

УДК 621.515

А.М. Данилишин<sup>1</sup>, e-mail: danilishin\_am@mail.ru; Ю.В. Кожухов<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» (Санкт-Петербург, Россия).

## Разработка параметрической модели проточной части двухзвенной ступени с осерадиальным рабочим колесом центробежного компрессора

В статье представлены результаты разработки параметрической твердотельной модели проточной части двухзвенной ступени с осерадиальным рабочим колесом центробежного компрессора. Твердотельная модель создана в системе параметрического проектирования ANSYS Design Modeler для последующего внедрения в алгоритм многопараметрической и многокритериальной оптимизации. Модель построена на базе параметров, полученных из газодинамического расчета. В рамках проведенной работы рассмотрены схемы и выбранные геометрические параметры ступеней, определены управляющие параметры и диапазоны их варьирования. Меридиональный контур модели, созданной в рамках исследования, обладает высокой степенью универсальности и может использоваться для любого диаметра рабочего колеса.

Исследование показало, что автоматизация процесса проектирования позволяет уменьшить расходы на научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы за счет существенного сокращения временных затрат и отсутствия необходимости в проведении натурного эксперимента по доводке проточной части центробежного компрессора. Кроме того, предложенный метод проектирования дает возможность оптимизировать геометрические и газодинамические параметры модели на основе методов вычислительной газодинамики и в довольно быстрые сроки получить высокоэффективную проточную часть. Дополнительным преимуществом метода является возможность построения двухъярусных осерадиальных колес, а также разработки модели для междисциплинарного анализа прочности рабочего колеса с учетом распределенных полей температуры и давления.

В целом предложенный метод позволяет полностью автоматизировать процесс научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ с многовариантным анализом на основе современного междисциплинарного CAD/CAE-подхода с применением экстремальных высокопроизводительных средств – суперкомпьютеров.

**Ключевые слова:** центробежный компрессор, двухзвенная ступень, осерадиальное рабочее колесо, параметрическая модель.

.....

А.М. Данилишин<sup>1</sup>, e-mail: danilishin\_am@mail.ru; Ю.В. Кожухов<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Federal State Autonomous Educational Institution for Higher Education "Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University" (Saint Petersburg, Russia).

## The Development of a Parametric Model of a Flowing Part with Impeller and Vaneless Diffuser of the Centrifugal Compressor Stage

The article presents the results of the parameter-oriented solid model development for the flow-through channel of a two-section stage centrifugal compressor with an axi-radial impeller. The solid model has been developed in the parametric designing system - ANSYS Design Modeler - to be further introduced into the algorithm of multiparametric and multicriteria optimization. The model has been built on the parameter base resulting from gas-dynamic computations. The research carried out also included examination of the diagrams and selected geometrical parameters of the stages, identification of control parameters and ranges of their variations. Meridional profile of the model developed within the framework of the research is of high versatility and can be used for any impeller diameter. The results have indicated that the automated designing process makes it possible to cut R&D expenses due to a considerable time reduction and excluded natural experiment need to develop a centrifugal flow-through channel. In addition, the proposed designing method provides for a possibility to optimize geometrical and gas-dynamic model parameters basing on the methods of computational gas-dynamics and within the shortest possible time

to produce a highly effective flow-through channel. Another advantage of the method is to get a chance of creating two-tiered axi-radial impellers and developing a model for interdisciplinary analysis of impeller strength considering distributed fields of temperature and pressure. In general, the method proposed allows to create a fully automated R&D procedure followed by a multiversion analysis based on the current interdisciplinary CAD/CAE-approach using the extreme efficient equipment - supercomputers.

**Keywords:** centrifugal compressor, two-element stage, 3D impeller, parametric model.

Развитие вычислительной техники в конце XX в. привело к созданию концепции CALS-технологии (continuous acquisition and lifecycle support – непрерывная информационная поддержка поставок и жизненного цикла изделий), получившей в России название «ИПИ-технологии» (информационная поддержка изделий). Концепция предусматривает внедрение на предприятиях интегрированной информационной среды (ИИС), объединяющей инструментарию для создания и сопровождения изделия на всех стадиях жизненного цикла в сочетании с базами данных выполненных проектов и используемых стандартов. Инструментарий делится на две большие группы [1]. К первой относятся программные продукты и системы, предназначенные для автоматизации процессов, связанных с разработкой новых и производством текущих изделий, а именно триада CAD/CAE/CAM (computer-aided design – компьютерная поддержка проектирования; computer-aided manufacturing – компьютерная поддержка изготовления; computer-aided engineering – поддержка инженерных расчетов). Ко второй группе относятся инструменты сопровождения изделия, в том числе:

- системы PDM (product data management – управление данными об изделии);
- системы PM (project management – управление проектами);
- системы WF (work flow – поток работ, рабочий процесс) – системы управления потоками заданий при создании и изменении технической документации;
- системы обеспечения интегрированной логистической поддержки изделий

(ЛПИ) на постпроизводственных стадиях жизненного цикла (заказ и поставка запчастей и расходных материалов, управление процессами технического обслуживания и ремонта, включая интерактивные электронные технические руководства к этим процессам и т. п.);

- системы функционального моделирования, анализа и реинжиниринга бизнес-процессов.

