175	175	175	175
$P_1$ , МПа	2,647	3,064	3,38	3,86
$c_1$ , м/с	231,52	205,164	183,8	149,3
$w_1$ , м/с	137,253	85,243	90,271	194,313
$\lambda_r$	0,952	0,825	0,73	0,595
$\lambda_{шМ}$	0,865	0,755	0,682	0,532
$w_2$ , м/с	301,375	290,07	281,977	248,287
$c_2$ , м/с	272,716	251,638	236,716	190,5
$\varphi$	0,958	0,957	0,953	0,943

\* Осреднение параметров происходило по методу massFlowAve (массовому расходу) [4, с. 44].

На рис. 5 приведены графики зависимости различных коэффициентов скорости от относительного давления.

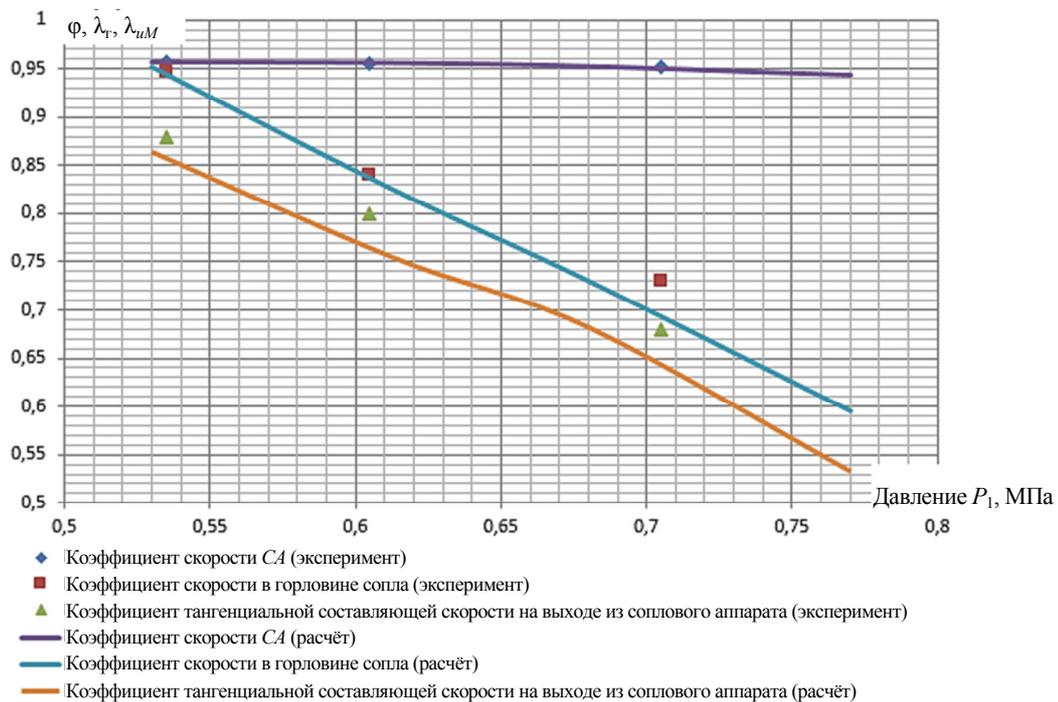


Рис. 5. Графики зависимости коэффициентов скорости от приведенного давления (1)

На графиках заметно, что представленная в работе модель адекватна реальным физическим процессам, т. к. коэффициенты скорости имеют расхождение между расчётом и экспериментом не более 3 % в достаточно широком диапазоне режимов работы. Поскольку любая численная модель является лишь условным отражением реальных физических процессов, её точность зависит от полноты раскрытия исследуемых явлений, а также от погрешностей как модели, так и эксперимента.

В трёхмерной модели присутствует понижение скорости в периферийной зоне рабочих каналов вследствие концевых потерь, вызванных разной высотой рабочих и сопловых лопаток, а также неоднородностью рабочего тела на различных высотах каналов проточной части. Каналы рабочего колеса расположены непосредственно под каналами соплового аппарата, поток рабочего тела легко входит в рабочие каналы. Застойные зоны (зоны рециркуляции) на входе в некоторые каналы рабочего колеса появляются из-за углов атаки. Они приводят к потерям кинетической энергии вследствие отрыва потока от стенок канала. Наличие потерь от нестационарности в данной работе не рассматривается, т. к. расчёт производится по методу Frozen Rotor.

