

How to cite / Как ссылаться на статью:

Яблоков А. М., Кожухов Ю. В., Садовский Н. И. Численное исследование влияния эквивалентной песочной шероховатости рабочего колеса на характеристики малорасходной ступени центробежного компрессора // Вестник Международной академии холода. 2020. № 4. С. 3–11. DOI: 10.17586/1606 4313 2020 19 4-3-11

УДК 621.515

Численное исследование влияния эквивалентной песочной шероховатости рабочего колеса на характеристики малорасходной ступени центробежного компрессора

А.М.ЯБЛОКОВ¹, канд.техн.наук **Ю.В.КОЖУХОВ²**, канд.техн.наук
Н.И.САДОВСКИЙ³

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

Аннотация. В статье приведены результаты численного исследования влияния эквивалентной песочной шероховатости на характеристики малорасходной ступени центробежного компрессора промежуточного типа. Малорасходные ступени нашли широкое применение в компрессорах высокого давления в качестве последних ступеней. Данные компрессоры применяются для закачки природного газа в пласт, а также в технологических процессах производства метанола, аммиака, полиэтилена высокого давления и пр. Эффективность работы малорасходных ступеней ниже, чем у средне- и высокорасходных ступеней центробежных компрессоров. Это обуславливается тем, что ступени работают при высоком давлении и имеют низкие объемные расходы газа, а, следовательно, обладают узкими каналами проточной части, значительными потерями на трение на ограничивающих поверхностях и протечками в лабиринтных уплотнениях. Исследование проведено в программном комплексе Ansys CFX 19.2. Математическая модель ступени представлена в виде секторов элементов проточной части. В первой части

MORE ABOUT COMPRESSOR TECHNOLOGY AT WWW.KVIHT.COM
БОЛЬШЕ О КОМПРЕССОРНОЙ ТЕХНИКЕ НА WWW.KVIHT.RU

исследования проводится идентификация математической модели проточной части с результатами испытаний малорасходной ступени. Натурные испытания ступени проведены на кафедре компрессорной, вакуумной и холодильной техники СПбПУ. Во второй части исследования проводится моделирование течения вязкого газа при различном задании эквивалентной песочной шероховатости k_s всех внутренних поверхностей рабочего колеса. В качестве рабочей среды при моделировании используется совершенный газ N_2 . Рабочее давление на входе ступень 405300 Па. Расчеты проведены в стационарной постановке, модель турбулентности SST. В результате исследования получены характеристики ступени при четырех различных значениях k_s , проведена оценка потерь в рабочем колесе. Установлено, что при увеличении значений k_s не происходит одинакового снижения значений политропного напора и КПД по всей характеристике. Характеристики значительно снижаются в областях больших расходов и слабо изменяются при минимальном расходе. Коэффициент внутреннего напора слабо изменяется в зависимости от k_s .

Ведение. Проектирование высокоэффективных центробежных компрессоров для заданных режимов является актуальной задачей, обусловленной большими мощностями эксплуатирующихся машин [1, 2]. Современные численные методы решения задач газодинамики позволяют проводить большое количество исследований характеристик компрессорных ступеней на этапах проектирования. Однако результаты численных решений далеко не всегда совпадают с результатами испытаний реальных объектов. Это обусловлено огромным количеством факторов, начиная от особенностей создаваемой математической модели, заканчивая точностью и возможностями вычислительной техники. Существует множество работ, посвященных численным исследованиям проточных частей компрессоров [3-9]. Большая часть этих исследований посвящена средне- и высокорасходным ступеням. Небольшое количество численных исследований малорасходных ступеней обусловлено ограниченной областью их применения. Основная область

применения малорасходных ступеней – это компрессоры высокого и сверхвысокого давления. Ступени используются в компрессорах для подачи природного газа в пласт, в технологических процессах при производстве аммиака, метанола и этилена, а так же при переработке попутного нефтяного газа. Проведенные численные исследования малорасходных ступеней [10-14] показывают, что схожие математические модели и решения приводят к разным результатам. Однако все результаты указывают на то, что численные характеристики в той или иной степени располагаются выше результатов реальных экспериментов. Например, наблюдается завышение смоделированных характеристик политропного напора и КПД. Как известно, характер течения газа в проточной части малорасходных ступеней обладает рядом особенностей. Малые ширины каналов и высокие давления приводят к тому, что происходит смыкание пограничных слоев в проточной части, возрастают потери трения на ограничивающих поверхностях в рабочем колесе, а также существенно возрастает доля потерь, связанная с протечками и трением в лабиринтных уплотнениях. Исследования ступеней высокого и сверхвысокого давления на кафедре компрессорной, вакуумной и холодильной техники СПбПУ показали значительное влияние шероховатости стенок рабочего колеса и неподвижных элементов на энергетические характеристики ступени. При численном же исследовании данных ступеней эквивалентная песочная шероховатость пересчитывалась и задавалась согласно рекомендациям [15]. В работе [10] оценка влияния шероховатости для ступени с малым условным коэффициентом расхода при численном исследовании не проводилась, но предполагалось, что увеличение шероховатости приведет к одинаковому снижению напора и КПД по всем расходам [6]. Согласно [16], существует три режима течения в шероховатых каналах:

1. Режим без проявления шероховатости $\frac{v^* k_s^2}{\nu} < 5$, где ν – скорость

потока; v^* – динамическая скорость; k_s – эквивалентная песочная шероховатость.

При таком режиме размеры зерен малы и находятся внутри ламинарного

подслоя. Потери зависят только от числа Рейнольдса Re . Обтекаемые поверхности являются гидравлически гладкими.

2. Переходный режим $5 < \frac{v^* k_s^2}{\nu} < 70$. При таком режиме элементы шероховатости частично выступают из ламинарного подслоя, создавая тем самым дополнительное сопротивление.

3. Режим с влиянием шероховатости проявляется $\frac{v^* k_s^2}{\nu} > 70$, при этом все элементы шероховатости выступают из ламинарного подслоя.