По данным [1], на предприятиях США внедрение CALS-технологий привело к сокращению:

- затрат на подготовку технической документации – до 40 %;
- затрат на разработку эксплуатационной документации – до 30 %;
- времени разработки изделий – на 40–60 %.

С 2011 г. на ведущих мировых экономических форумах начали говорить о начале четвертой промышленной революции, так называемой Индустрии 4.0, означающей переход на полностью автоматизированное цифровое производство, управляемое интеллектуальными системами в режиме реального времени в постоянном взаимодействии с внешней средой, выходящее за границы одного предприятия с перспективой объединения в глобальную промышленную сеть вещей и услуг [2].

К числу критериев, определяющих готовность предприятий к переходу на уровень «Индустрии 4.0», специалистами Национальной академии технических наук Германии отнесены компьютеризация, сетевое взаимодействие, обозримость, прозрачность, прогнозирование и адаптивность [3].

Целью промышленной революции является построение кибернетической

платформы, сочетающей в себе интернет людей, интернет вещей и интернет сервисов, то есть экстремальную связанность с экстремальной автоматизацией на основе экстремальной производительности.

В июле 2017 г. Правительством Российской Федерации утверждена рассчитанная до 2030 г. программа «Цифровая экономика Российской Федерации», основными целями которой являются создание экосистемы цифровой экономики Российской Федерации и, в конечном счете, повышение конкурентоспособности на глобальном рынке как отдельных отраслей экономики государства, так и экономики в целом [4]. На 2018 г. разработан «План мероприятий по направлению «Формирование исследовательских компетенций и технологических заделов» программы «Цифровая экономика Российской Федерации» [5].

Применительно к нефтегазовой отрасли вопросы развития новой бизнес-модели кибернетической платформы в рамках «Индустрии 4.0» также актуальны, поскольку на сегодняшний день методы проектирования и конструирования в отрасли базируются в основном на ограниченных инструментах ИПИ-технологий.

#### ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Целью работы, результаты которой представлены в данной статье, было создание параметрической модели проточной части двухзвенной ступени с осерадиальным рабочим колесом центробежного компрессора. Перед исследователями была поставлена задача разработать максимально

Ссылка для цитирования (for citation):

Данилишин А.М., Кожухов Ю.В. Разработка параметрической модели проточной части двухзвенной ступени с осерадиальным рабочим колесом центробежного компрессора // Территория «НЕФТЕГАЗ». 2019. № 1–2. С. 12–18.

Danilishin A.M., Kozhukhov Yu.V. The Development of a Parametric Model of a Flowing Part with Impeller and Vaneless Diffuser of the Centrifugal Compressor Stage. Territorija "NEFTEGAS" = Oil and Gas Territory, 2019, No. 1–2, P. 12–18. (In Russian)

