



DOI 10.5862/JEST.231.7

УДК 62-137

А.М. Яблоков, Ю.В. Кожухов, А.А. Лебедев

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ В МАЛОРАСХОДНОЙ СТУПЕНИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

A.M. Yablokov, Yu.V. Kozhukhov, A.A. Lebedev

AN ANSYS CFX NUMERICAL STUDY OF A LOW-FLOW STAGES CENTRIFUGAL COMPRESSOR

В статье приведены результаты применения методов вычислительной гидродинамики для модельной малорасходной ступени центробежного компрессора с условными коэффициентами расходов $\Phi=0,028$. Расчетная область модельной ступени для CFD-моделирования включает следующие элементы: входной патрубок, рабочее колесо, безлопаточный диффузор, поворотное колено, обратно направляющий аппарат, спрямляющий аппарат, выходной патрубок, лабиринтные уплотнения. Натурные экспериментальные исследования для ступени 028 проводились на воздухе при начальном давлении $p^* = 1$ атм. Численный эксперимент для ступени 028 проведен при $\Phi=(0,019-0,046)$ для трех вариантов исполнения выходной кромки рабочего колеса. По результатам численного эксперимента построены расчетные характеристики и проведена верификация результатов. Оценено расхождение результатов численного эксперимента на модели с лабиринтными уплотнениями и без лабиринтных уплотнений.

КОМПРЕССОР; СТУПЕНЬ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА; РАБОЧЕЕ КОЛЕСО; ЛАБИРИНТНЫЕ УПЛОТНЕНИЯ; ВЫЧИСЛИТЕЛЬНАЯ ГИДРОДИНАМИКА.

The article presents the results of applying the methods of computational fluid dynamics to model the low-flow -rate stages of centrifugal compressors with flow rate coefficients $F = 0.028$. The computational domain of the model centrifugal compressor for CFD-simulation consisted of the following elements: an inlet chamber, an impeller, a vaneless diffuser, a return channel, an outlet chamber, a shaft seal labyrinth, and a front and back shroud leakage. Field experimental studies were conducted to model stage 028 in air at an inlet pressure of $p^* = 1$ atm. A numerical experiment for stage 028 was held with a flow rate coefficient $F=(0.019-0.046)$ for three options of the trailing edge of the impeller. The performance parameters for the stages of the centrifugal compressor were constructed from the results of the numerical experiment, which have been verified. The discrepancy between the results of numerical experiments on the model with and without shaft seal labyrinths has been assessed.

STAGE OF CENTRIFUGAL COMPRESSOR; SHAFT SEAL LABYRINTH; LOW-FLOW RATE STAGE; CFD; NUMERICAL RESEARCH.

Центробежные компрессоры нашли самое широкое применение в энергетике. В современных газотранспортных сетях центробежные компрессоры – основное оборудование компримирования газа. В сетях ОАО «Газпром трансгаз Санкт-Петербург» работают более 192 крупных центробежных компрессоров суммарной мощ-

ностью примерно 1795 МВт [9]. Для приводов газоперекачивающих агрегатов (ГПА) требуется значительное количество энергии. Прямой путь снижения этих издержек – повысить эффективность компрессоров. Высокая эффективность промышленных центробежных компрессоров (ПЦК), входящих в состав ГПА, определяется

степенью газодинамического совершенства проточной части, а именно выбором оптимальной формы проточной части для условий эксплуатации. Газодинамический проект ПЦК должен соответствовать не только высоким показателям КПД, но и иметь достаточно широкую область устойчивой работы со значительным запасом от левой границы характеристики (так называемый запас от помпажа).

Расчетно-экспериментальные исследования

При создании новых центробежных компрессоров проектировщик в значительной мере опирается на результаты исследований модельных ступеней с интересующим его условным коэффициентом расхода Φ , определяемым по формуле [1, 7]

$$\Phi = \frac{\bar{m}}{\rho_n^* (\pi D_2^2 / 4) U_2}, \quad (1)$$

где \bar{m} – массовый расход, кг/с; ρ_n^* – плотность газа на входе в ступень, кг/м³; D_2 – наружный диаметр рабочего колеса, м; U_2 – окружная скорость на диаметре D_2 , м/с;

По результатам модельных испытаний ступеней с определенным расчетным коэффициентом расхода строятся такие характеристики ступени, как зависимость коэффициента политропного напора от условного коэффициента расхода $\psi_n = f(\Phi)$, зависимость политропного КПД от условного коэффициента расхода $\eta_n = f(\Phi)$. Коэффициенты напора и полезного действия рассчитываются по формулам [1, 7]

$$\psi_n = \frac{h_n}{U_2^2}; \quad (2)$$

$$\eta_n = \frac{h_n}{h_i - h_d}, \quad (3)$$

где h_n – политропный напор, Дж/кг; h_i – внутренний напор, Дж/кг; h_d – динамический напор, Дж/кг. Напоры, Дж/кг, в приведенных выражения определяются по следующим формулам [1, 7, 8]:

$$h_n = \frac{n}{n-1} RT_0 \left[\left(\frac{p_i}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (4)$$

Показатель степени $n/(n-1)$ определяется по формуле:

$$\frac{n}{n-1} = \lg \frac{p_i}{p_0} / \lg \frac{T_i}{T_0}. \quad (5)$$

Динамический напор h_d , Дж/кг, определяется по формуле

$$h_d = \frac{c_i^2 - c_0^2}{2}, \quad (6)$$

где c_i и c_0 – скорости в соответствующих сечениях, м/с;

$$h_i = h_t + h_{тр} + h_{пр}. \quad (7)$$

Здесь h_t – теоретический напор, Дж/кг; $h_{тр}$ – напор дискового трения, Дж/кг; $h_{пр}$ – напор протечек, Дж/кг.

