

ПРИМЕНЕНИЕ СУПЕРКОМПЬЮТЕРНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ МЕТОДАМИ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОЙ ГАЗОДИНАМИКИ ПРОСТРАНСТВЕННОГО ТЕЧЕНИЯ МАЛОРАСХОДНОЙ СТУПЕНИ СВД-22 ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

Е.Г. Никитин, Ю.В. Кожухов

В настоящей работе приведены результаты исследования пространственного течения в малорасходной ступени СВД-22 центробежного компрессора методами вычислительной газодинамики с применением программного комплекса Ansys CFX 14.0. Работа выполнена в рамках магистерской диссертации Е.Г. Никитина, научный руководитель Ю.В. Кожухов.

Все вычисления проводились на кластере Отделения вычислительных ресурсов ИТК СПбГПУ (директор проф. Ю.Я. Болдырев). Параметры одного узла кластера: AMD Opteron 280 – 2 ядра, ОЗУ 8Гб. Расчёты производились при использовании 4 узлов (тип запуска HP MPI Distributed Parallel) с их полной загрузкой путем распараллеливания процессов на каждом узле.

Объектом исследования является промежуточная малорасходная ступень СВД-22, предназначенная для работы в центробежных компрессорах высокого и сверхвысокого давления (закачка природного газа в подземное хранилище, химическое производство и т.д.). Ступень спроектирована и для неё проведен натурный эксперимент научной группой проф. Л.Я. Стрижака (кафедра «Компрессорная, вакуумная и холодильная техника» (КВХТ) СПбГПУ) [1,2,3] Особенности ступеней данного типа являются каналы малой ширины, из-за чего значительное влияние на течение и характеристики ступеней оказывают пограничные слои у поверхностей проточной части, перетечки и утечки газа через лабиринтные уплотнения. На момент подготовки статьи исследования малорасходных промежуточных ступеней центробежного компрессора с учётом детального моделирования вязкого потока в зазорах и уплотнениях методами вычислительной газодинамики в мировой практике не обнаружены. Известны работы с упрощённым моделированием потока в уплотнениях и зазорах в других пакетах программ, в которых течение моделируется по заранее заданным эмпирическим характеристикам, что существенно снижает точность расчётов.

В состав проточной части ступени, эскиз которой показан на рис. 1 входят: входной патрубок (поз. 1), рабочее колесо (поз. 2), безлопаточный диффузор (поз. 3), поворотное колено (поз. 4), обратно-направляющий аппарат (поз. 5), выходной патрубок (поз. 6), лабиринтное уплотнение №1 для покрывающего диска рабочего колеса (поз. 7), лабиринтное уплотнение №2 для вала (поз. 8).

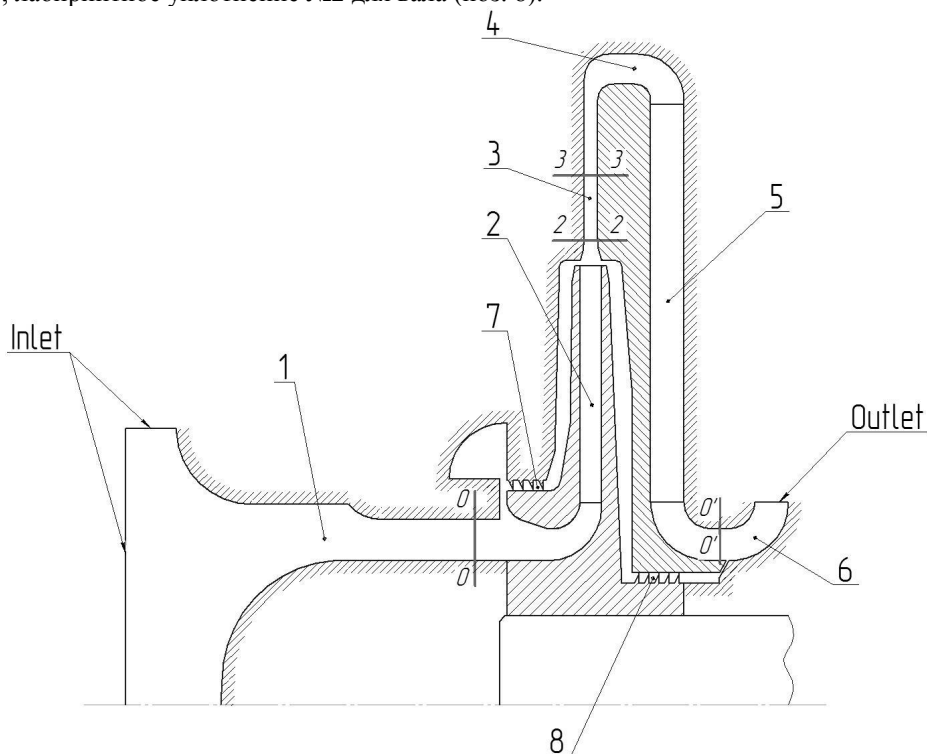


Рис. 1. Эскиз проточной части ступени СВД-22 в меридиональной плоскости

Целью данной работы является получение газодинамических характеристик малорасходной ступени СВД-22 путем моделирования течения вязкого газа в проточной части методами вычислительной газодинамики и сравнение полученных характеристик с результатами, полученными в результате натурного эксперимента – верификация данных расчёта. Оценка полученных результатов расчёта на основе данных натурного эксперимента – валидация данных расчёта.