Таким образом, один и тот же канал при различной турбулизации потока может оказаться как гидравлически гладким так и шероховатым. Если учитывать тот факт, что большинство каналов реальных компрессоров не являются гидравлически гладкими из-за различных отклонений и микронеровностей, возникающих в процессе изготовления проточной части, то целесообразно провести численный эксперимент при режиме течения с проявлением шероховатости. Целью исследования является оценка влияния шероховатости ограничивающих поверхностей и лопаток рабочего колеса на характеристику ступени при численном моделировании в программном комплексе Ansys CFX.

Объект и методы исследования. Объектом исследования является модельная малорасходная ступень центробежного компрессора с расчетным условным коэффициентом расхода $\Phi=0,0075$ и коэффициентом теоретического напора $\Psi_T=0,48$. Ступень спроектирована и испытана на кафедре компрессорной, вакуумной и холодильной техники СПбПУ [15], представляет собой ступень промежуточного типа. Ступень испытана на азоте с начальным давлением 405300 Па и температурой на входе 302 К. Построение математической модели проточной части ступени проводилось в программном комплексе Ansys. Для создания геометрических моделей элементов использовался модуль DesignModeler с возможностью создания контуров

проточной части. Для создания блочно-структурированной расчетной сетки использовались модули TurboGrid и ICEMCFD. Проточная часть состоит из семи элементов, сопряженных в модуле Ansys CFX. Общая схема проточной части ступени представлена на рисунке 1. Эквивалентная песочная шероховатость k_s стенок модели неподвижных элементов равна $9 \cdot 10^{-6}$ м, всех стенок модели лабиринтных уплотнений - $3 \cdot 10^{-6}$ м. Для модели рабочего колеса рассматривалось четыре варианта эквивалентной песочной шероховатости стенок, приведенных в таблице 1. Эквивалентная песочная шероховатость внутренних поверхностей рабочего колеса изменяется в пределах от $2 \cdot 10^{-6}$ м до $1,28 \cdot 10^{-4}$ м. Использование столь большого значения эквивалентной песочной шероховатости оправдано, несмотря на то, что оно выходит за рамки допуска на обработку стенок проточной части. Для данной ступени на кафедре компрессорной, вакуумной и холодильной техники проводились испытания при значении шероховатости ограничивающих поверхностей рабочего колеса $Ra = 2,5 \cdot 10^{-4}$ м, что в переводе в эквивалентную песочную шероховатость приблизительно равно $2,77 \cdot 10^{-4}$ м.

В качестве рабочей среды выбран совершенный газ азот, давление на входе в ступень 405300 Па, температура 302 К. Модель турбулентности SST[17-20].

Таблица 1

Значение эквивалентной шероховатости проточной части малорасходной ступени

Номер варианта	k_s поверхностей рабочего колеса, м	k_s поверхностей неподвижных элементов, м	k_s поверхностей уплотнений, м
1	$2 \cdot 10^{-6}$	$9 \cdot 10^{-6}$	$3 \cdot 10^{-6}$
2	$8 \cdot 10^{-6}$	$9 \cdot 10^{-6}$	$3 \cdot 10^{-6}$
3	$3,2 \cdot 10^{-5}$	$9 \cdot 10^{-6}$	$3 \cdot 10^{-6}$
4	$1,28 \cdot 10^{-4}$	$9 \cdot 10^{-6}$	$3 \cdot 10^{-6}$

На рисунке 2 показаны поверхности рабочего колеса, для которых варьировалось значение эквивалентной песочной шероховатости k_s .