Данные характеристики определяют эффективность и напор создаваемого компрессора, зону его устойчивой работы. Также по характерным зависимостям можно определить степень совершенства элементов проточной части центробежного компрессора. Проведение модельных испытаний на уменьшенных копиях ступеней компрессоров с замером параметров рабочего процесса – один из этапов создания нового агрегата. Однако проведение таких испытаний затратно. Как известно, использование вычислительных программных комплексов и мощностей современных суперкомпьютеров позволяет в относительно небольшие сроки проводить численное моделирование течения вязкого газа в проточных частях компрессоров с последующей численной оптимизацией. При этом есть возможность использовать подробную пространственную компьютерную модель с достаточно точной расчетной сеткой, что непосредственно ведет к увеличению точности получаемых результатов.

Представленное исследование выполнено в рамках работы над магистерской диссертацией [5, 10]; его целью был анализ течения вязкого газа в проточной части модельной ступени центробежного компрессора с условным коэффициентом расхода 0,028 [2–4] (проект и экспериментальное исследование выполнены профессором Ю.Б. Галёркиным на кафедре «Компрессорная, вакуумная и холодильная техника» и любезно им предоставлены авторам). Для данной ступени проведен численный эксперимент на модели с тремя вариантами исполнения выходной кромки рабочего колеса, а также на модели с лабиринтными уплотнениями и без них. При расчете газодинамических параме-

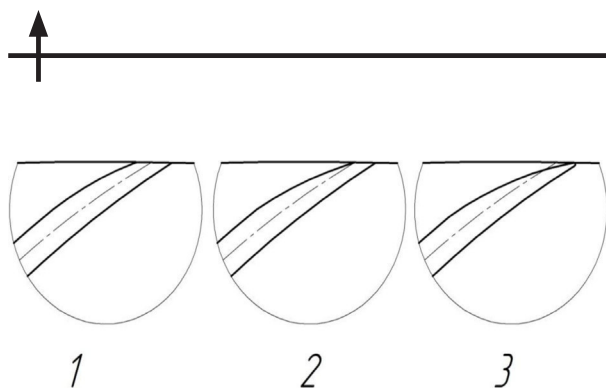


Рис. 1. Варианты исполнения выходной кромки лопатки рабочего колеса: а) лопатка с тупой выходной кромкой; б) Лопатка с заостренной по передней поверхности лопатки до средней линии; в) Лопатка с заостренной по передней поверхности до задней поверхности

тров применена методика обработки экспериментальных данных, созданная на кафедре КВиХТ; при численных расчетах используются уравнения движения вязкого газа, осредненные по Рейнольдсу, – RANS (Reynolds Average Navier-Stokes) и модель турбулентности SST [6], значение пристеночной функции y^+ менее 5. При решении использовалась схема дискретизации второго порядка (High resolution), максимальное значение невязок в параметрах расчета – 10^{-5} . Все расчеты проведены для угловых секторов элементов проточной части и в стационарной постановке. Общее число элементов – около 5 млн. На рис. 1 приведены варианты исполнения выходной кромки лопатки рабочего колеса [10].

Результаты расчетно-экспериментальных исследований

Численное моделирование течения вязкого газа проводилось при трех различных вариантах

исполнения выходной кромки лопатки рабочего колеса. Для всех трех вариантов построены расчетные характеристики и зависимости.

В табл. 1 представлены результаты численного и модельного экспериментов для ступени 028 с тупой выходной кромкой лопаток рабочего колеса [5].

На рис. 2 представлена газодинамическая характеристика ступени 028 при численных и модельных испытаниях (лопатки с тупой выходной кромкой).

На рис. 3 показаны линии тока в рабочем колесе на средней по высоте лопатки поверхности тока при различных значениях условного коэффициента расхода.

Как видно из рис. 3, при изменении режима работы ступени, а именно при изменении массового расхода через ступень, характер течения в рабочем колесе соответствует физическому описанию течения. При минимальных значениях условного коэффициента расхода (рис. 3, а, б) наблюдается возникновение отрыва от задней поверхности лопатки рабочего колеса. При $\Phi=0,0202$ (рис. 3, а) наблюдается отрывное течения как на передней, так и на задней поверхности лопатки, что не соответствует теоретическим представлениям о характере течения и требует дополнительного исследования с нестационарной постановкой задачи.

В табл. 2 представлены результаты численного и модельного экспериментов для ступени 028 с лопатками рабочего колеса, заостренными по передней поверхности до средней линии.