Натурные экспериментальные исследования промежуточных малорасходных ступеней проводилось на стенде замкнутого контура проблемной лаборатории кафедры КВХТ СПбГПУ. В подавляющем большинстве экспериментов в качестве рабочей среды использовался азот, обеспечивающий взрыво- и пожаробезопасность при исследованиях, за исключением случаев работы на открытом стенде, где использовался воздух [4].

Все экспериментальные исследования ступени СВД-22 проводились при окружной скорости рабочего колеса $U_2=200$ м/сек.

Испытывались режимы с различным давлением на входе: 1 атм, 4 атм и 10 атм. Как было сказано выше, режим при $P_{вс}=1$ атм проводился, используя рабочее тело воздух, режимы при $P_{вс}=4$ атм и $P_{вс}=10$ атм проводились, используя рабочее тело азот.

На всех трех режимах испытывались 2 различных диффузора:

а) Диффузор с шириной $b_3=5,3$ мм;

б) Диффузор с шириной $b_3=6,8$ мм;

Задачами, решаемыми в данном исследовании являются изучение влияния на расчетные характеристики ступени и структуру потока в ее элементах:

а) Наличие и отсутствие лабиринтных уплотнений;

б) Различная ширина безопаточного диффузора: $b_3=5,3$ мм и $b_3=6,8$ мм;

в) Давление на входе: $P_{вс}=1$ атм и $P_{вс}=10$ атм;

г) Рабочее тело: воздух с идеальными свойствами (Air Ideal Gas) и азот с реальными свойствами.

В данной работе рассчитывалось 12 различных характеристик ступени:

1. Ширина диффузора $b_3=5,3$ мм, рабочее тело «Air Ideal Gas», $P_{вс}=1$ атм, ступень считалась без уплотнений;

2. Ширина диффузора $b_3=6,8$ мм, рабочее тело «Air Ideal Gas», $P_{вс}=1$ атм, ступень считалась без уплотнений;

3. Ширина диффузора $b_3=5,3$ мм, рабочее тело «Air Ideal Gas», $P_{вс}=1$ атм, ступень считалась с уплотнениями;

4. Ширина диффузора $b_3=6,8$ мм, рабочее тело «Air Ideal Gas», $P_{вс}=1$ атм, ступень считалась с уплотнениями;

5. Ширина диффузора $b_3=5,3$ мм, рабочее тело «Air Ideal Gas», $P_{вс}=10$ атм, ступень считалась без уплотнений;

6. Ширина диффузора $b_3=6,8$ мм, рабочее тело «Air Ideal Gas», $P_{вс}=10$ атм, ступень считалась без уплотнений;

7. Ширина диффузора $b_3=5,3$ мм, рабочее тело «Air Ideal Gas», $P_{вс}=10$ атм, ступень считалась с уплотнениями;

8. Ширина диффузора $b_3=6,8$ мм, рабочее тело «Air Ideal Gas», $P_{вс}=10$ атм, ступень считалась с уплотнениями;

9. Ширина диффузора $b_3=5,3$ мм, рабочее тело азот, $P_{вс}=10$ атм, ступень считалась без уплотнений;

10. Ширина диффузора $b_3=6,8$ мм, рабочее тело азот, $P_{вс}=10$ атм, ступень считалась без уплотнений;

11. Ширина диффузора $b_3=5,3$ мм, рабочее тело азот, $P_{вс}=10$ атм, ступень считалась с уплотнениями;

12. Ширина диффузора $b_3=6,8$ мм, рабочее тело азот, $P_{вс}=10$ атм, ступень считалась с уплотнениями.

Тем самым по результатам данной работы можно будет сделать вывод, какое влияние на характеристики ступени и структуру потока в ее элементах оказывают перечисленные факторы, а также будут даны рекомендации по постановке задачи и проведению расчётов при моделировании малорасходных ступеней методами вычислительной газодинамики при расчёте вязкого газа.

На первом этапе были построены геометрические модели угловых секторов элементов проточной части ступени компрессора. Модели элементов проточной части строились с использованием коммерческого CAD-пакета Pro/Engineer Wildfire 5.0 (входной патрубок, безопаточный диффузор, поворотное колено, выходной патрубок, уплотнения) и приложения ANSYS BladeGen 14.0 (рабочее колесо, обратно-направляющий аппарат), входящего в комплекс программ ANSYS Workbench 14.0. Правообладатель лицензий программных пакетов – СПбГПУ.

На втором этапе работы строились расчетные сетки для угловых секторов элементов проточной части с использованием ICFM CFD (входной патрубок, безопаточный диффузор, поворотное колено, выходной патрубок, уплотнения) и приложения TURBOGRID (рабочее колесо, обратно-направляющий аппарат), входящего в комплекс программ ANSYS Workbench 14.0. Все построенные сетки имели блочно-структурированный тип.

В таблице 1 приведено количество элементов сетки и угол сектора для каждого элемента проточной части ступени для случая, учитывающего влияние уплотнений и без уплотнений.