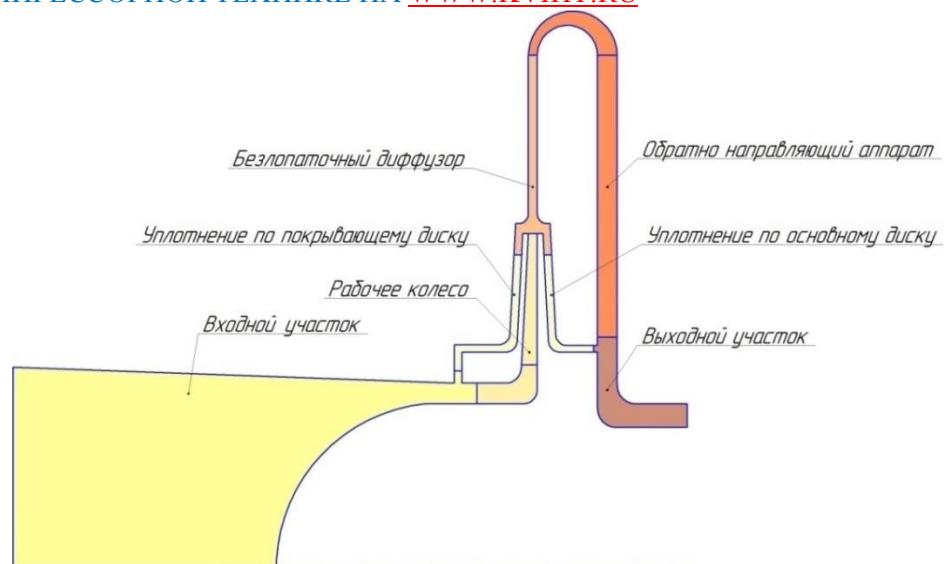


Рисунок 1 Схема проточной части малорасходной ступени центробежного компрессора

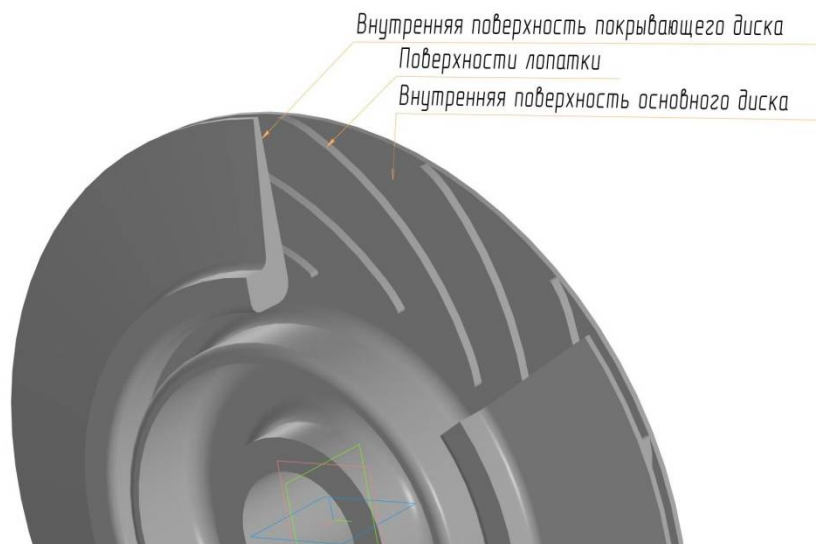


Рисунок 2 Внутренние поверхности колеса, для которых проводилось изменение эквивалентной песочной шероховатости

Для дальнейшего анализа характеристик рабочего колеса рассматриваются четыре контрольных сечения. Первое расположено на входе в ступень, условное обозначение 0-0, второе – на выходе из рабочего колеса, условное обозначение 2-2, третье – за рабочим колесом в безлопаточном диффузоре на расстоянии $1,05D_2$, условное обозначение 2'-2', четвертое сечение располагается непосредственное на выходе из ступени, условное обозначение 0'-0'.

Численная модель проточной части построена с учетом рекомендаций [20-25].

Результаты исследования. Результаты работы были получены с использованием вычислительных ресурсов суперкомпьютерного центра Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого (www.scc.spbstu.ru). Результаты численного расчета первого варианта с эквивалентной песочной шероховатостью рабочего колеса $k_s=2 \cdot 10^{-6}$ м в сравнении с экспериментальными данными представлены на рисунке 3. На рисунке 4 представлены численные и экспериментальные напорные характеристики ступени. Результаты численного моделирования первого варианта проточной части показали практически равнозначное завышение значений по всей характеристике политропного напора и КПД без бóльшего увеличения в области более высоких расходов. Для первого варианта эквивалентная песочная шероховатость задавалась с учетом формул [15]:

$$k_s = 2,19Ra^{0,877} \quad (1)$$

При обработке результатов численного исследования использовались зависимости [15].

Условный коэффициент расхода:

$$\Phi = \frac{\bar{m}}{\rho_0^* \pi D_2^2 U_2}, \quad (2)$$

где \bar{m} - массовый расход газа кг/с, ρ_0^* - плотность газа по полным параметрам на входе в ступень кг/м³, D_2 - диаметр рабочего колеса м, U_2 - окружная скорость, м/с.

Коэффициент политропного напора с учетом разности кинетических энергий газа:

$$\Psi_p^* = \frac{h_p^*}{U_2^2}, \quad (3)$$

где h_p^* - политропной напор по полным параметрам, Дж/кг.

Коэффициент внутреннего напора:

$$\Psi_i = \frac{h_i}{U_2^2}, \quad (4)$$

где $h_i = c_p(T_2^* - T_0^*)$ - внутренний напор, Дж/кг

Политропный КПД по полным параметрам:

$$\eta_p^* = \frac{h_p^*}{h_i} \quad (5)$$

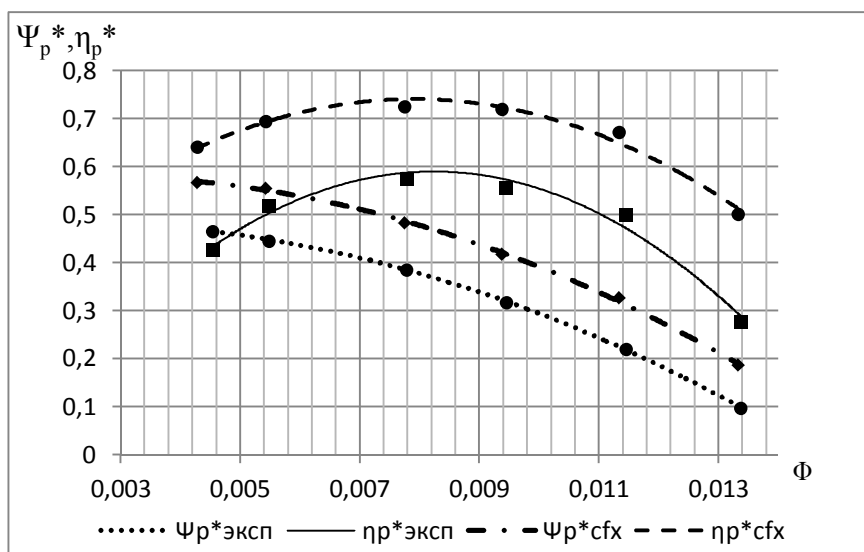


Рисунок 3 Численные и экспериментальные характеристики ступени в сечении $2'-2'$. k_s внутренних поверхностей рабочего колеса $2 \cdot 10^{-6}$ м

Коэффициент внутреннего напора практически совпадает на режимах близких к расчетному режиму, однако при более высоких значениях коэффициента расхода наблюдается завышение полученной численными методами температуры на выходе из рабочего колеса и, следовательно, коэффициента внутреннего напора.

