

## ВЕРИФИКАЦИЯ CFD-РАСЧЕТА НА СУПЕРКОМПЬЮТЕРЕ СРЕДНЕРАСХОДНЫХ МОДЕЛЬНЫХ СТУПЕНЕЙ

А.М. Данилишин, Ю.В. Кожухов, Л.В. Гилева, А.А. Лебедев

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Институт  
энергетики и транспортных систем

Цель работы разработать рекомендации по постановке задачи стационарного расчета характеристик среднерасходных ступеней центробежного компрессора промежуточного типа методами вычислительной газодинамики с оценкой необходимых затрат вычислительных ресурсов. Расчеты произведены на суперкомпьютерах СПбПУ «Политехнический» и delta.Cluster. Объектом исследования является ступень центробежного компрессора, для которой производилось исследование потока во всей проточной части. В работе показано сравнение результатов расчётов в ANSYS CFX с данными натурального эксперимента для всей характеристики, проведено исследование влияния утечек и перетечек в лабиринтных уплотнениях и междисковых зазорах, проведен расчет полной развертки окружности 2л, проанализировано влияние межсеточных интерфейсов на результаты численного эксперимента.

### Введение

Центробежные компрессоры (ЦК) – это энергетические машины динамического действия – орудия, служащие для сжатия и перемещения газов. Повышение давления достигается за счет силового взаимодействия потока газа с вращающимися и неподвижными лопаточными аппаратами. ЦК находят самое широкое применение во всех базовых отраслях промышленности (металлургии, химической и нефтехимической промышленности, пищевой промышленности и т.д.), обслуживании пневмосетей, а также заняты добычей, переработкой, транспортировкой и хранении природного газа, осуществляют обратную закачку попутного нефтяного газа в пласт в нефтедобыче. Очевидно, что независимо от назначения машины мощность, потребляемая ЦК, исчисляется тысячами киловатт, что повышает требования, предъявляемые к эффективности установки, и мотивирует потребителя и производителя к поиску путей ее повышения.

Основной показатель эффективности – КПД – в основном определяется энергией, затрачиваемой на преодоление газодинамического сопротивления проточной части. Экспериментальные исследования модельных ступеней, являвшиеся основным средством исследования рабочих процессов ЦК в течение нескольких десятилетий прошлого века, позволили создать банк данных, положенный в основу полуэмпирических математических моделей потерь, успешно используемых при проектировании и по сей день. В последние годы развитие компьютерных, в частности кластерных технологий, позволило прибегнуть к методам вычислительной гидродинамики при расчетах вязких течений в ЦК [1,4]. Внедрение численного моделирования в процесс разработки машины может снизить затраты на последующую экспериментальную доработку, а в идеальном случае отказаться от таковой вовсе. Имеют развитие и методы многопараметрической оптимизации, с помощью которых на вычислительном кластере автоматически рассчитывается десятки вариантов энергоэффективных проточных частей ЦК [6]. Также возможно использование для исследования сложных форм входных и выходных патрубков, поскольку течение в них значительно влияет на весь поток в целом [7]. К сожалению, существующие сегодня методики численного расчета потока в ЦК не способны в полной мере отразить те эффекты, которые неоднократно отмечены экспериментально (например, образование течения "след-струя" на выходе из рабочего колеса). Зачастую для ускорения процедуры расчет элементов ПЧ ведется индивидуально, что не позволяет учесть их взаимного влияния друг на друга. Для экономии времени счета также используют осреднённую по времени постановку задачи, в виду чего

нельзя разрешить нестационарные процессы, возникающие в проточной части. Кроме того, не сформировано рекомендаций по точности расчетных сеток, достаточной для расчета ряда ступеней одного типа; не до конца разрешены задачи моделирования турбулентности, а также рекомендаций по выбору параметров межсеточного интерфейса.

## Цель и задачи работы

Целью работы является разработка рекомендаций по постановке задачи стационарного расчета характеристик среднерасходных ступеней центробежного компрессора промежуточного типа (рис.1) методами вычислительной газодинамики с оценкой необходимых затрат вычислительных ресурсов. В настоящей работе для достижения цели были решены следующие задачи:

1. Проанализирована масштабируемость задачи численного расчета ступени центробежного компрессора. Оценено среднее время, затрачиваемое на одну итерацию расчета на двух кластерных системах: ClusterDelta и РСК Торнадо. Рекомендации по выбору оптимального числа ядер для проведения расчета.