Таблица 1. Количество элементов расчётной сетки проточной части ступени

Элемент проточной части	Количество элементов сетки	Угол сектора
Входной патрубок	199.381	30°
Рабочее колесо	662.887	24°
Безлопаточный диффузор, поворотное колено	315.315	24°
Обратно-направляющий аппарат	1.119.600	45°
Выходной патрубок	145.314	45°
Уплотнение №1	853.866	24°
Выходной патрубок совместно с уплотнением №2	1.091.649	24°
Сетка компрессора без уплотнений	2.442.497	
Сетка компрессора с уплотнениями	4.242.698	

Построенные расчетные сетки элементов проточной части компрессора были объединены в приложении CFX-Pre (продукт Ansys) в единую расчётную сетку компрессора. Сетка компрессора состоит из 4,24 млн. элементов для случая, учитывающего влияние уплотнений, и 2,44 млн. элементов для случая, не учитывающего влияние уплотнений.

На третьем этапе были заданы граничные условия для компрессора и элементов. Расчёт производился при модели турбулентности *SST* [5], адиабатических гидравлически гладких стенках.

На рис.2 представлена единая расчетная сетка компрессора для случая, учитывающего влияние уплотнений с заданными граничными условиями.

В пристеночных областях произведено сгущение сетки, чтобы понизить средний уровень значений y^+ и корректно моделировать пограничный слой. На рис.3 Показан характерный случай пристеночного сгущения у стенок уплотнения.

Вычисления всей расчётной области компрессора производились на 4 узлах кластера, с 4 процессорными ядрами в каждом узле. Расчеты для каждого режима проводились на 1000 итераций.

В параметрах решателя использовалась функция Specified blend factor =0.8, для улучшения сходимости.

ANSYS



Рис.2 Единая расчетная сетка компрессора с заданными граничными условиями

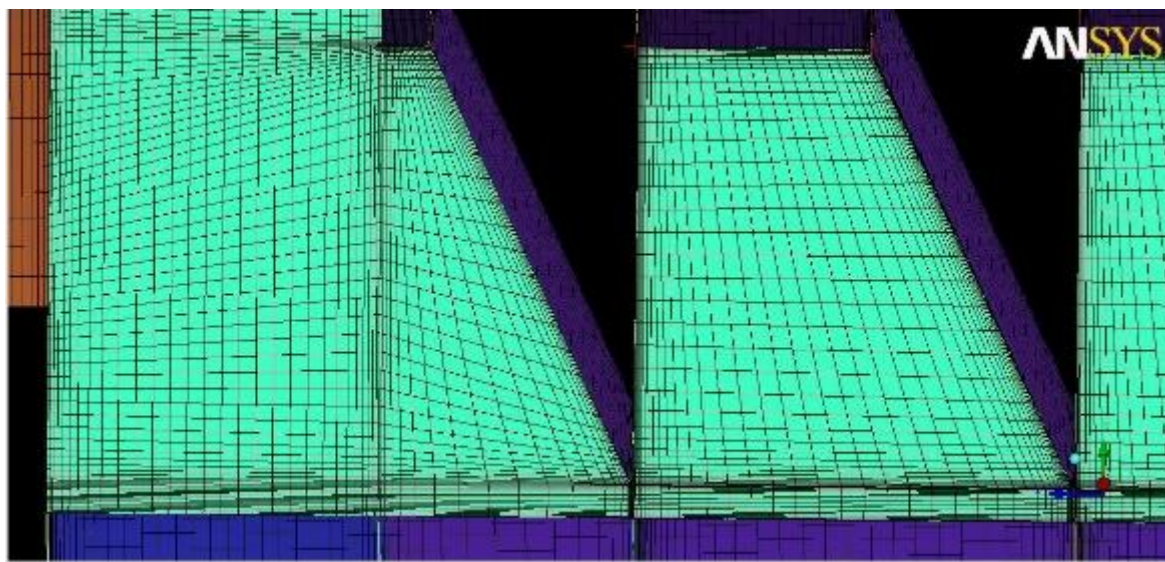


Рис.3 Иллюстрация пристеночного сгущения у стенок уплотнения

Было проведено 12 серий расчетов по 7 режимов на каждую серию. Итого было посчитано 77 различных режимов.

На рис. 4 можно увидеть историю сходимости для режимов №4 (Ширина диффузора $b_3=6,8\text{мм}$, рабочее тело «Air Ideal Gas», $P_{\text{вс}}=1\text{атм}$, ступень считалась с уплотнениями) и №8 (Ширина диффузора $b_3=6,8\text{мм}$, рабочее тело «Air Ideal Gas», $P_{\text{вс}}=10\text{атм}$, ступень считалась с уплотнениями). Оба режима близки к расчетному, то есть режиму, на котором максимальный коэффициент полезного действия. Режимы отличаются давлением на всасывании. Сходимость в обоих случаях достаточно хорошая. Но как можно видеть из рисунков, случай, где более высокое давление имеет незначительные пульсации, и при решении уравнений Навье-Стокса число среднеквадратичной "невязки" RMS достигло значения 10^{-4} , а при случае с $P_{\text{вс}}=1\text{атм}$ 10^{-5} , что на порядок лучше, тем самым решение более точное.

Значения RMS, превышающие 10^{-4} , могут быть достаточными для получения качественной картины течения. Хотя RMS на уровне 10^{-4} не приводит к полной сходимости, однако это значение среднеквадратичного отклонения может быть достаточным для ряда инженерных задач.

Значения 10^{-5} , соответствуют хорошей сходимости и являются достаточными для большинства инженерных задач. Показатели же на границе 10^{-6} или ниже соответствуют очень хорошей сходимости и могут требоваться лишь для задач со сложной геометрией. В большинстве случаев достичь такого уровня сходимости можно только при расчете на мощном кластере с большой производительностью.