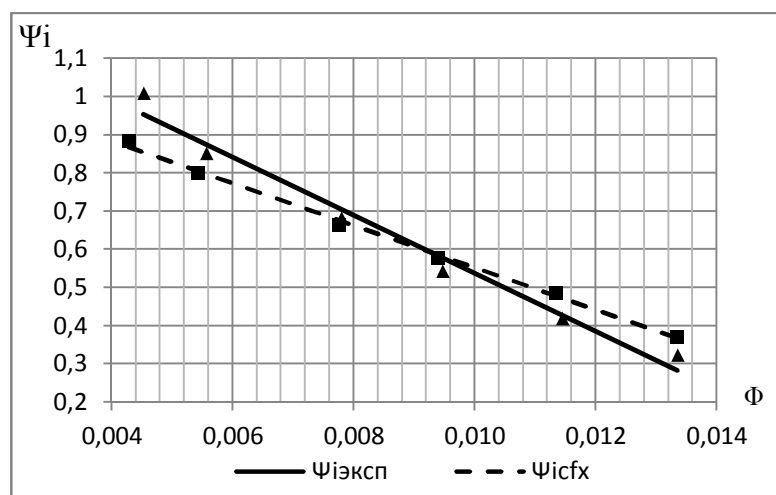


Рисунок 4 Численные и экспериментальные напорные характеристики ступени. k_s внутренних поверхностей рабочего колеса $2 \cdot 10^{-6}$ м

Для расчета коэффициента теоретического напора использовалась зависимость:

$$\psi_T = \frac{C_{u2}}{U_2}, \quad (6)$$

где C_{u2} - закрутка потока на выходе из рабочего колеса, U_2 - окружная скорость на диаметре D_2 . Закрутка потока C_{u2} численно рассчитана в программном комплексе Ansys CFX [25] непосредственно на выходе из рабочего колеса. На рисунке 5 приведены зависимости коэффициентов теоретического напора рассчитанные по формуле 6 и по [15]. В работе [15] коэффициент теоретического напора рассчитывался в сечении 2-2, методом потенциального обтекания.

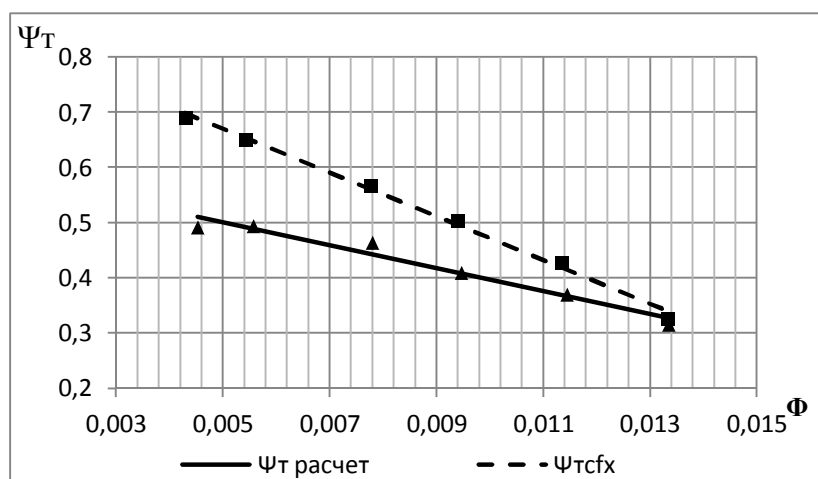


Рисунок 5 Зависимости коэффициентов теоретического напора от условного коэффициента расхода. k_s внутренних поверхностей рабочего колеса $2 \cdot 10^{-6}$ м

Для коэффициента теоретического напора наблюдается значительное завышение численной характеристики, полученной при вязком расчете при низких значениях условного коэффициента расхода. Это приводит к бóльшему наклону моделированной характеристики коэффициента теоретического напора.

На рисунке 6 представлены численные и экспериментальные характеристики ступени в сечении 2'-2' при шероховатости рабочего колеса $8 \cdot 10^{-6}$ м.

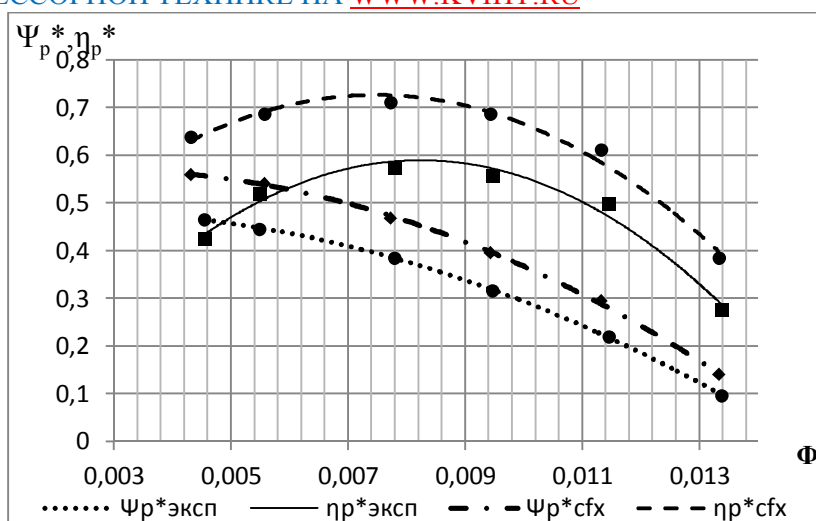


Рисунок 6 Численные и экспериментальные характеристики ступени в сечении 2'-2'. k_s внутренних поверхностей рабочего колеса $8 \cdot 10^{-6}$ м

При увеличении эквивалентной шероховатости рабочего колеса наблюдается бóльшее приближение коэффициента политропного напора и КПД при условном коэффициенте расхода выше оптимального, при этом изменения в левой части характеристики незначительны и близки к значениям при эквивалентной шероховатости $2 \cdot 10^{-6}$ м. Правая часть характеристики приближается к экспериментальным значениям. На рисунке 7 представлены численные и экспериментальные характеристики ступени в сечении 2'-2' при шероховатости внутренних поверхностей рабочего колеса $3,2 \cdot 10^{-5}$ м.