Таблица 1

Сравнение данных модельного и численного экспериментов ступени 028 центробежного компрессора (лопатки с тупой выходной кромкой)

Φ	Эксперимент			Расчет CFX		
	ψ_t	ψ_i	η_n^*	ψ_t	ψ_i	η_n^*
0,0474	0,354	0,364	0,325	0,43	0,44	0,414
0,0427	0,438	0,451	0,625	0,50	0,51	0,597
0,0372	0,502	0,52	0,767	0,61	0,63	0,750
0,0329	0,551	0,573	0,801	0,63	0,65	0,796
0,0271	0,597	0,625	0,798	0,64	0,67	0,768
0,0202	0,651	0,693	0,760	0,65	0,70	0,709

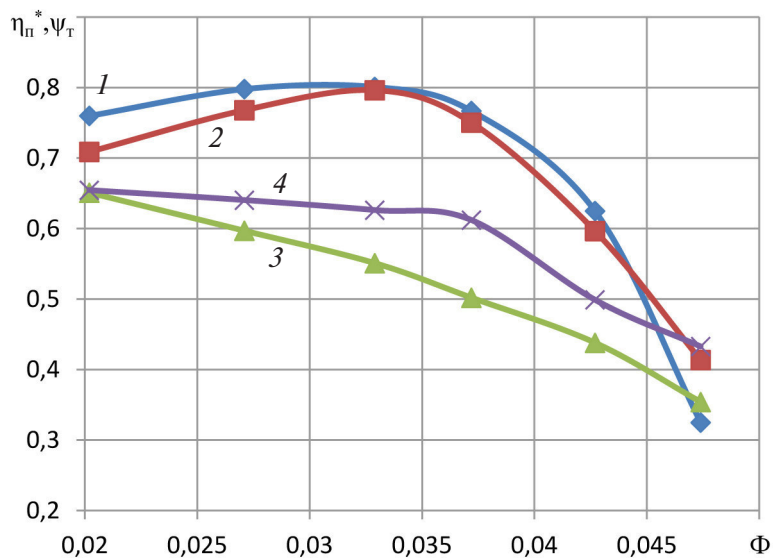


Рис. 2. Газодинамическая характеристика ступени 028 при численных и модельных испытаниях (лопатки с тупой выходной кромкой): 1 – КПД эксперимент; 2 – КПД расчет CFX; 3 – коэффициент теоретического напора (эксперимент); 4 – коэффициент теоретического напора (расчет CFX)

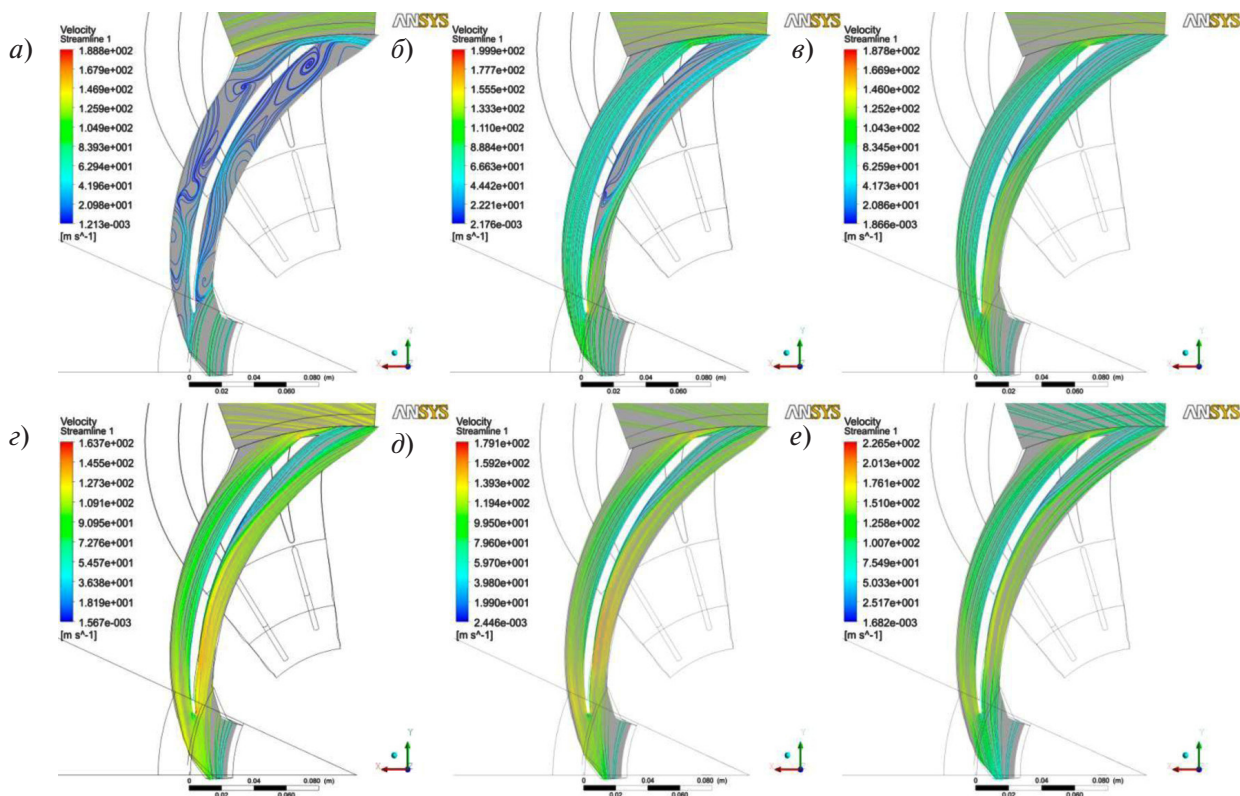


Рис. 3 Линии тока в рабочем колесе на средней по высоте лопатки поверхности тока при различных значениях условного коэффициента расхода (лопатки РК с тупой выходной кромкой без лабиринтных уплотнений)
 а) $\Phi = 0,0202$; б) $\Phi = 0,0271$; в) $\Phi = 0,0329$; г) $\Phi = 0,0372$; д) $\Phi = 0,0427$; е) $\Phi = 0,0474$