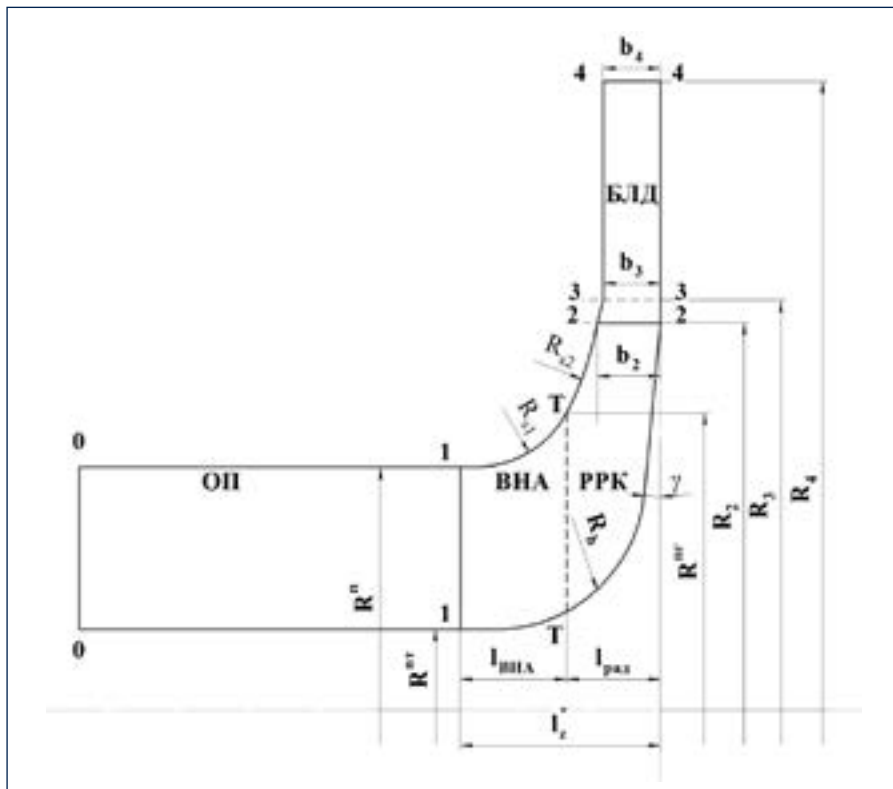


Рис. 1. Схема меридионального контура двухзвенной ступени с осерадиальным рабочим колесом: ОП – осевой патрубков; ВНА – вращающийся направляющий аппарат; ППК – радиальное рабочее колесо; БЛД – безлопаточный диффузор; 0–0, 1–1, 2–2, 3–3, 4–4 – контрольные сечения; Т–Т – сечение стыковки радиальной (ППК) и осевой (ВНА) части осерадиального рабочего колеса;  $R^n$  – радиус периферии в сечении 1–1, м;  $R^{nT}$  – радиус втулки, м;  $R^{nT}$  – радиус перегиба и стыковки с осевой частью осерадиального рабочего колеса, м;  $R_2$  – радиус рабочего колеса, м;  $R_3$  – начальный радиус безлопаточного диффузора, м;  $R_4$  – конечный радиус безлопаточного диффузора, м;  $R_{s1}$  и  $R_{s2}$  – первый и второй радиусы дуги сопряжения для поверхности внешнего контура диска, м;  $R_n$  – радиус дуги сопряжения для поверхности основного диска, м;  $b_2$  – высота лопаток на выходе, м;  $b_3$  – ширина безлопаточного диффузора на входе, м;  $b_4$  – ширина безлопаточного диффузора на выходе, м;  $l_2$  – осевая протяженность осерадиального рабочего колеса, м;  $l_{ВНА}$  – осевая протяженность вращающегося направляющего аппарата, м;  $l_{рад}$  – осевая протяженность радиального рабочего колеса, м;  $\gamma$  – угол наклона основного диска, °

Fig. 1. The meridional profile diagram for the two-element stage with an axi-radial centrifugal impeller: ОП – axial nipple; ВНА – inducer; ППК – radial impeller; БЛД – vaneless diffuser; 0–0, 1–1, 2–2, 3–3, 4–4 – control sections; Т–Т – matching of radial (ППК) and axial (ВНА) parts of axi-radial impeller;  $R^n$  – periphery radius in cross-section 1–1, m;  $R^{nT}$  – hub radius, m;  $R^{nT}$  – bending and matching radius with axial section of axi-radial impeller, m;  $R_2$  – impeller radius, m;  $R_3$  – vaneless diffuser initial radius, m;  $R_4$  – vaneless diffuser finite radius, m;  $R_{s1}$  and  $R_{s2}$  – first and second coupling arc radii for the disk outer contour surface, m;  $R_n$  – coupling arc radius for the main disk surface, m;  $b_2$  – blade height at the exit, m;  $b_3$  – vaneless diffuser width at the entry, m;  $b_4$  – vaneless diffuser width at the exit, m;  $l_2$  – axi-radial impeller axial length, m;  $l_{ВНА}$  – inducer axial length, m;  $l_{рад}$  – radial impeller axial length, m;  $\gamma$  – main disk inclination, °

универсальную параметризованную геометрическую модель, с помощью которой можно в автоматизированном режиме построить любую проточную часть.

В рамках исследования осуществлена проработка метода проведения научно-исследовательских и опытно-кон-

структорских работ (НИОКР), объединяющего современные инструменты автоматизированного проектирования и инженерного анализа проектов проточных частей двухзвенных центробежных компрессоров с анализом данных на суперкомпьютере.

Результаты работы носят прикладной характер. По мнению авторов, использование примененного ими метода удешевит цикл НИОКР за счет сокращения временных затрат на проведение научной работы и в значительной мере за счет отсутствия необходимости в проведении натурного эксперимента по доводке проточной части центробежного компрессора.

Первичные варианты газодинамические расчеты проточной части двухзвенной ступени выполнены на основе разработанного в Санкт-Петербургском политехническом университете поэлементного аналитического метода ЛПИ [6, 7], интегрированного в среду разработки ANSYS Workbench. Данный метод может использовать как экспериментальную, так и нарабатываемую численную базу данных, испытанных элементов и целых проточных частей. При этом для проектирования и конструирования в среде ANSYS Workbench имеются стандартные инструменты в виде системы автоматизированного проектирования (САПР), языка программирования и параметризации, а также инженерного анализа методами вычислительной гидрогазодинамики CFD (computational fluid dynamics). В совокупности инструменты дают возможность создать разновидность ИПИ-технологии для проектирования высокотехнологичной и наукоемкой продукции, что позволит сократить время выполнения научной работы. При помощи современных способов параметрического моделирования создаются модели элементов проточной части, т. е. осуществляется профилирование. Тип, конструкция, размеры элементов моделей выбираются исходя из современного уровня технологии, практических рекомендаций. Возможно также индивидуальное построение и дополнение моделей. В среде ANSYS CFX осуществляется моделирование газодинамических характеристик, определяются параметры потока в проточной части и ее эффективность, зона устойчивой экономической работы, а также оценочная граница помпажа. Затем процесс повторяется по алгоритму многокритериальной и многопараметрической оптимизации для получения наилучшего варианта.

## ОБЪЕКТ ИССЛЕДОВАНИЯ

Объектом исследования является двухзвенная ступень с осерадиальным рабочим колесом (ОРК), относящаяся к концевому типу, предназначенная для применения в одноступенчатых центробежных компрессорах. Такие проточные части используются для компрессоров общего назначения в одноступенчатой одновальнй и многовальных схемах, агрегатов турбонаддува двигателей внутреннего сгорания (ДВС), холодильных турбокомпрессоров, турбодетандеров схем низкотемпературной сепарации попутного нефтяного газа, одноступенчатых газоперекачивающих агрегатов, турбостартеров турбореактивных двигателей, вспомогательных силовых установок.