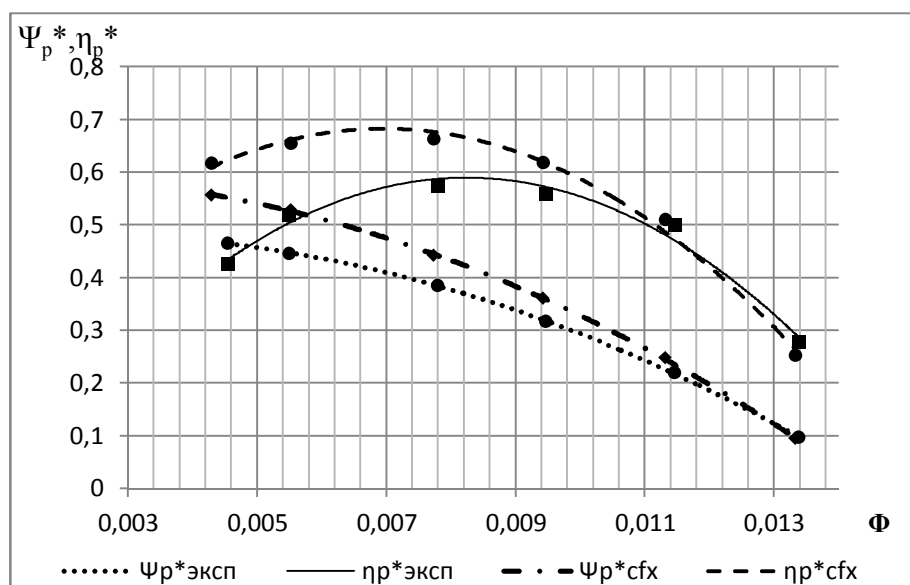


Рисунок 7 Численные и экспериментальные характеристики ступени в сечении 2'-2'. k_s внутренних поверхностей рабочего колеса $3,2 \cdot 10^{-5}$ м

Дальнейшее увеличение эквивалентной песочной шероховатости приводит к тому, что правая часть характеристики совпадает с экспериментальными данными, а левая часть остается неизменной. На рисунке 8 представлены численные и экспериментальные характеристики ступени в сечении 2'-2' при шероховатости рабочего колеса $1,28 \cdot 10^{-4}$ м. Для высоких значений эквивалентной песочной шероховатости наблюдается падение ниже экспериментальных значений для КПД и напора при расходе выше расчетного, при минимальном расходе изменений не наблюдается.

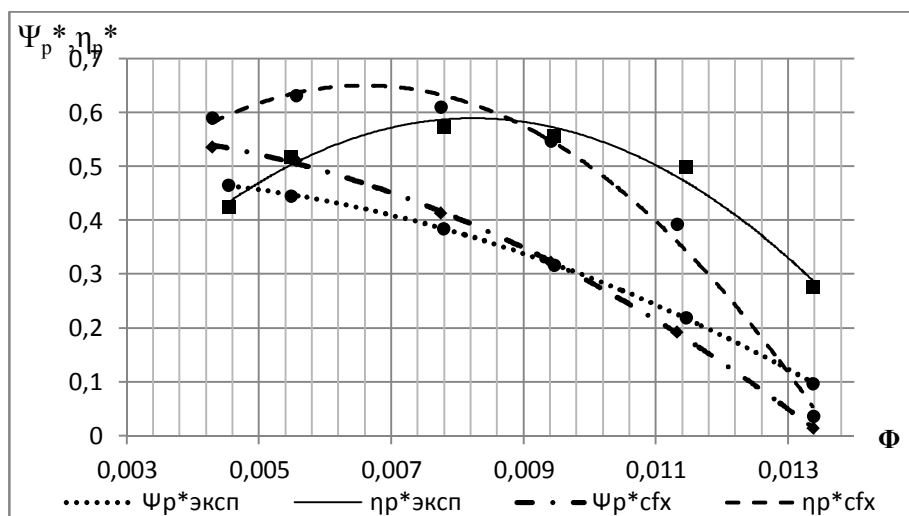


Рисунок 8 Численные и экспериментальные характеристики ступени в сечении 2'-2'. k_s внутренних поверхностей рабочего колеса $1,28 \cdot 10^{-6}$ м

Полученные результаты, с точки зрения потерь напора, соответствуют физическому представлению об уменьшении высоты ламинарного пограничного слоя при увлечении скорости турбулентного течения. При анализе коэффициента внутреннего и теоретического напоров установлено, что они практически не зависят от изменения эквивалентной песочной шероховатости внутренних поверхностей рабочего колеса. На рисунке 9 представлены зависимости коэффициента политропного напора по полным параметрам от условного коэффициента расхода при различном задании эквивалентной песочной шероховатости рабочего колеса в сечении 2'-2'.

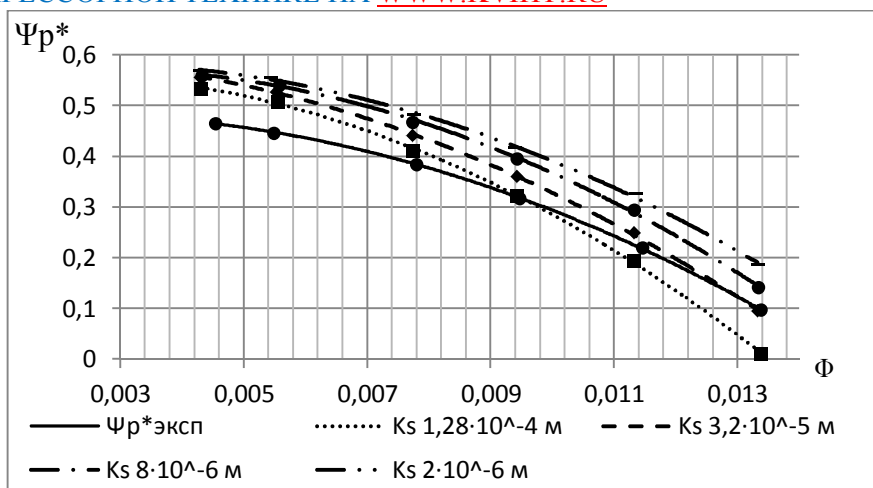


Рисунок 9 Зависимость коэффициента политропного напора от условного коэффициента расхода при различном значении эквивалентной песочной шероховатости внутренних поверхностей рабочего колеса