Таблица 2

**Сравнение данных модельного и численного экспериментов ступени 028 центробежного компрессора
(лопатки РК заострены по передней поверхности до средней линии)**

Φ	Эксперимент			Расчет CFX		
	ψ_t	ψ_i	η_n^*	ψ_t	ψ_i	η_n^*
0,0468	0,333	0,342	0,342	0,343	0,353	0,446
0,0423	0,404	0,416	0,631	0,424	0,438	0,686
0,0377	0,463	0,479	0,756	0,459	0,475	0,818
0,032	0,522	0,55	0,79	0,548	0,570	0,805
0,0283	0,574	0,6	0,795	0,587	0,614	0,786
0,0202	0,625	0,665	0,754	0,669	0,712	0,714

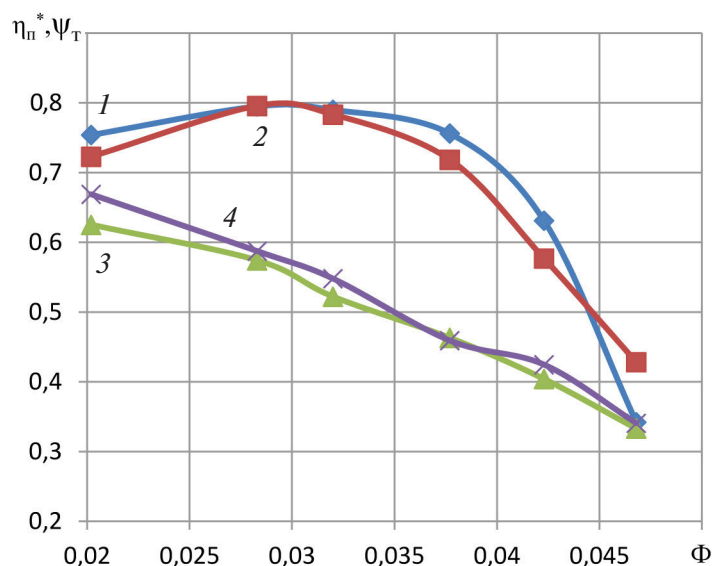


Рис. 4. Газодинамическая характеристика ступени 028 при численных и модельных испытаниях (лопатки РК заострены по передней поверхности до средней линии): 1 – КПД эксперимент; 2 – КПД расчет CFX; 3 – коэффициент теоретического напора (эксперимент); 4 – коэффициент теоретического напора (расчет CFX)

На рис. 4 представлена газодинамическая характеристика ступени 028 при численных и модельных испытаниях (лопатки РК заострены по передней поверхности до средней линии)

В табл. 3 приведены результаты численного и модельного экспериментов для ступени 028 с лопатками рабочего колеса, заостренными по передней поверхности до задней.

На рис. 5 – газодинамическая характеристика ступени 028 при численных и модельных испытаниях (лопатки РК заострены по передней поверхности до задней поверхности)

После проведения численных экспериментов для трех вариантов исполнения лопаток рабочего колеса и сравнения результатов расчетов с результатами модельных испытаний авторы признали необходимость включить в исходную пространственную компьютерную модель проточной части лабиринтные уплотнения. Новая компьютерная модель максимально повторяет проточную часть модельной ступени и наиболее приемлема с точки зрения точности получаемых результатов. Для каждого из лабиринтных уплотнений создана отдельная геометрическая ком-

Таблица 3

Сравнение данных модельного и численного экспериментов ступени 028 (лопатки РК заострены по передней поверхности до задней поверхности)

Φ	Эксперимент			Расчет CFX		
	ψ_T	ψ_i	η_n^*	ψ_i	ψ_i	η_n^*
0,0457	0,352	0,362	0,402	0,340	0,350	0,427
0,0413	0,427	0,44	0,654	0,443	0,457	0,673
0,0373	0,483	0,5	0,774	0,512	0,530	0,781
0,0326	0,539	0,56	0,809	0,560	0,583	0,803
0,0258	0,603	0,633	0,8	0,624	0,656	0,797
0,0187	0,66	0,706	0,742	0,665	0,711	0,742

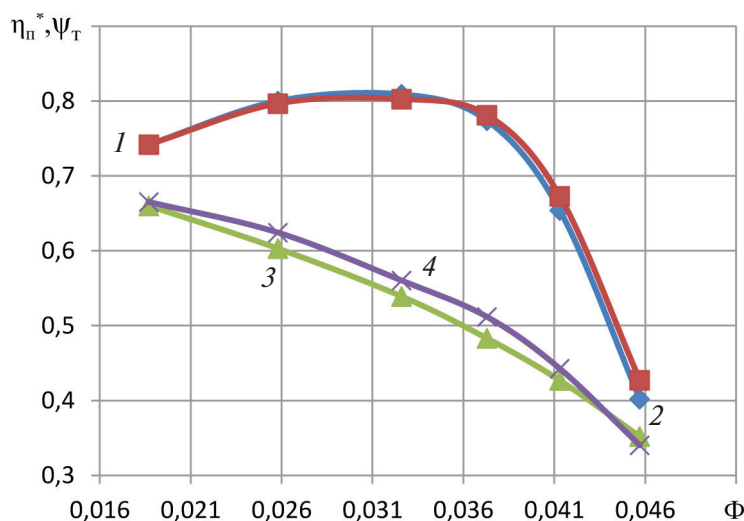


Рис. 5. Газодинамическая характеристика ступени 028 ЦК при численных и модельных испытаниях (лопатки РК заострены по передней поверхности до задней поверхности): 1 — КПД эксперимент; 2 — КПД расчет CFX; 3 — коэффициент теоретического напора (эксперимент); 4 — коэффициент теоретического напора (расчет CFX)

пьютерная модель, в точности повторяющая лабиринтные уплотнения на модельной ступени 028 кафедры КВиХТ. На модели лабиринтных уплотнений создана структурированная расчетная сетка, оптимальная для поставленной задачи.