2. Проведена верификация результата расчета: сопоставлены расчетные характеристики ступеней с данными натурального эксперимента с оценкой погрешности численного расчета.

3. Проведено исследование влияния на расчет интерфейсов соединения между вращающейся и стационарной областью. Оценено влияние интерфейсов frozenrotor (передача параметров без осреднения между вращающейся и неподвижной областью) и stage (передача параметров с осреднением по окружности) на расчет

4. Проведена оценка влияния на расчет наличия расчетной модели междисковых зазоров и лабиринтных уплотнений.

5. Проанализирован расчет полной развертки окружности всех элементов проточной части, так называемый 2 $\pi$ - расчет.

Основной метод исследования - численное моделирование на основе итерационного решения балансовых уравнений в решателе Ansys CFX 14.5 Solver. и Ansys CFX 16.2 Solver.

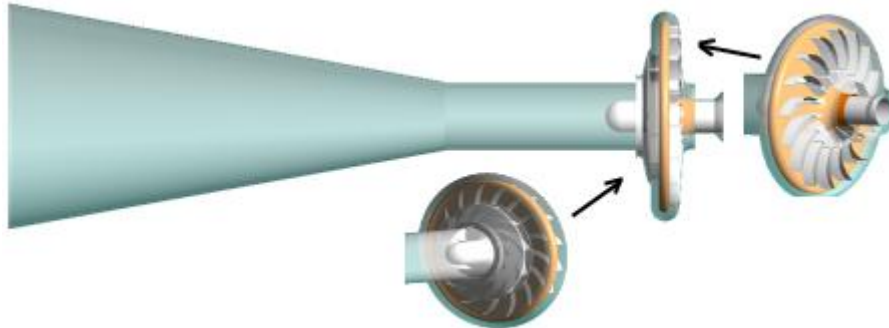


Рис. 1. Общий вид объекта исследования – ступень центробежного компрессора промежуточного типа

## Расчетная модель

Объектом исследования является один лопаточный сектор соответствующих аппаратов двух среднерасходных ступеней центробежного компрессора, для которой имеются экспериментальные характеристики [2]. Ступени выполнены по проекту проф., д.т.н. Ю.Б. Галеркина (СПбГПУ), под его руководством проведены натурные испытания и им любезно предоставлены все необходимые данные для исследования ступени авторами статьи [2]. Проточная часть ступени (рис.2) состоит из: осесимметричной входной камеры (ВК), радиального рабочего колеса закрытого типа (РК), безлопаточного диффузора (БЛД), обратноподводящего аппарата со спрямляющим лопаточным конфузуром (ОНА) и лабиринтных уплотнений (ЛУ) с междисковыми зазорами основного и покрывающего дисков. Расчетная сетка одного лопаточного сектора проточной части ступени №1 составляет: для модели с уплотнениями - 4,47 млн. гексаэдров, без уплотнений - 3,51 млн. гексаэдров, для полной развертки окружности 2 $\pi$  модель - 57,6 млн. гексаэдров; для ступени №2 для одного

лопаточного сектора - для модели без уплотнений – 3,13 млн. гексаэдров, для полной развертки окружности расчёты не проводились. Общий вид расчетных сеток представлен на рис.3. К пристеночным областям выполнено сгущение элементов сетки с максимальным значением безразмерной пристеночной координаты  $y^+ \sim 2$ . Использовался стационарный RANS- подход (осреднение по числу Рейнольдса) к решению уравнений Навье-Стокса, модель турбулентности SST (Shear stress transport) [3].