На рисунке 10 представлены зависимости КПД от условного коэффициента расхода при различном задании эквивалентной песочной шероховатости рабочего колеса в сечении 2'-2'

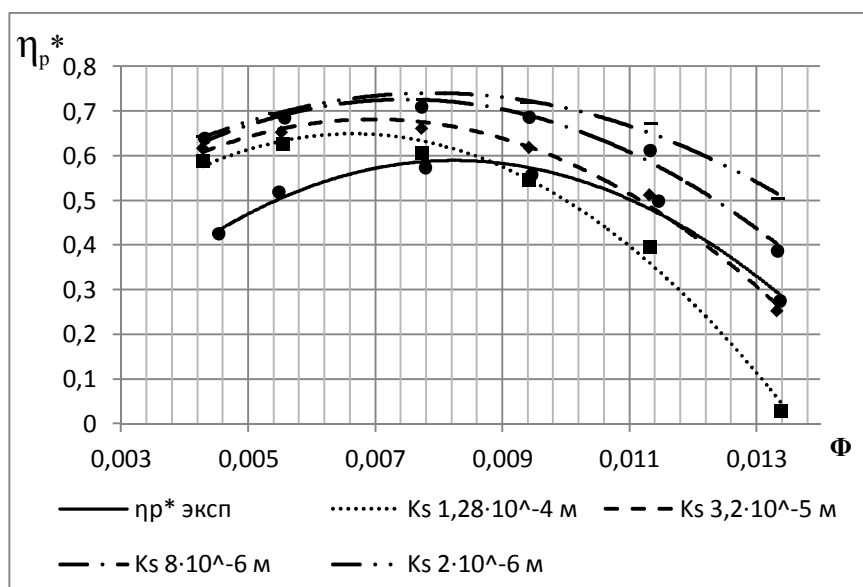


Рисунок 10 Зависимость КПД от условного коэффициента расхода при различном значении эквивалентной песочной шероховатости рабочего колеса

Для расчета коэффициента потерь в рабочем колесе ζ использовалась формула [11]:

$$\zeta_{PK} = \frac{2\psi_T \left(1 - \frac{h_p^*}{h_T}\right)}{\bar{r}_1 + \left(\frac{\Phi_k}{2\bar{r}_1 \bar{b}_1}\right)^2}, \quad (7)$$

где Φ_k - условный коэффициент расхода, учитывающий увеличение расхода на величину протечек \bar{m}_{np} . Массовый расход через лабиринтное уплотнение по покрывающему диску рассчитан за уплотнением перед входом в рабочее колесо. На рисунке 11 представлена зависимость коэффициента потерь рабочего колеса от условного коэффициента расхода при различном значении эквивалентной песочной шероховатости на внутренних поверхностях рабочего колеса.

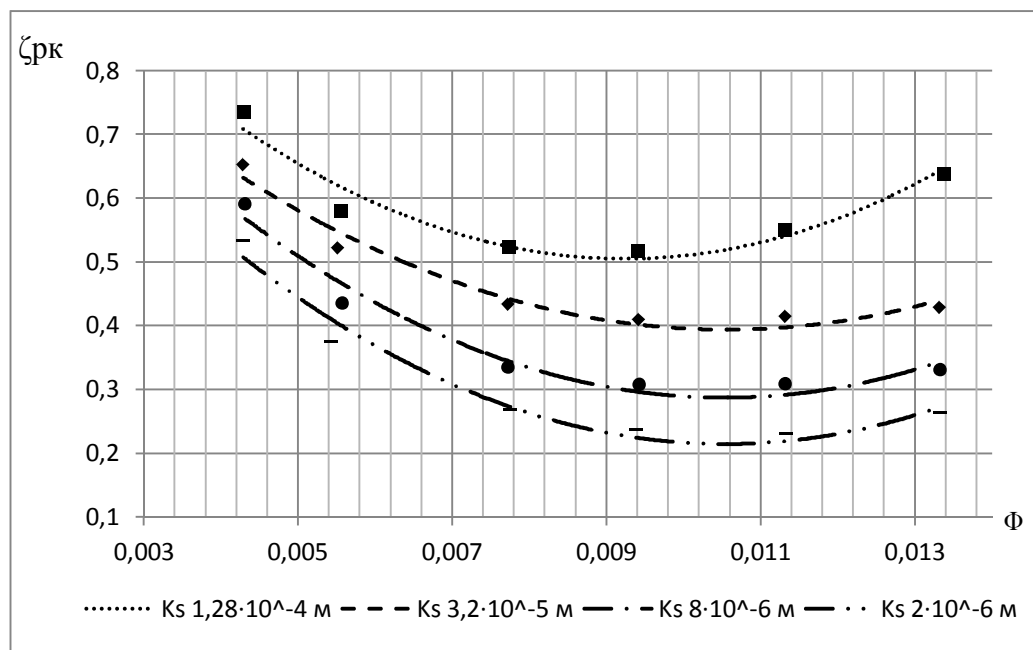


Рисунок 11 Зависимость коэффициента потерь рабочего колеса от условного коэффициента расхода при различном значении эквивалентной песочной шероховатости

На рисунке 12 представлены зависимости коэффициента внутреннего напора от условного коэффициента расхода при различном значении эквивалентной песочной шероховатости.