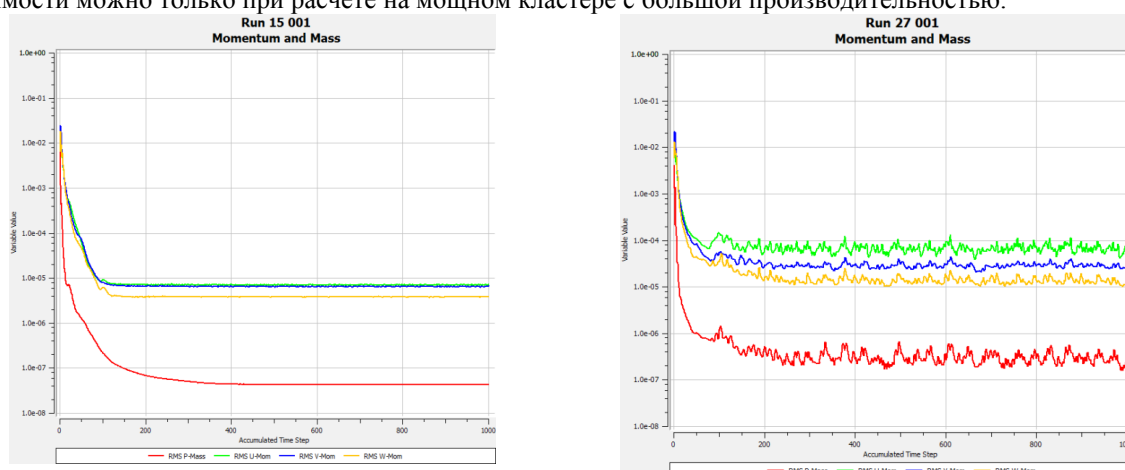


Рис. 4 История сходимости для режимов №4 и №8

Ниже представлены характеристики, полученные в результате натурного и численного эксперимента для серии расчетов учитывающих влияние уплотнений, рабочее тело азот, $P_{\text{вс}}=10\text{атм}$. На них изображены зависимости полного P^* и статического давления P от условного коэффициента расхода Φ в сечениях 2-2, 3-3 и 0'-0' (сечения см. на рис. 1).

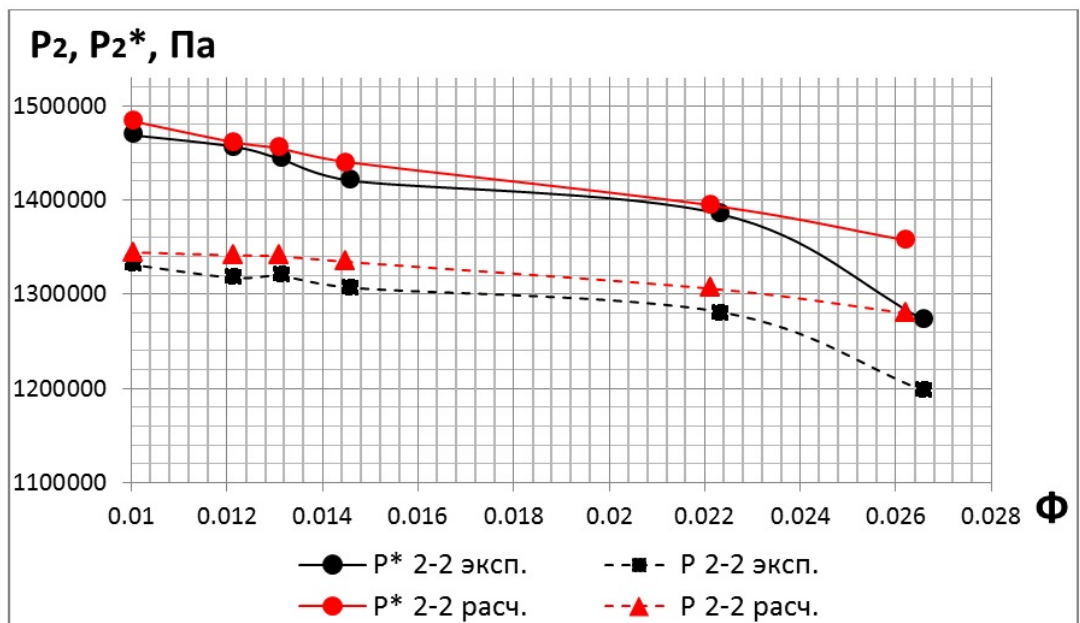


Рис.5 Зависимость полного (Р*) и статического давления (Р) от условного коэффициента расхода (Φ) в сечении 2-2