В работе рассматриваются две модели лабиринтных уплотнений. Первое лабиринтное уплотнение — у покрывного диска с четырьмя гребешками, количество элементов расчетной сетки — $5,7 \cdot 10^5$. Второе лабиринтное уплотнение — вдоль вала машины с 18 гре-

бешками и количеством элементов расчетной сетки $8,8 \cdot 10^5$. Значение пристеночной функции y^+ для расчетных сеток лабиринтных уплотнений не превышает 3. Расчетная область проточной части ступени создана с возможностью подключения моделей лабиринтных уплотнений.

В табл. 4 представлены результаты численного и модельного экспериментов для ступени 028 с лопатками рабочего колеса, заостренными по передней поверхности до средней линии и лабиринтными уплотнениями.

Таблица 4

Сравнение данных модельного и численного экспериментов ступени 028 центробежного компрессора (модель с лабиринтными уплотнениями, лопатки рабочего колеса заострены по передней поверхности до средней линии)

Φ	Эксперимент			Расчет CFX		
	ψ_t	ψ_i	η_p^*	ψ_t	ψ_i	η_p^*
0,0457	0,333	0,342	0,342	0,349	0,359	0,372
0,0413	0,404	0,416	0,631	0,416	0,429	0,640
0,0373	0,463	0,479	0,756	0,482	0,499	0,755
0,0326	0,522	0,55	0,79	0,549	0,571	0,782
0,0258	0,574	0,6	0,795	0,595	0,623	0,787
0,0187	0,625	0,665	0,754	0,657	0,699	0,736

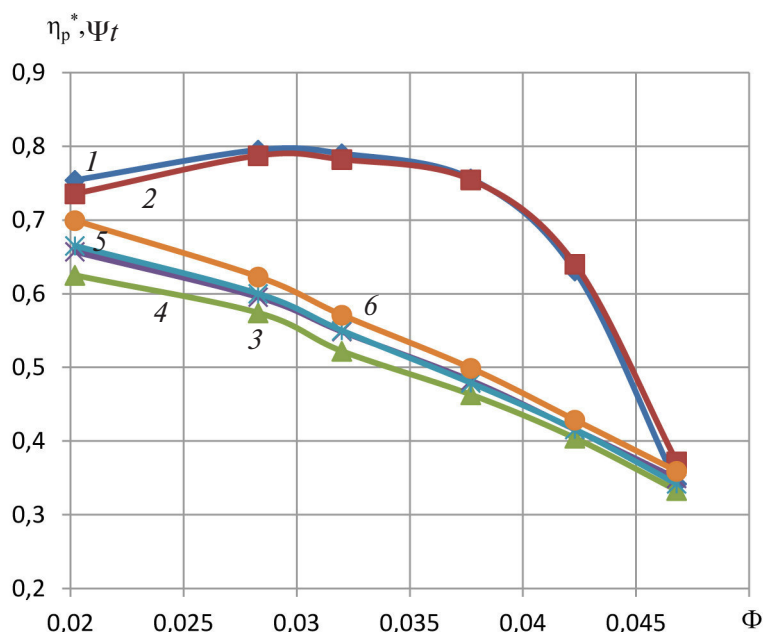


Рис. 5. Газодинамическая характеристика ступени 028 ЦК при численных и модельных испытаниях (лопатки РК заострены по передней поверхности до средней линии; модель с лабиринтными уплотнениями): 1 – КПД (эксперимент); 2 – КПД (расчет CFX); 3 – коэффициент теоретического напора (эксперимент); 4 – коэффициент теоретического напора (расчет CFX); 5 – коэффициент внутреннего напора (эксперимент); 6 – коэффициент внутреннего напора (расчет CFX)

На рис. 5 – газодинамическая характеристика ступени 028 при численных и модельных испытаниях (лопатки РК заострены по передней поверхности до средней линии, модель с лабиринтными уплотнениями)

На рис. 6 показаны линии тока в обратном направляющем аппарате на средней по высоте лопатки при различных значениях условного коэффициента расхода

Как можно заметить по рис. 6, точка отрыва на вогнутой поверхности (рис. 6, а, б) при увеличении расхода перемещается ближе к оси машины, при дальнейшем увеличении расхода точка отрыва появляется на выпуклой поверхности и движется от центра к периферии (рис. 6, в, г, д, е). Отрывное течение такого характера соответствует теоретическим представлениям о течении в обратном направляющем аппарате. При