На схеме (рис.2) контрольное сечение 2-2 соответствует выходу из РК на расстоянии  $1.05D_2$ , сечение 3-3 соответствует выходу из БЛД, сечение 0'-0' соответствует выходу из ступени. Граничные условия для расчёта принимались на основе данных натурных испытаний: на входе в расчётную область (ГУ 1) полное давление  $P^*$ , полная температура  $T^*$ ; на выходе из ступени (ГУ 2) массовый расход  $\dot{m}$ , на выходе из осевого уплотнения вала (ГУ 3)  $P_{ГУ-3}^*$ ,  $T_{ГУ-3}^*$ , соответствующие параметрам окружающей среды при нормальных условиях. На боковых поверхностях задавался межсеточный интерфейс периодичности вокруг оси вращения. Так как часть экспериментального стенда покрыта слоем теплоизоляции для уменьшения теплообмена с окружающей средой, на стенках выбрано условие адиабатичности. В качестве рабочего тела использовалась модель идеального газа. Для рабочего колеса ступени №1 задавалась вращающаяся область с частотой вращения  $n=9840$  об/мин, для ступени №2  $n=10020$  об/мин.

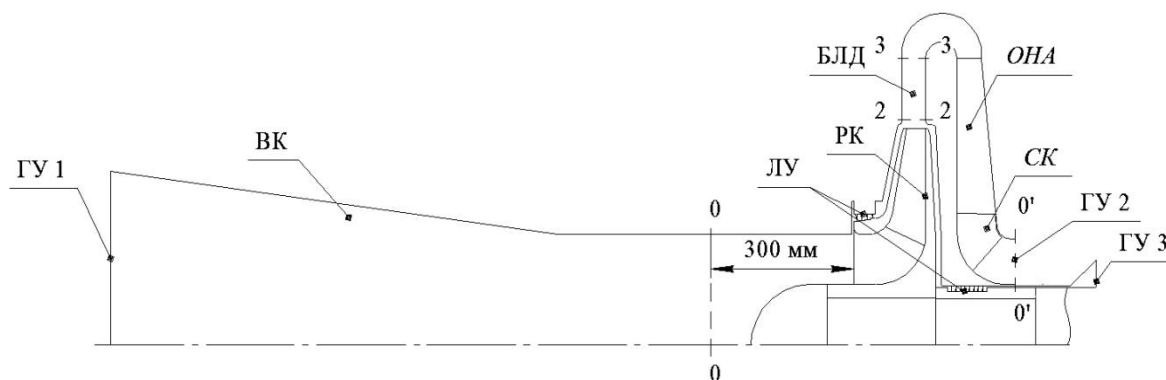


Рис. 2. Схема расположения контрольных сечений, элементов ступени промежуточного типа и граничных условий

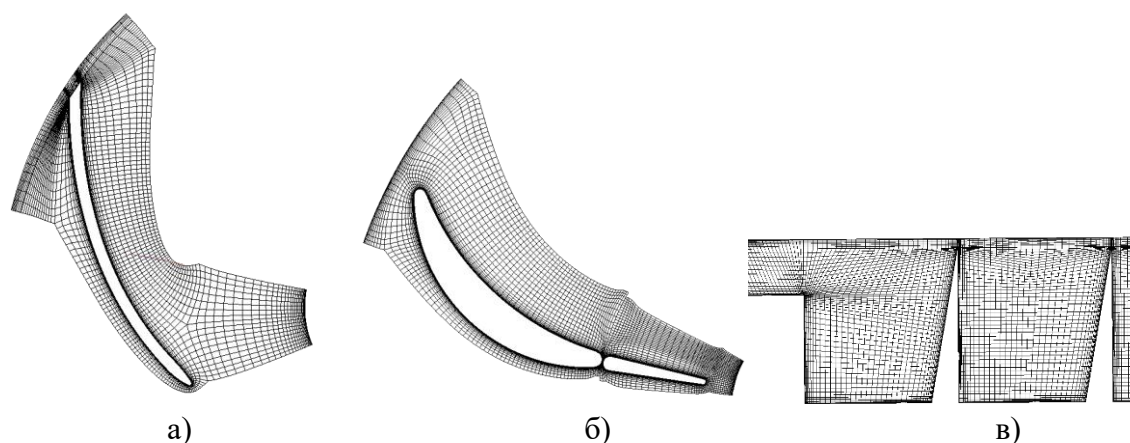


Рис. 3. Вид расчетных сеток элементов ступени: а) Рабочего колеса, б) Обратно-направляющего аппарата, в) Осевого лабиринтного уплотнения

## Масштабируемость задачи и вычислительные ресурсы

При решении задач на суперкомпьютерной технике важно адекватно оценивать объем задачи и имеющиеся вычислительные ресурсы. С этой целью были проведены расчеты для оценки масштабируемости задачи, т.е. определения ускорения расчета при увеличении

вычислительных ресурсов – количества задействованных ядер. Для выполнения поставленной задачи были построены три расчетные сетки двухзвенной ступени центробежного компрессора с числом элементов для одного лопаточного сектора: 2,8 млн, 1,6 млн, 0,21 млн.