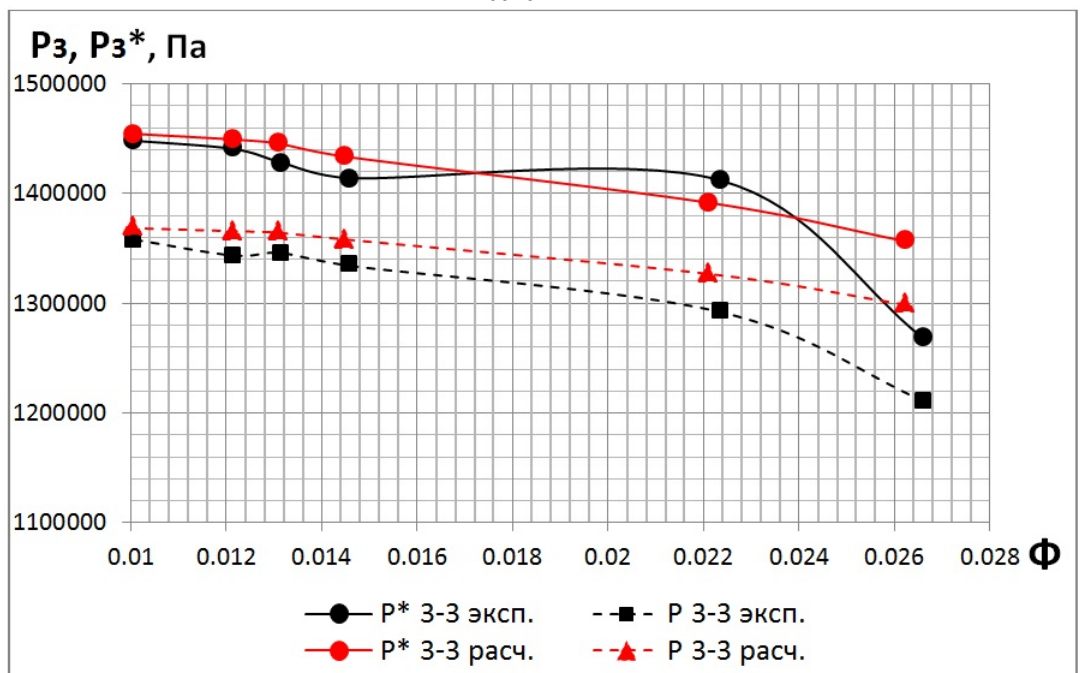


Рис.6 Зависимость полного (Р*) и статического давления (Р) от условного коэффициента расхода (Φ) в сечении 3-3

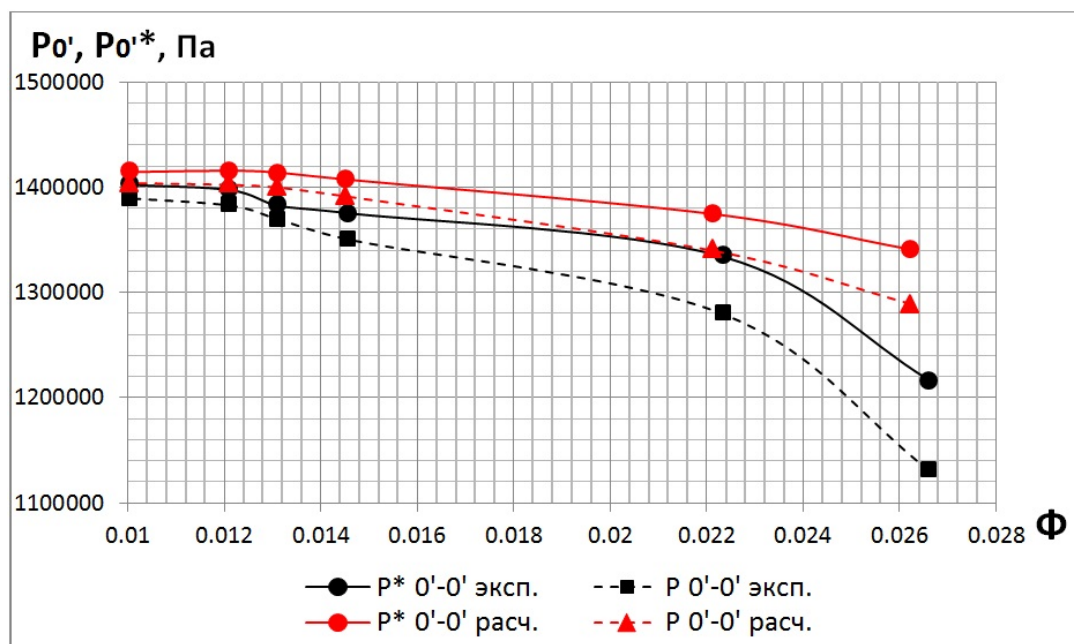


Рис. 7. Зависимость полного (P^*) и статического давления (P) от условного коэффициента расхода (Φ) в сечении 3-3

Как видно из графиков, рассчитанная характеристика полного и статического давления в сечении 2-2 и 3-3 начиная с $\Phi=0,022$ очень хорошо согласуется с экспериментальными данными. В сечении 0'-0' мы видим большее отклонение рассчитанных данных от экспериментальных.

В таблице 2 показана разница абсолютных значений полного и статического давления в процентном отношении к значениям экспериментальных данных.

Таблица 2. Отклонение рассчитанных и экспериментальных характеристик для значений давлений, %

		Условный коэффициент расхода Φ					
	Сечение	0,0262	0,0221	0,0145	0,0131	0,0121	0,0101
По полному давлению P^*	0 - 0	0,46	0,41	0,13	0,30	0,45	0,48
	2 -2	6,29	0,69	1,38	0,80	0,33	0,97
	3 -3	6,56	1,48	1,35	1,17	0,59	0,42
	0'-0'	9,27	2,97	2,29	2,25	1,30	0,86
По статическому давлению P	0 - 0	0,47	0,25	0,00	0,07	0,21	0,22
	2 -2	6,49	1,92	2,06	1,57	1,78	0,99
	3 -3	6,78	2,61	1,76	1,34	1,62	0,75
	0'-0'	12,29	4,51	2,96	2,19	1,40	1,03

Как мы можем увидеть из графиков на рис. 5, 6, 7 и таблицы 2, на режимах, близких к расчетным, погрешность находится в пределах 3%, что можно считать очень хорошим результатом, удовлетворяющим точности инженерных расчетов при проектировании проточных частей и не выходит за рамки допустимой погрешности при проведении эксперимента.