## ПОСТРОЕНИЕ СХЕМЫ МЕРИДИОНАЛЬНОГО КОНТУРА ДВУХЗВЕННОЙ СТУПЕНИ

Параметризация и построение твердотельной геометрической модели осуществлялись с помощью ANSYS Design Modeler – встроенной САПР, интегрированной в рабочую систему ANSYS Workbench.

В рамках исследования был принят способ профилирования с разделением осевой и радиальной частей колеса. Части условно разделены плоскостью Т–Т, перпендикулярной оси компрессора (рис. 1). При таком варианте профилирования обеспечивается возможность изготовления как составного с вращающимся направляющим аппаратом (ВНА), так и цельнопрофильного колеса. В качестве предварительных оптимальных размеров приняты обобщенные рекомендованные параметры, разработанные на кафедре «Компрессорная, вакуумная и холодильная техника» Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого в результате ряда исследований высоконапорных ступеней. Схема построения и основные параметры меридионального контура представлены на рис. 1. Профилирование проточной части рабочего колеса производилось в пределах геометрических размеров в сечениях входа 1–1 и выхода 2–2, полученных после проведения газодинамического расчета. К числу геометрических па-

Таблица 1. Рекомендации для меридионального контура осерадиального рабочего колеса [8]  
Table 1. Recommendations for the axi-radial impeller meridional profile [8]

Параметр Parameter	Значения для линейного диапазона расчетного условного коэффициента расхода $\Phi_p = 0,06...0,12$ Values for linear range of conditional near-maximum discharge efficiency $\Phi_p = 0,06...0,12$
Безразмерная* осевая протяженность осерадиального рабочего колеса $\bar{l}_z$ Dimensionless* axial-flow length of axi-radial impeller $\bar{l}_z$	0,28–0,35
Безразмерная осевая протяженность вращающегося направляющего аппарата $\bar{l}_{ВНА}$ Dimensionless axial-flow length of inducer $\bar{l}_{ВНА}$	0,23–0,25
Безразмерный радиус втулочной линии $\bar{R}^{BT}$ Dimensionless radius of hub-type line $\bar{R}^{BT}$	0,18–0,16
Безразмерный первый радиус сопряжения дуги покрывного диска $\bar{R}_{s1}^-$ Dimensionless first radius of coupling arc for the covering disk $\bar{R}_{s1}^-$	0,39–0,35
Безразмерный второй радиус сопряжения дуги покрывного диска $\bar{R}_{s2}^-$ Dimensionless second radius of coupling arc for the covering disk $\bar{R}_{s2}^-$	0,18–0,16

\* Здесь и далее все безразмерные величины приведены к диаметру рабочего колеса.  
\* Here and further every dimensionless values are reduced to an impeller diameter.

раметров относились, в частности: радиус рабочего колеса ОРК  $R_2$ , м; радиус периферии в сечении 1–1  $R^n$ , м; радиус втулки  $R^{BT}$ , м; высота лопаток на выходе  $b_2$ , м; первый и второй радиусы дуги сопряжения для поверхности внешнего контура диска  $R_{s1}$  и  $R_{s2}$ , м; радиус дуги сопряжения для поверхности основного диска  $R_{sr}$ , м; осевая протяженность проточной части рабочего колеса  $l_z$ , м; осевая протяженность вращающегося направляющего аппарата рабочего колеса  $l_{ВНА}$ , м; осевая протяженность радиальной части рабочего колеса  $l_{рад}$ , м; радиус точки перегиба внешнего контура диска  $R^{ng}$ , м; угол наклона основного диска  $\gamma$ , °. Параметры вводились в табличной форме или были получены автоматизированно, после чего осуществлялось построение модели. Параметры определяют одну из главных геометрических характеристик меридионального контура – среднюю величину кривизны контура, которая, в свою очередь, обуславливает равномерность поля скоростей меридионального контура, величины пика скорости при повороте  $W_m^{max}$ , м/с, и разности меридиональных скоростей при повороте на периферийной и втулочной поверхностях  $W_m^n - W_m^{BT}$ , м/с.

Необходимая величина относительной кривизны меридионального контура на предварительном этапе обеспечивается в соответствии с обобщенными рекомендациями [8] в зависимости от расчетного условного коэффициента расхода  $\Phi_p$  (табл. 1). Профилирование проточной части безлопаточного диффузора (БЛД) было произведено в пределах геометрических размеров в сечениях входа 3–3 и выхода 4–4 согласно практическим рекомендациям [6, 7], принятым при проведении газодинамического вариантного расчета. Такая постановка позволяет рассчитывать БЛД как с параллельными, так и с не параллельными стенками. К числу геометрических размеров при этом относятся: начальный радиус БЛД  $R_3$ , м; конечный радиус БЛД  $R_4$ , м; ширина БЛД на входе  $b_3$ , м; ширина БЛД на выходе  $b_4$ , м

## ПРОФИЛИРОВАНИЕ РЕШЕТКИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА

Профилирование решетки рабочего колеса было осуществлено для осевой и радиальной частей рабочего колеса на основе геометрических размеров меридионального контура и результатов газодинамического расчета.