Вычисления проводились на следующих вычислительных системах:

1. Параметры одного узла кластера: Cluster Delta – 2 процессора по 2 ядра (2xAMD Opteron 280, 2.4GHz, 8GB RAM. Всего 62 узла (248 ядер).

2. Параметры одного узла кластера в суперкомпьютерном центре «Политехнический»: РСК Торнадо – 2 процессора по 14 ядер (2xXeon E5-2697v3 2.6 GHz 64 GB RAM). Всего 712 узлов (19936 ядер).

На рис 4. представлен график ускорения расчета  $S = t_{N=4}/t_N$ , где  $t_{N=4}$  – время расчета на 1 узле при 4 ядрах,  $t_N$  – время расчета на N – число ядер кластера для трех расчетных сеток, описанных выше.

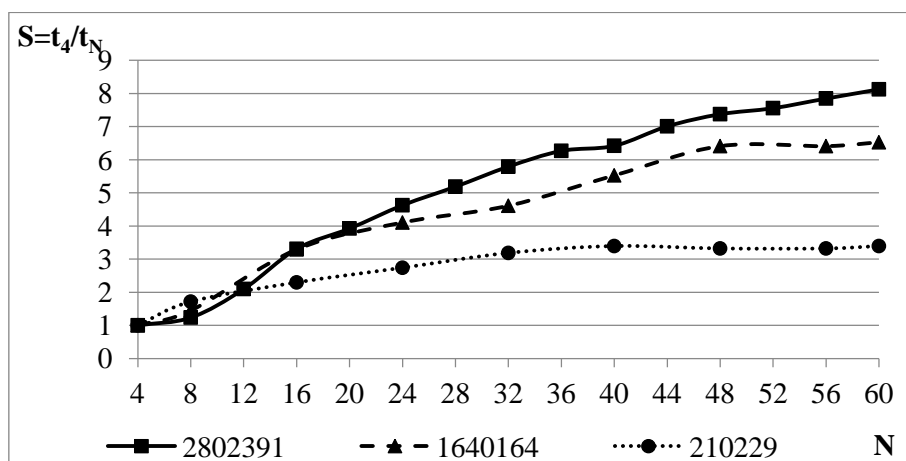


Рис.4. График ускорения расчета при различном количестве расчетных ядер N на AMD Opteron 280

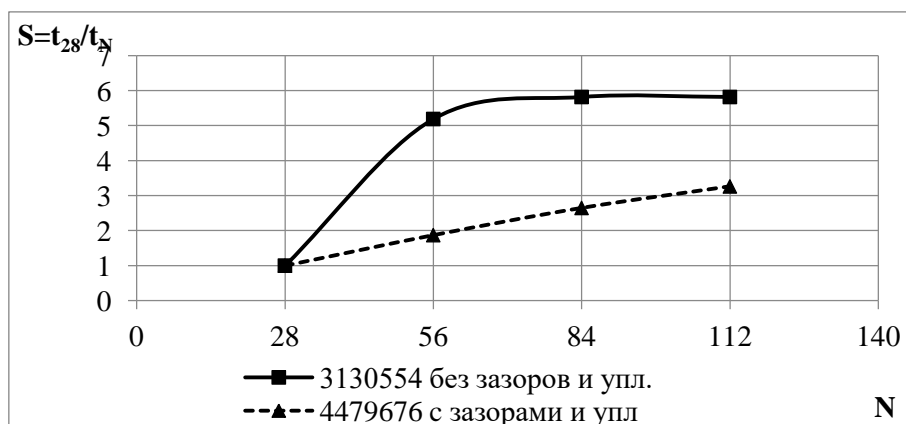


Рис.5. График ускорения расчета при различном количестве расчетных ядер N на суперкомпьютере «Политехнический» РСК Торнадо