Время расчета для одного режима без учета уплотнений: 10-11 часов, для режима, с учетом уплотнений: 17-18 часов при полном задействовании 4 узлов кластера. Таким образом, для получения одной характеристики состоящей из 7 режимов затрачено 70-77 часов машинного времени для режимов без уплотнения и 119-126 для режимов с уплотнениями соответственно. Общее время затраченного машинного времени расчета для получения 12 характеристик по 7 режимов в каждом приблизительно равно 1176 часов.

На рис. 8 показан контур полного давления в меридиональной плоскости. Характер распределения давления имеет достоверный характер.

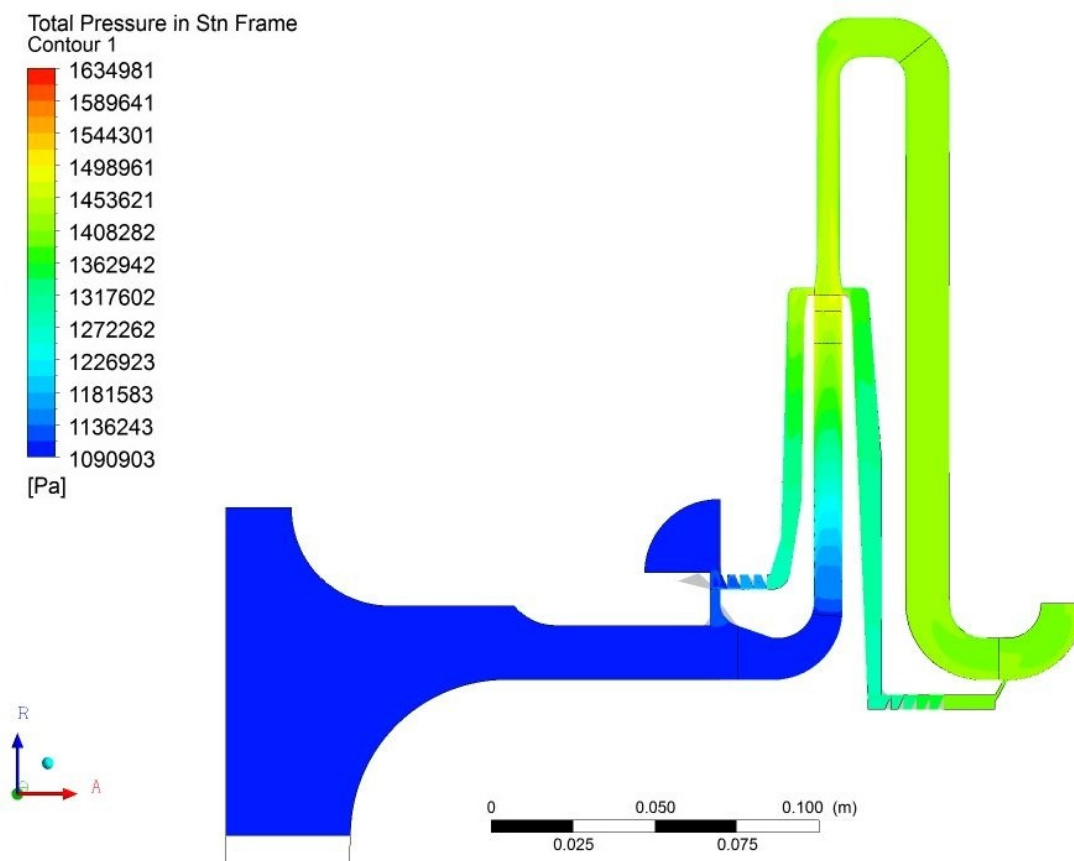


Рис. 8 Контурь изобар полного давления в меридиональной плоскости

На рис.9 изображен контур статического давления в лабиринтном уплотнении №1, а на рис. 10 изотакти скорости потока в лабиринтном уплотнении №1. Данные рисунки интересны тем, что мы можем наблюдать работу лабиринтного уплотнения. Уплотнения необходимы для минимизации перетекания газа из полостей проточной части с большим давлением в полости с меньшим давлением. Лабиринтное уплотнение — это система тонких гребней с острыми кромками, подходящими на минимальное расстояние к уплотняемой поверхности.

Контактные уплотнения непригодны по механическим соображениям из-за большой окружной скорости уплотняемых элементов ротора, поэтому применяют бесконтактные лабиринтные уплотнения [6].