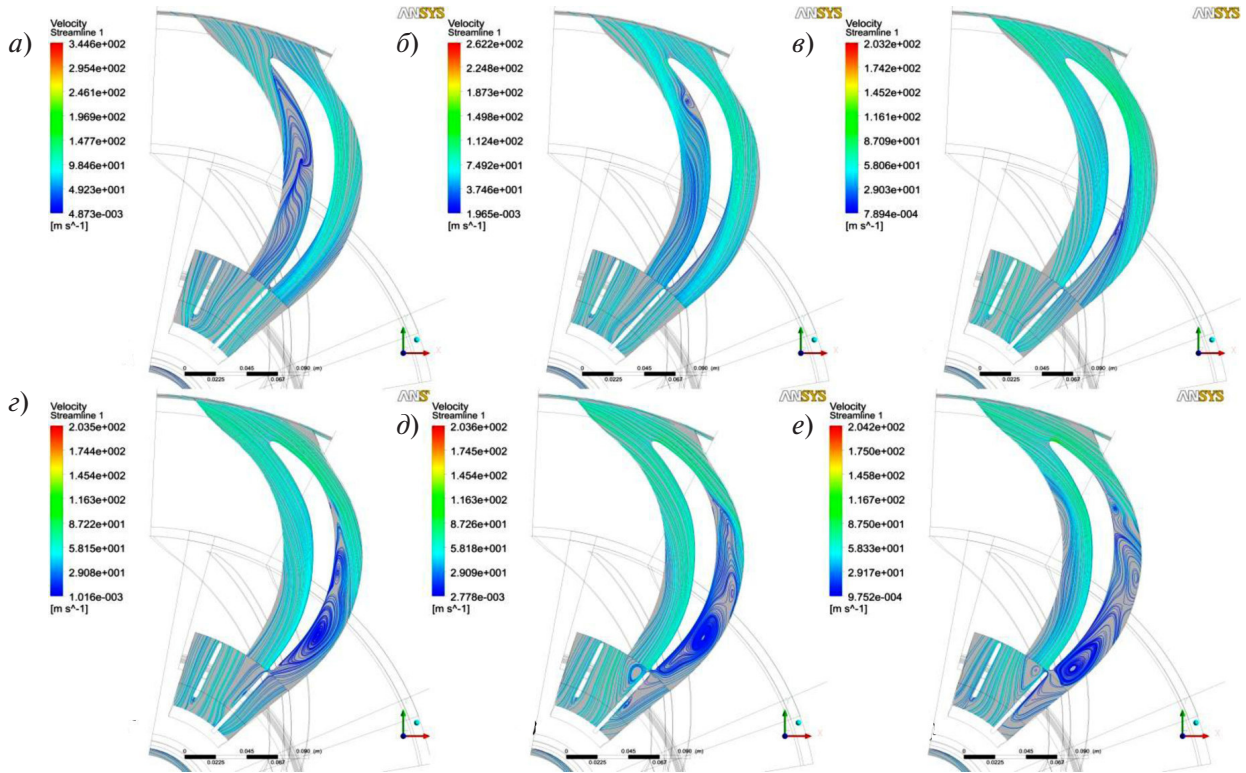


Рис. 6. Линии тока в обратно направляющем аппарате на средней по высоте лопатки поверхности тока при различных значениях условного коэффициента расхода (лопатки РК заострены по передней поверхности до средней линии, модель с лабиринтными уплотнениями): а) $\Phi = 0,0468$; б) $\Phi = 0,0423$; в) $\Phi = 0,0377$; г) $\Phi = 0,032$; д) $\Phi = 0,0283$; е) $\Phi = 0,0202$

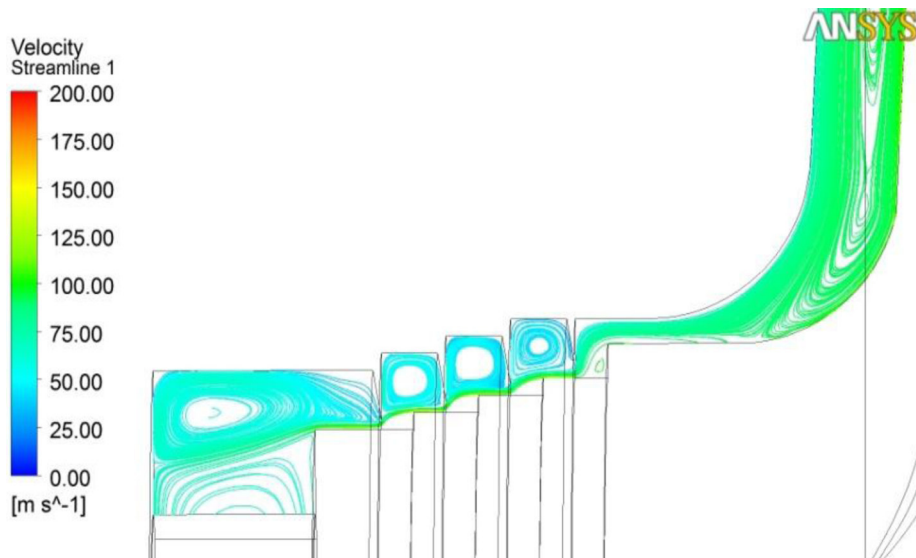


Рис. 7. Линии тока в лабиринтных уплотнениях ступени 028 на покрывающем диске при $\Phi=0,0202$

анализе течения в обратно направляющем аппарате на ступени ЦК с лабиринтными уплотнениями и без лабиринтных уплотнений сделаны выводы о незначительном смещении точки возникновения отрыва в область меньших расходов.