Таблица 1. Среднее время на 1 итерацию для различных задач

Система и число ядер	Задача	Число элементов расчетной сетки, млн	Среднее время на 1 итерацию, с
ClusterDelta, 20	сектор ступ. №1	4,47	93
ClusterDelta, 96	2π ступ. №1	57,6	213
ClusterDelta, 16	сектор ступ. №2	3,13	45
Tornado, 28	сектор ступ. №1	4,47	25,4
Tornado, 28	сектор ступ. №2	3,13	28,8
Tornado, 112	2π ступ. №1	57,6	68,4

Tornado, 224	2π ступ. №1	57,6	56,6
--------------	-------------	------	------

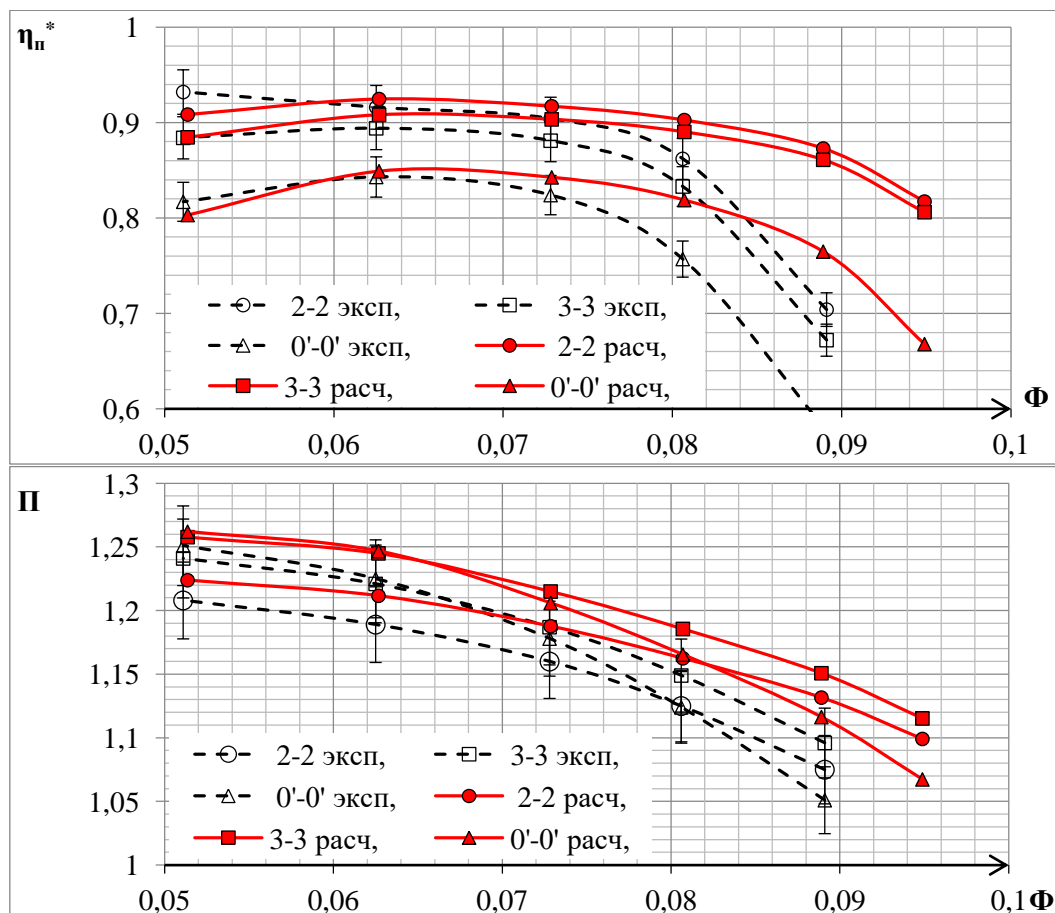
Следующим этапом является расчет задач с целью сопоставления результатов с данными натуральных испытаний. Все расчёты производились при параллельном запуске процессоров. После проведения вычислений проведена обработка результатов численного расчета.