### Выводы

В рассмотренных результатах трёхмерного газодинамического расчёта приходим к следующим выводам:

- отклонения между расчётами и экспериментальными данными не выходят за пределы погрешности эксперимента, поэтому платформу ANSYS CFX можно рассматривать в качестве имитационного стенда для нахождения скоростных коэффициентов в турбинных ступенях этого типа;
- интегрирование постороннего CAD обеспечения позволит облегчить и ускорить работу по созданию трёхмерной модели турбинной ступени;
- подтверждены рекомендации по выбору параметров расчётной сетки и граничных условий, позволяющих получать выходные данные для турбинных ступеней этого типа [4];
- апробация численного эксперимента доказала надёжность и достоверность применения ANSYS CFX с определёнными режимами и параметрами работы турбинной ступени.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Чехранов С. В. Малорасходные турбины безвентиляционного типа: основы построения, математические модели, характеристики и обобщения: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. М., 1999. 33 с.
2. Епифанова В. И. Компрессорные и расширительные турбомашин радиального типа. М.: Машиностроение, 1984. 376 с.
3. Себелев М. В., Забелин Н. А., Раков Г. Л., Рассохин В. А., Себелев А. А., Смирнов М. В. Исследование особенностей течения в малорасходных турбинных ступенях конструкции ЛПИ // Науч.-техн. вед. Санкт-Петербург. гос. политехн. ун-та. 2013. № 1 (166). С. 45–53.
4. Сулинов А. В., Шаблий Л. С. CFD-моделирование автономных осевых турбин турбонасосных агрегатов ЖРД в ANSYS CFX: электрон. метод. указания. Самара, 2012. 47 с. URL: <https://docplayer.ru/43390028-Cfd-modelirovanie-avtonomnyh-osevyh-turbin-turbonasosnyh-agregatov-zhrd-v-ansys-cfx.html> (дата обращения: 10.06.2019).

Статья поступила в редакцию 11.07.2019

### ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ

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



## THREE DIMENSIONAL GAS-DYNAMIC CALCULATION OF NOZZLE BLOCK OF SMALL FLOW-RATE CENTRIPETAL TURBINE

**A. A. Kriukov**

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

**Abstract.** The article describes the low-consumption turbines as reliable, productive, small-sized actuating mechanisms in various units and machines. Experience in production and use of low-cost turbine stages contributes to improving the efficiency along with simplifying and re-

ducing the cost of manufacturing of the blades and the stage in general. Improving the efficiency of low-consumption turbines requires solving the problem of aerodynamic improvement of the flow part and the calculated determination of the optimal geometry and operating modes of the impeller flow. One of the innovative ways to improve the design efficiency of low-consumption turbines is the automation of the development process using modern modeling systems based on the developed software systems. Due to the small size of the design, the design calculations of turbine stages of this type have been made in a one-dimensional formulation with the involvement of various analogies with classical stages. Using three-dimensional gas dynamic calculations based on the ANSYS CFX platform will significantly improve the quality of design of flow parts of low-flow turbines. Implementation of three-dimensional gas-dynamic calculation of the nozzle unit using the software package ANSYS CFX low-consumption turbine stage can solve this problem. The geometric model is built using AutoCAD software, the grid is selected, the boundary conditions are set. The values of the experimental coefficients of the nozzle velocity, neck velocity and the tangential component of velocity at the nozzle outlet have been compared with the coefficients obtained when using the software package. There have been built the velocity fields and made conclusions about feasibility of using the ANSYS CFX software package to determine the main parameters of a three-dimensional flow of the turbine stage.

**Key words:** low-consumption turbines, marine power engineering, geometric model, numerical experiment, computational mesh.

**For citation:** Kriukov A. A. 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*. 2019;4:89-95. (In Russ.) DOI: 10.24143/2073-1574-2019-4-89-95.

#### REFERENCES

1. Chekhranov S. V. *Maloraskhodnye turbiny bezventilyacionnogo tipa: osnovy postroeniya, matematicheskie modeli, harakteristiki i obobshcheniya: avtoreferat dis. ... d-ra tekhn. nauk* [Low-consumption turbines of fanless type: construction principles, mathematical models, characteristics and generalizations: diss. abstr. dr. tech. sci.]. Moscow, 1999. 33 p.
2. Epifanova V. I. *Kompressornye i rasshiritel'nye turbomashiny radial'nogo tipa* [Compressor and expansion turbomachines of radial type]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1984. 376 p.
3. Sebelev M. V., Zabelin N. A., Rakov G. L., Rassohin V. A., Sebelev A. A., Smirnov M. V. Issledovanie osobennostej techeniya v maloraskhodnyh turbinnnyh stupenyah konstrukcii LPI [Studying flow characteristics in small flow-rate turbine stages of LPI design]. *Nauchno-tekhnicheskie vedomosti Sankt-Peterburgskogo gosudarstvennogo politekhnicheskogo universiteta*, 2013, no. 1 (166), pp. 45-53.
4. Sulinov A. V., Shabl'ij L. S. *CFD-modelirovanie avtonomnyh osevyh turbin turbonasosnyh agregatov ZHRD v ANSYS CFX: elektronnye metodicheskie ukazaniya* [CFD modeling of autonomous axial turbines of turbopump liquid propellant engines in ANSYS CFX: e-guidelines]. Samara, 2012. 47 p. Available at: <https://docplayer.ru/43390028-Cfd-modelirovanie-avtonomnyh-osevyh-turbin-turbonasosnyh-agregatov-zhrd-v-ansys-cfx.html> (accessed: 10.06.2019).

The article submitted to the editors 11.07.2019

#### INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

**Kriukov Aleksei Alekseevich** – Russia, 690087, Vladivostok; Far Eastern State Technical Fisheries University; Postgraduate Student of the Department of Marine Power Generating Systems; dsl918@ya.ru.