На рис. 7 изображены линии тока в лабиринтных уплотнениях ступени 028 на покрывающем диске при $\Phi=0,0202$.

Как можно заметить по рис. 7, картина течения соответствует теоретическому представлению о характере перетеканий через лабиринтные уплотнения. Основная линия тока с большей скоростью движется вдоль покрывного диска рабочего колеса, за гребешком наблюдается вращение потока с диссипацией энергии струйного течения. После четвертого гребешка наблюдается замедление потока с переходом струи в крупный вихрь.

Выводы

В результате проведенной валидации постановки численного исследования в CFD для ступени данного типа и режимов ее работы показано, что для малорасходных центробежных компрессорных ступеней промежуточного типа (постановка задачи с учетом лабиринтных уплотнений и зазоров с количеством элементов структурированной расчетной сетки $4,5 \cdot 10^6$ и секторальной модели) расхождение численных расчетов и экспериментальных данных по давлению и температуре различаются не более чем на 5–8 % (наибольшее отклонение наблюдается при минимальном значении массового расхода, т.е. на режимах близких к помпажному). Это отклонение удовлетворяет инженерной точности по ISO 5389 и позволяет говорить о переносе результатов расчетно-экспериментального исследования, полученных для модели, на реальный образец ПЦК.

Численные расчеты трех вариантов исполнения выходной кромки лопаток рабочего колеса дали качественные и количественные результаты, соответствующие модельным испытаниям (в пределах допустимой погрешности) и теоре-

тическим представлениям о характере течения в проточной части ПЦК. Так, при уменьшении выходного угла лопатки наблюдалось незначительное уменьшение развиваемого рабочим колесом напора, что подтверждается практикой компрессоростроения [1].

При проведении верификации полученных результатов путем сравнения с результатами модельных испытаний были сделаны заключения о необходимости учета лабиринтных уплотнений. Так, из рассмотрения результатов численного эксперимента для второго варианта исполнения рабочего колеса (лопатки РК заострены по передней поверхности до средней линии) с моделью уплотнений и без них стало очевидно, что учет лабиринтных уплотнений положительно сказывается на точности решения. Расхождение результатов численного расчета с результатами модельных испытаний при учете перетеканий через лабиринтные уплотнения сократилось до 3 %; для полного давления за рабочим колесом на расчетном режиме работы ступени расхождение составило 2 %; на режимах наименьшего массового расхода расхождение расчета с экспериментальными данными укладывается в 5 %. Однако введение модели лабиринтных уплотнений приводит к увеличению количества ячеек расчетной сетки примерно в 1,2–1,5 раза и дополнительным граничным условиям, что, несомненно, приводит к возрастанию времени расчета.

В результате численного исследования авторами сделаны выводы о необходимости учета перетеканий через лабиринтные уплотнения при проведении оптимизационных расчетов. Так, при компьютерной оптимизации проточной части, помимо других оптимизационных решений, появляется возможность задавать в качестве переменного параметра количество гребешков лабиринтного уплотнения, чем можно добиться повышения КПД ступени, в том числе за счет уменьшения потерь напора из-за перетечек газа через лабиринтные уплотнения, и повысить объемный КПД уменьшением внешних утечек.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Галёркин Ю.Б., Кожухов Ю.В. Теория турбомашин. Основы теории турбокомпрессоров: Учеб. пособие. СПб.: Изд-во Политехн.ун-та, 2013. 246 с.
2. Галёркин Ю.Б. Труды научной школы компрессоростроения СПбГПУ. СПб.: Изд-во Политехн.ун-та, 2010. 670 с.
3. Галёркин Ю.Б., Кожухов Ю.В. Определение напорной характеристики центробежного компрессорного колеса по результатам расчётов обтекания невязким квазитрёхмерным потоком // «Компрессорная техника и пневматика». 2005. №7. С. 13–18.
4. Галёркин Ю.Б., Кожухов Ю.В. Напорная характеристика центробежного компрессорного колеса по результатам экспериментальных исследований и расчетов невязкого квазитрёхмерного потока // «Компрессорная техника и пневматика». 2007. №4. С. 32–37.
5. Галёркин Ю.Б., Кожухов Ю.В. Яблоков А.М. Исследование малорасходного рабочего колеса модельной ступени 028 центробежного компрессора в программном комплексе Ansys CFX// Труды XLI Недели науки СПбГПУ: материалы научно-практической конференции с международным участием. Ч. III. СПб.: Изд-во Политех. ун-та, 2012. С. 99–100.
6. Гамбургер Д.М. Численное моделирование течения вязкого газа в центробежной компрессорной ступени: методика и результаты : Дис. ... канд. тех. наук / Д. М. Гамбургер; СПбГПУ. СПб., 2009.
7. Кожухов Ю.В., Тучина И.А. Расчет двухзвенной ступени центробежного компрессора: Учебное пособие. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2014. 60 с.
8. Кожухов Ю.В., Яблоков А.М. Моделирование течения вязкого газа в модельной ступени K503 осевого компрессора // Международный технологический форум «Инновации. Технологии. Производство»: Сб. матер. научно-техн. конференции, посвященной 100-летию со дня рождения главного конструктора П.А. Колесова. Т. 1. Рыбинск: Изд-во РГАТУ имени П.А.Соловьева, 2015. 250 с.
9. ООО «ГАЗПРОМ трансгаз Санкт-Петербург» [электронный ресурс] URL: <http://spb-tr.gazprom.ru/about/> (дата обращения 26.10.2015)
10. Яблоков А.М. Численное моделирование течения вязкого газа в модельной малорасходной ступени центробежного компрессора с условным коэффициентом расхода $\Phi_r=0,028$: Дисс. ...магистр СПб. / СПбГПУ. 2013. 110 с.