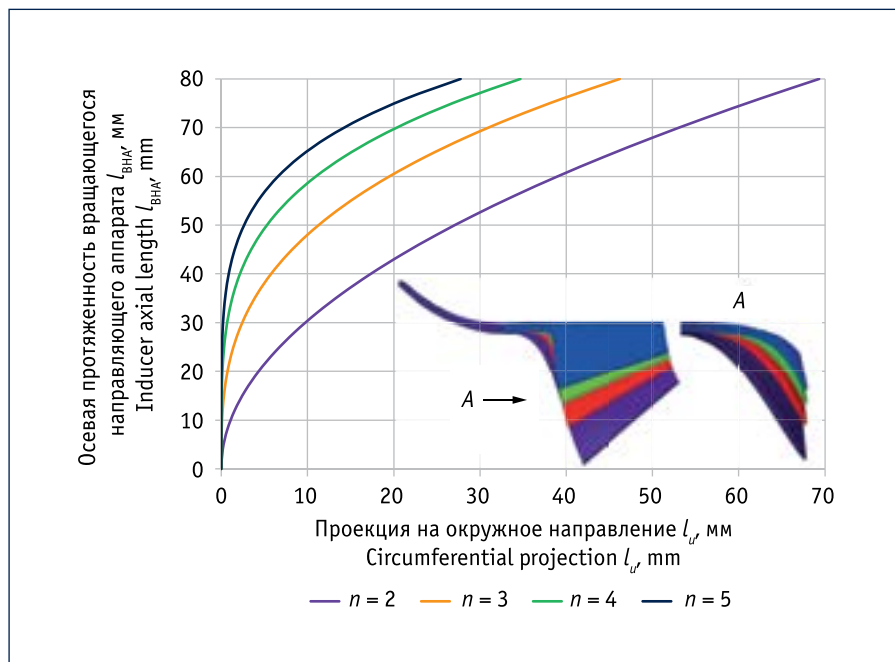


Рис. 2. Формы средней линии вращающегося направляющего аппарата в зависимости от формпараметра  $n$

Fig. 2. Inducer meanline shapes depending on the form-parameter  $n$

Принимаем закон распределения потока по высоте лопатки  $c_u \cdot r = \text{const}$ , где  $c_u$  – закнутка потока, м/с;  $r$  – текущий радиус, м.

Для выбора исходного закона распределения углов лопаток по длине  $\beta_n = f(l)$  рассчитаем зависимость:

$$\bar{y} = \frac{ctg\beta_{n1}}{n} \bar{x}^n,$$

где  $n$  – формпараметр, принимающий значения в диапазоне 2–5;  $\bar{x}, \bar{y}$  – безразмерные координаты средней линии ВНА, приведенные к максимальной осевой протяженности ВНА. На рис. 2 представлено распределение координат средней линии ВНА для четырех значений формпараметра  $n$ . Легко убедиться, что при значении  $n = 2$  форма средней линии изменяется по квадратичному закону и соответствует минимальной нагрузке на входе. При увеличении  $n$  производится расчет нагрузки на входе в решетку.

В ходе предварительных расчетов профилирование исходного варианта с рекомендуемым распределением скоростей может производиться согласно рекомендациям [8], полученным в результате оптимизации и экспериментальной отработки серии рабочих

колес, соответствующих различным законам нагрузки ВНА [9]. Так, значение, обеспечивающее оптимальную нагрузку, соответствует значению  $n$  в диапазоне от 3 до 4. При этом обеспечивается требуемое повышение нагрузки на входе в решетку, соответствующее оптимальным параметрам распределения скоростей при соблюдении значений табл. 1.

На рис. 3 представлена схема профиля на периферийной и втулочной поверхностях. К числу параметров, определяющих профиль ВНА, относятся: угол входа лопаток  $\beta_{n1}, ^\circ$ ; радиус скругления передней кромки на периферии  $r_{пк\_п^r}$ , м; радиус скругления передней кромки на втулке  $r_{пк\_вт^r}$ , м; толщина лопатки на радиусе  $R^{вт} - \delta_n^{вт}$ , м; толщина лопатки на радиусе  $R^{п^r} - \delta_n^{п^r}$ , м; формпараметр ВНА  $n$ .

Радиальная часть колеса стыкуется по плоскости Т-Т с осевой частью до радиуса  $R^{п^r}$ . Начиная с этого радиуса форма средней линии описывается дугой окружности. Основными параметрами при этом являются: угол выхода лопаток  $\beta_{n2}, ^\circ$ ; толщина лопатки на радиусе  $R^{вт} - \delta_n^{вт}$ , м; толщина лопатки на радиусе  $R^{п^r} - \delta_n^{п^r}$ , м; радиус скругления задней кромки  $r_{зк^r}$ , м.