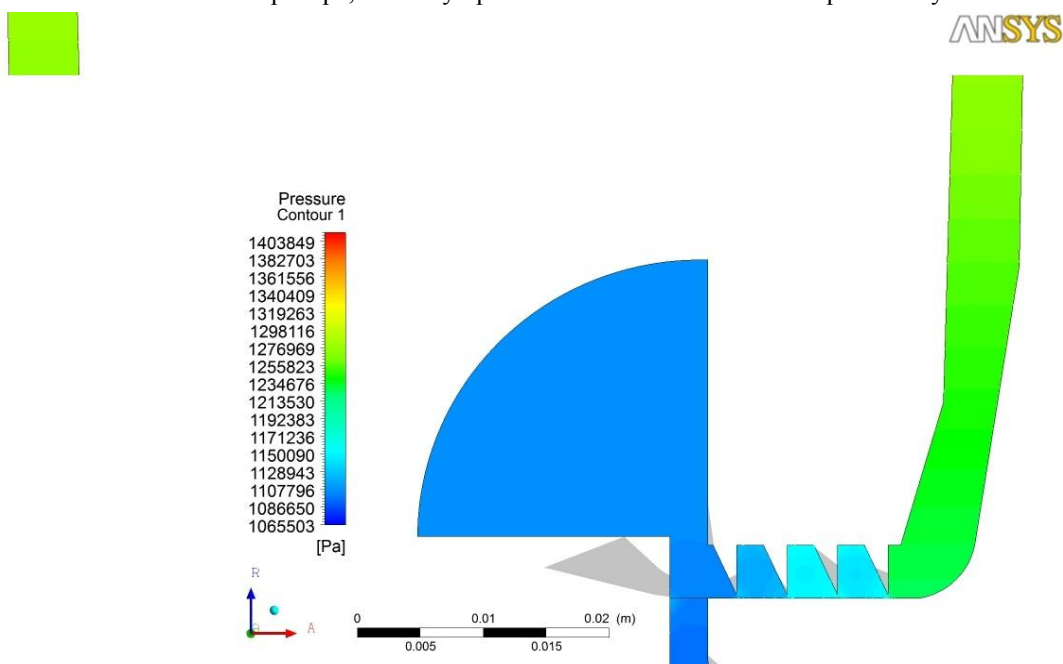


Рис. 9 Контурь изобар статического давления в лабиринтном уплотнении №1 на покрывающем диске

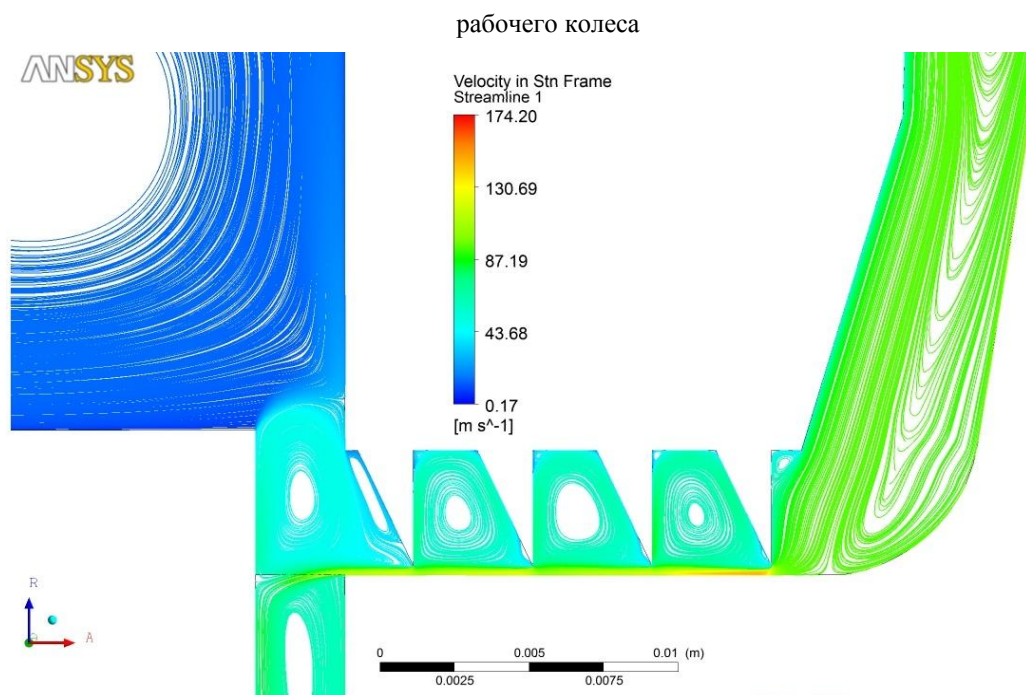


Рис. 10. Изоахи скоростей и линии тока потока в лабиринтном уплотнении №1 на покрывающем диске рабочего колеса