REFERENCES

1. Galerkin Iu.B., Kozhukhov Iu.V. Teoriya turbomashin. Osnovy teorii turbokompressorov. [Theory of Turbomachinery. Basic theory of turbo compressors]. St.Petersburg: SPbGPU Publ., 2013. 246 p. (rus)
2. Galerkin Iu.B. Trudy nauchnoy shkoly kompressorostroyeniya SPbGPU. [Proceedings of the scientific school compressor engineering] St.Petersburg: SPbGPU Publ., 2010. 670 s. (rus)
3. Galerkin Iu.B., Kozhukhov Iu.V. Opredeleniye napornoy kharakteristiki tsentrobezhnogo kompressornogo kolesa po rezultatam raschetov obtekaniya nevyazkim kvazitrehmernym potokom. [Determination of the pressure characteristics of a centrifugal impeller on the results of calculations of non-viscous flow stream]. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. 2005. № 7. S. 13–18. (rus)
4. Galerkin Iu.B., Kozhukhov Iu.V. Napornaya kharakteristika tsentrobezhnogo kompressornogo kolesa po rezultatam eksperimentalnykh issledovaniy i raschetov nevyazkogo kvazitrehmernogo potoka. [The pressure characteristics of centrifugal impeller on the results of experimental studies and calculations of non-viscous flow]. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika*. 2007. № 4. S. 32–37. (rus)
5. Galerkin Iu.B., Kozhukhov Iu.V. Yablokov A.M. Issledovaniye maloraskhodnogo rabochego kolesa modelnoy stupeni 028 tsentrobezhnogo kompressora v programnom komplekse Ansys CFX [Research low-flow rate impeller of centrifugal compressor model stage centrifugal compressor 028 in the software complex Ansys CFX]. *Trudy XLI Nedeli nauki SPbGPU materialy nauchno-prakticheskoy konferentsii s mezhdunarodnym uchastiyem. Ch. III* [Proceedings of XLI Science Week STU: materials of scientific-practical conference with international participation]. St. Petersburg: SPbGPU Publ., 2012. S. 99–100. (rus.)
6. Gamburger D.M. Chislennoye modelirovaniye techeniya vyazkogo gaza v tsentrobezhnoy kompressornoy stupeni: metodika i rezultaty: Dis. ... kand. tekh. nauk [Numerical simulation of viscous flow in a centrifugal compressor stage: methodology and results: dissertation.] St.Petersburg: SPbGPU, 2009. (rus.)
7. Kozhukhov Iu.V., Tuchina I.A. Raschet dvukhzvennoy stupeni tsentrobezhnogo kompressora [Calculation of two-tier stage centrifugal compressor: a tutorial]. St.Petersburg: SPbGPU Publ., 2014. 60 p. (rus)
8. Kozhukhov Iu.V., Yablokov A.M. Modelirovaniye techeniya vyazkogo gaza v modelnoy stupeni K503 oseвого kompressora [Simulation of viscous flow in the model stage axial compressor 503 K]. *Mezhdunarodnyy tekhnologicheskii forum «Innovatsii. Tekhnologii. Proizvodstvo» sbornik materialov nauchno-tekhnicheskoy*

konferentsii, posvyashchennoy 100-letiyu so dnya rozhdeniya glavnogo konstruktora P.A. Kolesova. [International Technology Forum «Innovations. Technologies. Manufacturing»: Proceedings of the scientific conference dedicated to the 100th anniversary of the chief designer P.A. Kolesov.] Rybinsk: RGATU imeni P.A.Solovyeva publ., 2015. S. 250. (rus.)

9. GAZPROM transgaz Sankt-Peterburg, Available: URL: <http://spb-tr.gazprom.ru/about/> (Accessed

26.10.2015) (rus)

10. **Yablokov A.M.** Chislennoye modelirovaniye techeniya vyazkogo gaza v modelnoy maloraskhodnoy stupeni tsentrobezhnogo kompressora s uslovnym koeffitsiyentom raskhoda $Fr=0,028$: diss. ...magistr [Numerical simulation of viscous flow in the model low-flow rate stage centrifugal compressor with a nominal flow coefficient = 0.028 F: dissertation.] St.Petersburg, SPbGPU, 2013. 110 p. (rus)

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ/AUTHORS

ЯБЛОКОВ Алексей Михайлович – ассистент Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого.

195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29.

E-mail: yablokovaaleksey@mail.ru

YABLOKOV Aleksei M. – Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University.

29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia.

E-mail: yablokovaaleksey@mail.ru

КОЖУХОВ Юрий Владимирович – кандидат технических наук доцент Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого.

195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29.

E-mail: kozhukhov_yv@mail.ru

KOZHUKHOV Iurii V. – Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University.

29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia.

E-mail: kozhukhov_yv@mail.ru

ЛЕБЕДЕВ Александр Анатольевич – кандидат технических наук доцент Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого.

195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29.

E-mail: laa7777@ya.ru

LEBEDEV Aleksandr A. – Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University.

29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia.

E-mail: laa7777@ya.ru