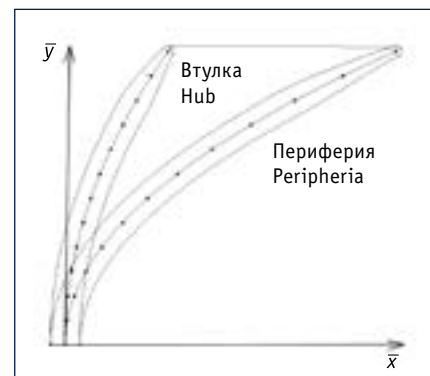


Рис. 3. Схема вращающегося направляющего аппарата осерадиального рабочего колеса на периферийной и втулочной поверхностях, причем  $\bar{x}, \bar{y}$  – безразмерные координаты средней линии вращающегося направляющего аппарата

Fig. 3. The diagram of the inducer axi-radial impeller on peripheral and hub-type faces, with  $\bar{x}, \bar{y}$  being dimensionless coordinates of the inducer mean line

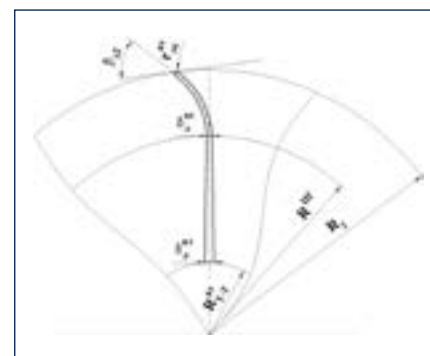


Рис. 4. Схема радиальной части в радиальной плоскости осерадиального рабочего колеса в сечении Т-Т:  $\delta_n^{вт}$  – толщина лопатки на радиусе втулки  $R^{вт}$ , м;  $\delta_n^{п^r}$  – толщина лопатки на радиусе перегиба  $R^{п^r}$ , м;  $r_{зк^r}$  – радиус скругления задней кромки лопаток, м;  $\beta_{n2}$  – угол выхода лопаток,  $^\circ$ ;  $R_{Т-Т}$  – радиус стыковки с осевой частью осерадиального рабочего колеса, м;  $R^{п^r}$  – радиус перегиба и стыковки с осевой частью осерадиального рабочего колеса, м;  $R_2$  – радиус осерадиального рабочего колеса, м

Fig. 4. The diagram of the radial part in radial plane of the axi-radial impeller in cross-section T-T:  $\delta_n^{вт}$  – blade width on the hub radius  $R^{вт}$ , m;  $\delta_n^{п^r}$  – blade width on the bending radius  $R^{п^r}$ , m;  $r_{зк^r}$  – rounding radius of trailing edge, m;  $\beta_{n2}$  – outlet angle of blades,  $^\circ$ ;  $R_{Т-Т}$  – matching radius with axial section of axi-radial impeller, m;  $R^{п^r}$  – bending and matching radius with axial section of axi-radial impeller, m;  $R_2$  – axi-radial impeller radius, m

Таблица 2. Диапазоны варьирования параметров проточной части двухзвенной ступени

Table 2. Variation parameter ranges for the flow-through channel of two-element stage

Параметр Parameter	Диапазон варьирования значений параметров Variation range of parameter values
Значения управляющего коэффициента для радиуса перегиба $k_1(R^{nr})$ Control factor values for the bending radius $k_1(R^{nr})$	0,75–0,90
Значения управляющего коэффициента для осевой протяженности вращающегося направляющего аппарата $k_2(l_{ВНА})$ Control factor values for inducer axial length $k_2(l_{ВНА})$	0,85–1,15
Значения управляющего коэффициента для радиуса дуги сопряжения основного диска $k_3(R_n)$ Control factor values for the main disk coupling arc radius $k_3(R_n)$	0,5–1,5 (2,0) для больших $\Phi_p$ 0,5–1,5 (2,0) for high $\Phi_p$
Значения управляющего коэффициента для осевой протяженности осерадиального рабочего колеса $k_4(l_z)$ Control factor values for axial length of axi-radial impeller $k_4(l_z)$	0,85–1,15
Формпараметр вращающегося направляющего аппарата $n$ Inducer form-parameter $n$	2–5
Угол наклона основного диска $\gamma, ^\circ$ Main disk inclination angle $\gamma, ^\circ$	0–5
Безразмерная ширина на входе безлопаточного диффузора $\bar{b}_3$ Dimensionless width of vaneless diffuser formula at the entry $\bar{b}_3$	0,8–1,6
Безразмерная ширина на выходе безлопаточного диффузора $\bar{b}_4$ Dimensionless width of vaneless diffuser formula at the exit $\bar{b}_4$	0,8–1,6
Безразмерный начальный радиус безлопаточного диффузора $\bar{R}_3$ Dimensionless initial radius of vaneless diffuser $\bar{R}_3$	1,05–1,25
Безразмерный конечный радиус безлопаточного диффузора $\bar{R}_4$ Dimensionless finite radius of vaneless diffuser $\bar{R}_4$	1,35–2,20

**ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ ВОЗМОЖНОСТИ МОДЕЛИ**

К числу дополнительных возможностей, реализованных в параметрической модели, относятся:

- возможность построения второго яруса лопаток по линии меридиональной обрезки лопатки по размерам (рис. 5) за счет уменьшения осевой части ВНА;
- возможность расчета с задними кромками, как запиленными по передней или задней стороне, так и фрезерованными по длине окружности  $\pi D$ ;
- возможность расчета лопаток постоянной или переменной толщины по высоте.