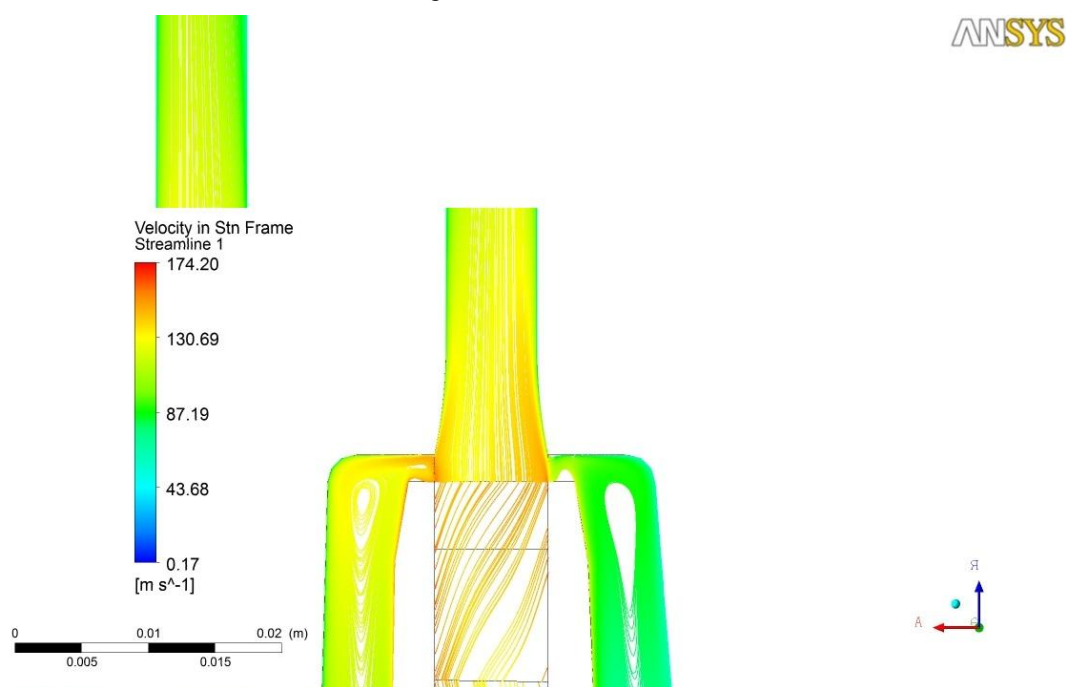


Рис. 11. Изоахи скоростей и линии тока потока в месте соединения рабочего колеса, безлопаточного диффузора и лабиринтных уплотнений №1 (слева) и №2 (справа) на покрывающем диске рабочего колеса

На рис. 11 мы можем наблюдать изоахи скоростей потока в месте соединения рабочего колеса, безлопаточного диффузора и лабиринтных уплотнений №1 и №2 на покрывающем диске рабочего колеса.

В заключение отметим:

1. Для малорасходных ступеней центробежных компрессоров при моделировании рабочего процесса методами вычислительной газодинамики учёт в проточной части наличия лабиринтных уплотнений и зазоров между дисками рабочего колеса и корпуса оказывают существенное влияние на характеристики ступени и приближают их значения к данным натурного эксперимента.

2. Постановка численного эксперимента с использованием в расчетной модели лабиринтного уплотнения увеличивает трудоемкость при построении расчётных сеток, повышает количество ячеек расчётной сетки, время расчета и требования к вычислительным ресурсам.

3. Характеристики, где использовалось рабочее тело реальный газ азот «N₂» на режимах близким к расчетному практически совпадают с характеристиками, где использовалось рабочее тело «Air Ideal Gas» при прочих равных условиях.

4. Расчетные характеристики находятся «выше» экспериментальной зависимости, т.е. происходит завышение рассмотренных безразмерных величин в численном эксперименте относительно натурного. Возможно, это связано с тем, что при постановке задачи использовалась гидравлически гладкая стенка, без учета шероховатости. Необходимо провести серию численных экспериментов с учетом шероховатости.

5. В целом, примененная постановка задачи, обеспечивает удовлетворительную точность для решения задач проектирования и оптимизации. Необходимо учитывать, «разность больших чисел», т.е. когда относительно небольшие погрешности в абсолютных величинах вызывают достаточно высокие погрешности в относительных величинах.

6. Визуализация дает достаточно достоверную картину течения.

Работа выполнена при поддержке Совета по грантам Президента Российской Федерации (грант № МК-5839.2012.8).

ЛИТЕРАТУРА:

1. Л.Я. Стрижак, Н.И. Садовский, И.П. Суслина, Раздел No.13.4., "Исследование малорасходных центробежных ступеней на стенде замкнутого контура", стр. 254-262, Труды научной школы компрессоростроения СПбГПУ. Под ред. проф. Ю.Б. Галеркина. - Изд. СПбГПУ, СПб., 2010 – 670 с.
2. Л.Я. Стрижак, И.П. Суслина, Раздел No.9., "Исследование безлопаточных диффузоров", стр. 149-163, Труды научной школы компрессоростроения СПбГПУ. Под ред. проф. Ю.Б. Галеркина. - Изд. СПбГПУ, СПб., 2010 – 670 с.
3. А.В. Коршунов, Л.Я. Стрижак, Раздел No.13.6., "Анализ влияния геометрических характеристик решетки обратно-направляющего аппарата на его эффективность", стр. 278-284, Труды научной школы компрессоростроения СПбГПУ. Под ред. проф. Ю.Б. Галеркина. - Изд. СПбГПУ, СПб, 2010 – 670 с.
4. Н.И. Садовский «Повышение эффективности малорасходных ступеней центробежных компрессоров высокого и сверхвысокого давления на основе изучения влияния числа Рейнольдса и шероховатости на рабочие процессы» [Текст]: дис. ... канд. техн. наук – СПбГПУ, 1994.
5. Д.М. Гамбургер. Численное моделирование течения вязкого газа в центробежной компрессорной ступени: методика и результаты [Текст]: дис. ... канд. техн. наук – СПбГПУ, 2009. – 190 с.
6. Ю.Б. Галеркин. Л.И. Козаченко, Турбокомпрессоры Учеб. пособие. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2008 – 185 с.