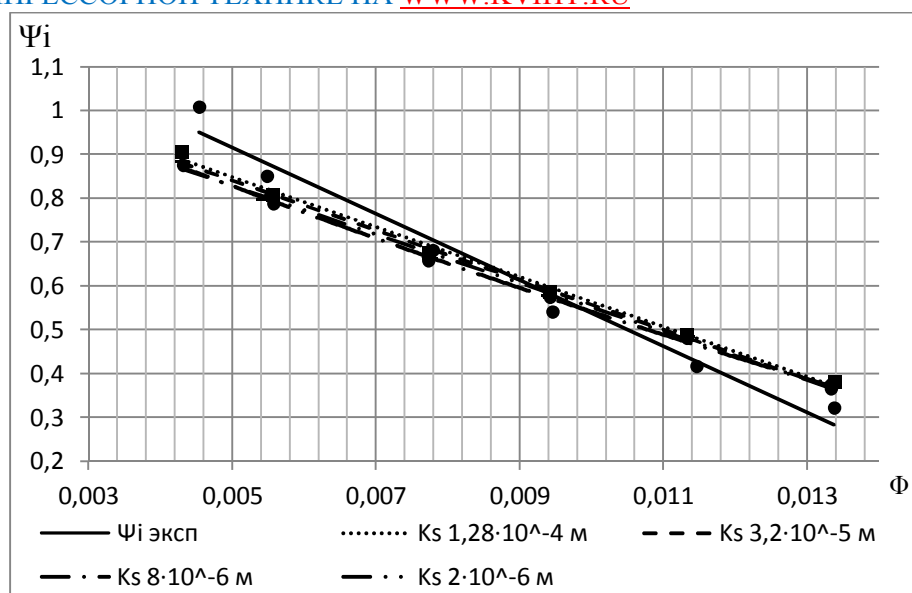


Рисунок 12 Зависимости коэффициента внутреннего напора от условного коэффициента расхода при различном значении эквивалентной песочной шероховатости

Выводы. По результатам численного исследования математической модели проточной части малорасходной ступени с гидравлически гладкими стенками подтверждается завышение численной характеристики напора и КПД по отношению к экспериментальной. Расчетная характеристика располагается эквидистантно над экспериментальной и не имеет явно выраженного смещения в область более высоких расходов. При численном моделировании режима течения с выраженной шероховатостью отмечается более интенсивное снижение правой части характеристики при расходах газа выше расчетного значения. Это объясняется различной толщиной ламинарного подслоя при движении газа по проточной части в зависимости от расхода. При расходах газа больше расчетного скорость движения выше, а, следовательно, толщина ламинарного подслоя ниже и шероховатость приводит к увеличению потерь. В левой же части характеристики скорость движения газа ниже и толщина ламинарного подслоя выше, что приводит к, практически, гидравлически гладкому режиму течения даже при значении эквивалентной песочной шероховатости $K_s 1,28 \cdot 10^{-4}$ м. Численные расчеты проведены с различной

MORE ABOUT COMPRESSOR TECHNOLOGY AT WWW.KVIHT.COM

БОЛЬШЕ О КОМПРЕССОРНОЙ ТЕХНИКЕ НА WWW.KVIHT.RU

эквивалентной песочной шероховатостью k_s рабочего колеса при этом значения k_s стенок всех остальных элементов проточной части оставалось неизменным. В продолжение исследования планируется провести численные исследования с изменением k_s неподвижных элементов проточной части.

MORE ABOUT COMPRESSOR TECHNOLOGY AT WWW.KVIHT.COM

БОЛЬШЕ О КОМПРЕССОРНОЙ ТЕХНИКЕ НА WWW.KVIHT.RU

Литература

1. Ваняшов А.Д., Карabanова В.В., Сорокин М.А. Технико-экономическое обоснование замены СПЧ на Сенoманских ДКС Уренгойского месторождения. Компрессорные технологии. №1. 2019. С. 30-33.
2. Парафейник В.П., Смирнов А.В., Тертышный И.Н. Комплексный анализ энергоэффективности турбокомпрессорных агрегатов с газотурбинным приводом. Компрессорные технологии №3, 2020. С. 32-39.
3. Данилишин А. М., Кожухов Ю. В., Симонов А. М. Комплексный метод автоматизированного проектирования двухзвенных ступеней с осерадиальным рабочим колесом центробежных компрессоров // Вестник Международной академии холода. 2020. № 1. С. 3–11.
4. А.М. Данилишин, Ю.В.Кожухов. Разработка параметрической модели проточной части двухзвенной ступени с осерадиальным рабочим колесом центробежного компрессора //Территория «НЕФТЕГАЗ». 2019. №1-2 С.12-18
5. Sundström, E., Kerres, B., Sanz, S., & Mihăescu, M. (2017). On the Assessment of Centrifugal Compressor Performance Parameters by Theoretical and Computational Models. Volume 2C: Turbomachinery. doi:10.1115/gt2017-65230
6. А.А. Иноземцев, А.И. Плотников. Исследование влияния шероховатости поверхностей проточной части сверхзвуковой высоконапорной ступени осевого компрессора на ее характеристики // Прикладная механика и техническая физика. 2015. Т. 56, №2. С.21-31.
7. Gu, Lili & Zemp, Armin & S. Abhari, Reza. (2014). Numerical Study of the Heat Transfer Effect on a Centrifugal Compressor Performance. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C Journal of Mechanical Engineering Science 1989-1996 (vols 203-210). 1-14. 10.1177/0954406214557687.

8. Matas, Richard & Syka, Tomáš & Luňáček, Ondřej. (2017). Numerical and experimental modelling of the centrifugal compressor stage – setting the model of impellers with 2D blades. EPJ Web of Conferences. 143. 02073. 10.1051/epjconf/201714302073.
9. Рахманина Л.А., Аксенов А.А. Исследование влияния неравномерного распределения абсолютной скорости потока на входе в осерадиальное рабочее колесо центробежного компрессора с применением методов численного моделирования в Ansys CFX. Компрессорные технологии №2, 2019. С. 18-25.
10. А.М. Яблоков, Ю.В. Кожухов, А.А. Лебедев. Исследование течения в малорасходной ступени центробежного компрессора методами вычислительной газодинамики. Научно-технические ведомости СПбГПУ. Вып. 4(231)/2015. Изд. СПбГПУ. С. 59 – 69.
11. Moosania, S. Mostafa & Zheng, Xinqian. (2016). Comparison of Cooling Different Parts in a High Pressure Ratio Centrifugal Compressor. Applied Sciences. 7. 10.3390/app7010016.
12. Иванов В.М., Данилишин А.М., Кожухов Ю.В. Расчет напорной характеристики рабочих колес малорасходных ступеней центробежного компрессора на основе квазитрехмерного невязкий и трехмерный вязкие методы // Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства. Материалы 9-ой международной научно-технической конференции. 2019. С. 74-75.
13. Иванов В.М., Кожухов Ю.В., Данилишин А.М., Садовский Н.И. Моделирование и валидация рабочего процесса в модельной малорасходной ступени центробежного компрессора // Новое в российской электроэнергетике. 2019. № 6. С. 12-19.
14. Adams T., Grsnt C., Watson H.A. Simple Algorithm to Relate Measured Surface Roughness to Equivalent Sand-grain Roughness. *International J. of Mechanical Engineering and Mechatronics*, 2012, no.1, pp.66-71. DOI:10.11159/ijmem.2012.008