В ходе дальнейших исследований возможна разработка междисциплинарного подхода к расчету прочности рабочего колеса с учетом наложения полей температуры и давления, полу-

ченных в результате расчета трехмерного турбулентного потока методами вычислительной газодинамики.

**УПРАВЛЕНИЕ ФОРМОЙ МОДЕЛИ**

В целях эффективного управления размерами осерадиального колеса введены управляющие коэффициенты  $k_1(R^{nr}), k_2(l_{ВНА}), k_3(R_n), k_4(l_z)$ , позволяющие корректировать исходную модель.

После построения параметризованной модели проточной части было проведено тестирование на устойчивость построения твердотельной геометрической модели лопатки, в ходе которого были определены границы применения управляющих коэффициентов для обеспечения наибольшей универсальности различных размеров рабочих колес. В результате обеспечено получение любой меридиональной формы проточ-

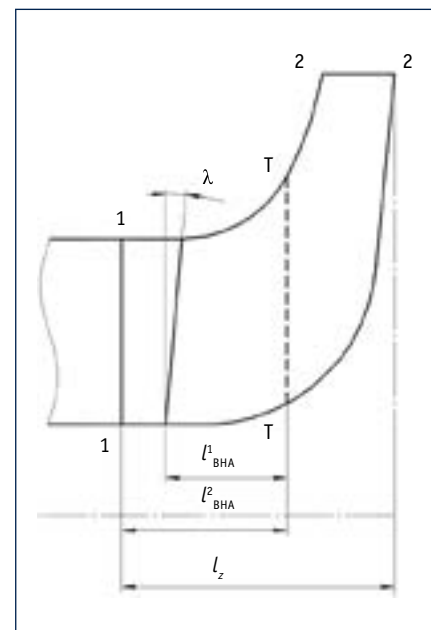


Рис. 5. Схема построения второго яруса лопаток: 1–1, 2–2 – контрольные сечения; Т–Т – сечение стыковки осевой и радиальной части осерадиального рабочего колеса;  $\lambda$  – угол наклона передней кромки второго яруса,  $^\circ$ ;  $l_z$  – осевая протяженность осерадиального рабочего колеса, м;  $l^1_{ВНА}$  – осевая протяженность первого яруса вращающегося направляющего аппарата, м;  $l^2_{ВНА}$  – осевая протяженность второго яруса вращающегося направляющего аппарата, м  
Fig. 5. The arrangement diagram of second tier blades: 1–1, 2–2 – control sections; Т–Т – axial-radial matching cross-section of axi-radial impeller;  $\lambda$  – inclination angle of second tier leading edge,  $^\circ$ ;  $l_z$  – axial length of axi-radial impeller, m;  $l^1_{ВНА}$  – axial length of inducer first tier, m;  $l^2_{ВНА}$  – axial length of inducer second tier, m

ной части рабочего колеса. В табл. 2 сведены результаты тестирования и диапазоны варьирования остальных параметров. Для БЛД использованы диапазоны, реализуемые на практике. В итоге получено 10 параметров (шесть для ОРК и четыре для БЛД), определяющих форму проточной части двухзвенной ступени.

**ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

Разработана параметрическая твердотельная модель проточной части двухзвенной ступени с осерадиальным рабочим колесом центробежного компрессора. Определены управляющие

параметры и диапазоны варьирования. Меридиональный контур модели обладает высокой степенью универсальности и может использоваться для любого диаметра рабочего колеса.

Рабочее колесо модели состоит из двух частей: осевой и радиальной. Решетка осевой части представлена вращающимся направляющим аппаратом со средней линией, спрофилированной по степенной зависимости. Средняя линия профиля радиальной части профилируется по окружности. Построение модели производится на основе заданных основных параметров, полученных из газодинамического расчета. Предварительно модель строится по принятым рекомендациям. Имеется возможность корректировки размеров по управляющим параметрам.

Параметрическая модель создана для внедрения в алгоритм многопараметрической и многокритериальной оптимизации [7]. Этот подход позволит с применением суперкомпьютера решить задачу оптимизации геометрических газодинамических параметров на основе методов вычислительной газодинамики. Оптимальный вариант проточной части может использоваться как для уточнения потерь в газодинамическом расчете, так и для окончательного принятия конструкторского решения. Полученная параметрическая модель может применяться для построения твердотельной модели осерадиального рабочего колеса для проведения междисциплинарного анализа прочности методами конечных элементов, сопряженного с результатами расчета газовых сил.

Реализация подхода позволит создать полностью автоматизированную методику проведения НИОКР с многовариантным анализом на основе современного междисциплинарного CAD/CAE-подхода с применением экстремальных высокопроизводительных средств – суперкомпьютеров. При этом каждое использование методики будет способствовать накоплению статистических данных результатов численного эксперимента, которые могут быть в дальнейшем подвергнуты анализу и обобщению. Цифровое представление информации позволяет обеспечить возможность синтеза науки и производства в целях анализа данных и создает предпосылки для появления кибернетической платформы.