15. Садовский Н.И., Повышение эффективности малорасходных ступеней центробежных компрессоров высокого и сверхвысокого давления а основе изучения влияния числа Рейнольдса и шероховатости на рабочие процессы: Автореф... дис., канд. тех. наук. - СПбГТУ, 1994.
16. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. М.: Наука, 1974.
17. Aksenov A., Danilishin A. M., Kozhukhov Y. V., Simonov A. M. Numerical simulation of gas-dynamic characteristics 3D semi-open impellers of two-stages of centrifugal compressors. AIP Conference Proceedings 2007, 030025 (2018). doi: 10.1063 / 1.5051886
18. V. V. Neverov, Y. V. Kozhukhov, A. M. Yablokov, A. A. Lebedev. Optimization of a centrifugal compressor impeller using CFD: the choice of simulation model parameters .2017 IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 232 012037. September 2017. DOI: 10.1088/1757-899X/232/1/012037.
19. Kiryll Kabalyk, Władysław Kryłłowicz. Numerical modeling of the performance of a centrifugal compressor impeller with low inlet flow coefficient ISSN 0079-3205 Transactions IFFM 131(2016) 97–109
20. Aleksey Yablokov, Ivan Yanin, Danilishin A.M, Zuev A.V. Ansys CFX numerical study of stages centrifugal compressor with low-flow rate coefficient MATEC Web of Conferences 245, 09002 (2018) <https://doi.org/10.1051/matecconf/201824509002>
21. И.С. Янин, В.М. Окунев, А.А. Березовский. Оптимизация геометрии обратного направляющего аппарата малорасходных ступеней центробежного компрессора. Неделя науки СПбПУ : материалы научной конференции с международным участием, 18–23 ноября 2019 г. Институт энергетики. – СПб. : ПОЛИТЕХПРЕСС, 2020. – 308 с. С. 268-269.
22. Данилишин А.М., Кожухов Ю.В., Гилева Л.В., Лебедев А.А. Верификация CFD-расчета на суперкомпьютере среднерасходных модельных ступеней. В сборнике: Суперкомпьютерные дни в России Труды международной конференции. 2016. С. 816-828.

23. Aksenov A., Kozhukhov Y., Sokolov M., Simonov A. Analysis and modernization of real gas thermodynamic calculation for turbocompressors and detander units. MATEC Web of Conferences 245, 09005 (2018). DOI: 10.1051/matecconf/201824509005
24. Xi, G., Wang, Z., Li, X., & Wang, S. (2009). Aerodynamic Design and Experimental Validation of Centrifugal Compressor Impellers With Small Flow Rate. Volume 7: Turbomachinery, Parts A and B. doi:10.1115/gt2009-59785
25. Иванов В.М., Кожухов Ю.В., Данилишин А.М., Садовский Н.И. Моделирование и валидация рабочего процесса в модельной малорасходной ступени центробежного компрессора. Новое в российской электроэнергетике. 2019. № 6. С. 12-19.

MORE ABOUT COMPRESSOR TECHNOLOGY AT WWW.KVIHT.COM

БОЛЬШЕ О КОМПРЕССОРНОЙ ТЕХНИКЕ НА WWW.KVIHT.RU

ЯБЛОКОВ АЛЕКСЕЙ МИХАЙЛОВИЧ — ассистент, Высшая школа энергетического машиностроения, Федеральное государственное автономное образовательное учреждения высшего образования «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого», ул. Политехническая, д. 29, Санкт-Петербург, 195251, Россия; yablokovaleksey@mail.ru

КОЖУХОВ ЮРИЙ ВЛАДИМИРОВИЧ – к.т.н., доцент, Высшая школа энергетического машиностроения, Федеральное государственное автономное образовательное учреждения высшего образования «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого», ул. Политехническая, д. 29, Санкт-Петербург, 195251, Россия; kozhukhov_yv@mail.ru

САДОВСКИЙ НИКОЛАЙ ИВАНОВИЧ — к.т.н., доцент, Высшая школа энергетического машиностроения, Федеральное государственное автономное образовательное учреждения высшего образования «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого», ул. Политехническая, д. 29, Санкт-Петербург, 195251, Россия; sadovskiy2k10@mail.ru

YABLOKOV Aleksei M. – assistant High Scholl of Power Engineering Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University, 29 Politechnicheskaya St., St-Petersburg 195251 Russia, yablokovaleksey@mail.ru

KOZHUKHOV Yuri V. – docent High Scholl of Power Engineering Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University, 29 Politechnicheskaya St., St-Petersburg 195251 Russia, kozhukhov_yv@mail.ru

SADOVSKY Nikolay I. – docent High Scholl of Power Engineering Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University, 29 Politechnicheskaya St., St-Petersburg 195251 Russia, sadovskiy2k10@mail.ru

MORE ABOUT COMPRESSOR TECHNOLOGY AT WWW.KVIHT.COM

БОЛЬШЕ О КОМПРЕССОРНОЙ ТЕХНИКЕ НА WWW.KVIHT.RU