## Литература:

1. Судов Е.В., Левин А.И. Концепция развития CALS-технологий в промышленности России [Электронный источник]. Режим доступа: [http://cals.ru/sites/default/files/downloads/mdocs/concept\\_ipi.pdf](http://cals.ru/sites/default/files/downloads/mdocs/concept_ipi.pdf) (дата обращения: 12.02.2019).
2. Четвертая промышленная революция (Industry Индустрия 4.0) [Электронный источник]. Режим доступа: [www.tadviser.ru/index.php/Статья:Четвертая\\_промышленная\\_революция\\_\(Industry\\_Индустрия\\_4.0\)](http://www.tadviser.ru/index.php/Статья:Четвертая_промышленная_революция_(Industry_Индустрия_4.0)) (дата обращения 12.02.2019).
3. Schuh G., Anderl R., Gausemeier J., et al. Industrie 4.0. Maturity Index [Электронный источник]. Режим доступа: [www.acatech.de/wp-content/uploads/2018/03/acatech\\_STUDIE\\_Maturity\\_Index\\_eng\\_WEB.pdf](http://www.acatech.de/wp-content/uploads/2018/03/acatech_STUDIE_Maturity_Index_eng_WEB.pdf) (дата обращения: 12.02.2019).
4. Программа «Цифровая экономика Российской Федерации» [Электронный источник]. Режим доступа: <http://static.government.ru/media/files/9gFM4FHj4PsB79I5v7yLVuPgu4bvR7M0.pdf> (дата обращения: 12.02.2019).
5. План мероприятий по направлению «Формирование исследовательских компетенций и технологических заделов» программы «Цифровая экономика Российской Федерации» [Электронный источник]. Режим доступа: <http://static.government.ru/media/files/1P5ev023war1woLA0q8aJ2DtAqsydInS.pdf> (дата обращения: 12.02.2019).
6. Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б. Центробежные компрессоры. Л.: Машиностроение, 1982. 271 с.
7. Сидоров А.А., Симонов А.М. Агрегаты наддува ДВС. Расчет турбокомпрессора для наддува ДВС: учебное пособие. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2015. 65 с.
8. Исаков Ю.И., Симонов А.М. Расчет и оптимизация параметров проточной части агрегатов наддува ДВС: учебное пособие. СПб.: Санкт-Петербургский гос. техн. ун-т, 1995. 48 с.
9. Симонов А.М. Исследование эффективности и оптимальное проектирование высоконапорных центробежных компрессорных ступеней // Труды научной школы компрессоростроения СПбГПУ / Под ред. проф. Ю.Б. Галеркина. СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2010. С. 164–188.

## References:

1. Sudov Ye.V., Levin A.I. CALS-Technologies Driver in the Russian Industry [Electronic source]. Access mode: [http://cals.ru/sites/default/files/downloads/mdocs/concept\\_ipi.pdf](http://cals.ru/sites/default/files/downloads/mdocs/concept_ipi.pdf) (access date – February 12, 2019). (In Russian)
2. The Fourth Industrial Revolution (Industry 4.0) [Electronic source]. Access mode: [www.tadviser.ru/index.php/Статья:Четвертая\\_промышленная\\_революция\\_\(Industry\\_Индустрия\\_4.0\)](http://www.tadviser.ru/index.php/Статья:Четвертая_промышленная_революция_(Industry_Индустрия_4.0)) (access date – February 12, 2019). (In Russian)
3. Schuh G., Anderl R., Gausemeier J., et al. Industrie 4.0. Maturity Index [Electronic source]. Access mode: [www.acatech.de/wp-content/uploads/2018/03/acatech\\_STUDIE\\_Maturity\\_Index\\_eng\\_WEB.pdf](http://www.acatech.de/wp-content/uploads/2018/03/acatech_STUDIE_Maturity_Index_eng_WEB.pdf) (access date – February 12, 2019).
4. The Program “Digital Economics of the Russian Federation” [Electronic source]. Access mode: <http://static.government.ru/media/files/9gFM4FHj4PsB79I5v7yLVuPgu4bvR7M0.pdf> (access date – February 12, 2019). (In Russian)
5. The Plan Entitled “Development of R&D Competences and Technological Reserves” under the Program “Digital Economics of the Russian Federation” [Electronic source]. Access mode: <http://static.government.ru/media/files/1P5ev023war1woLA0q8aJ2DtAqsydInS.pdf> (access date – February 12, 2019). (In Russian)
6. Seleznev K.P., Galerkin Yu.B. Centrifugal Compressors. Leningrad, Mashinostroenie, 1982, 271 p. (In Russian)
7. Sidorov A.A., Simonov A.M. Supercharge Units of ICE. Turbo-Supercharge Design of ICE. Tutorial. Saint-Petersburg, Polytechnical University Press, 2015, 65 p. (In Russian)
8. Isakov Yu.I., Simonov A.M. Turbine Setting of Supercharge Units. Design and Parameter Optimization of ICE. Tutorial. Saint Petersburg, Saint Petersburg State Technological University, 1995, 48 p. (In Russian)
9. Simonov A.M. A Study on Efficiency and Optimal Designing of High-Pressure Centrifugal Compressor Stages. In: Transactions of Compressor Engineering Scientific School of the Peter the Great Saint-Petersburg Polytechnic University. Edited by prof. Yu.V. Galerkin. Saint Petersburg, Publishing house of the Peter the Great Saint Petersburg Polytechnic University, 2010, P. 164–188. (In Russian)