## Верификация результатов расчета

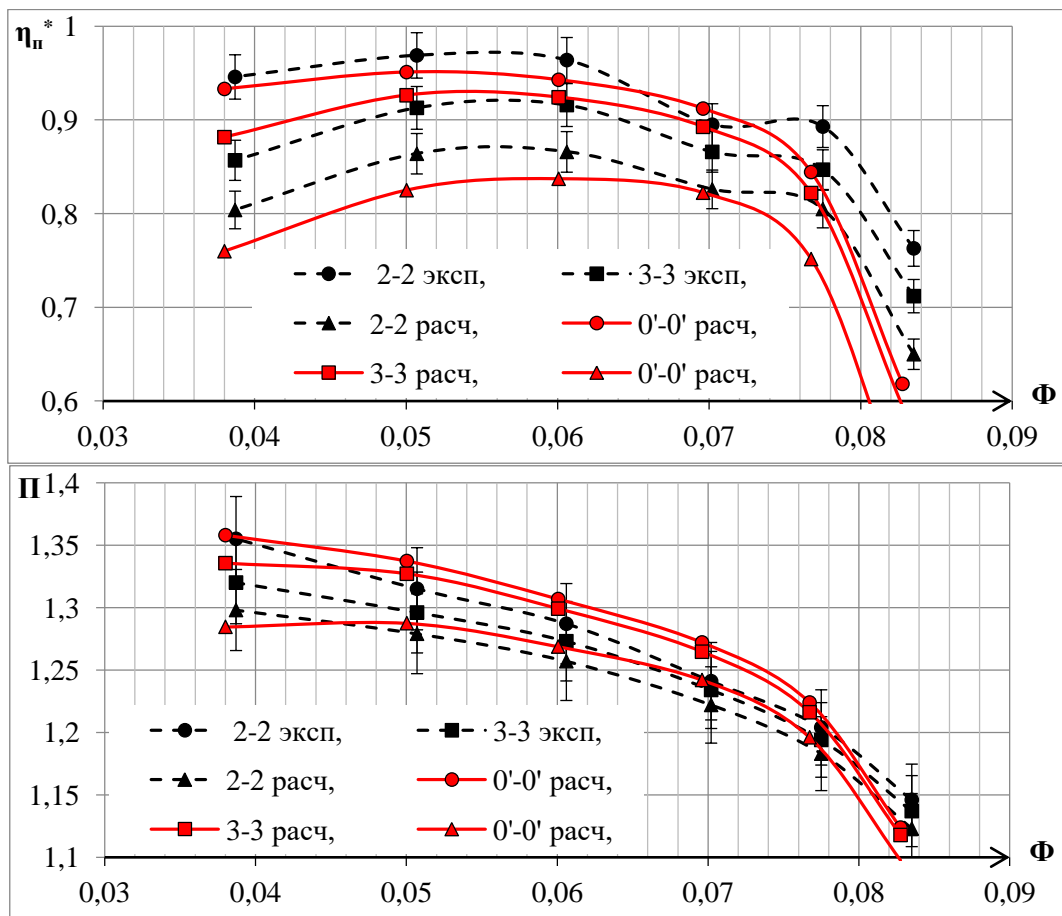
Расчет для верификации проводился с интерфейсом «stage» во всей расчетной области. На графиках рис. 6, 5 видно хорошее совпадение результатов расчета с экспериментом в зоне оптимального режима  $\Phi=0,062$  для ступени №1,  $\Phi=0,055$  для ступени №2 и находится в области инженерной погрешности эксперимента, однако при перемещении в зону максимальных расходов погрешность возрастает значительно. Погрешности возникают ввиду появления низкоэнергетических зон - отрывов потока, связанных с ухудшением условий обтекания лопаточных аппаратов на данных режимах, поэтому наблюдается завышение характеристик, так как по результатам расчета отрыв отсутствует, значит нет потерь энергии. На графиках рис. 8, 9 видно, что коэффициент потерь для элементов ступени качественно совпадает, кроме БЛД в зоне максимальных расходов. Большая погрешность в этой зоне связана с причинами, описанными выше. Для решения данной проблемы следует оценить решение на различных моделях турбулентности и соответствующих им расчетные сетки. На экспериментальных зависимостях установлена планка, представляющая собой относительную допустимую инженерную погрешность эксперимента, равную  $\pm 2,5\%$ .

Политропный коэффициент полезного действия по полным параметрам и отношение давлений в контрольных сечениях определялись по формулам:

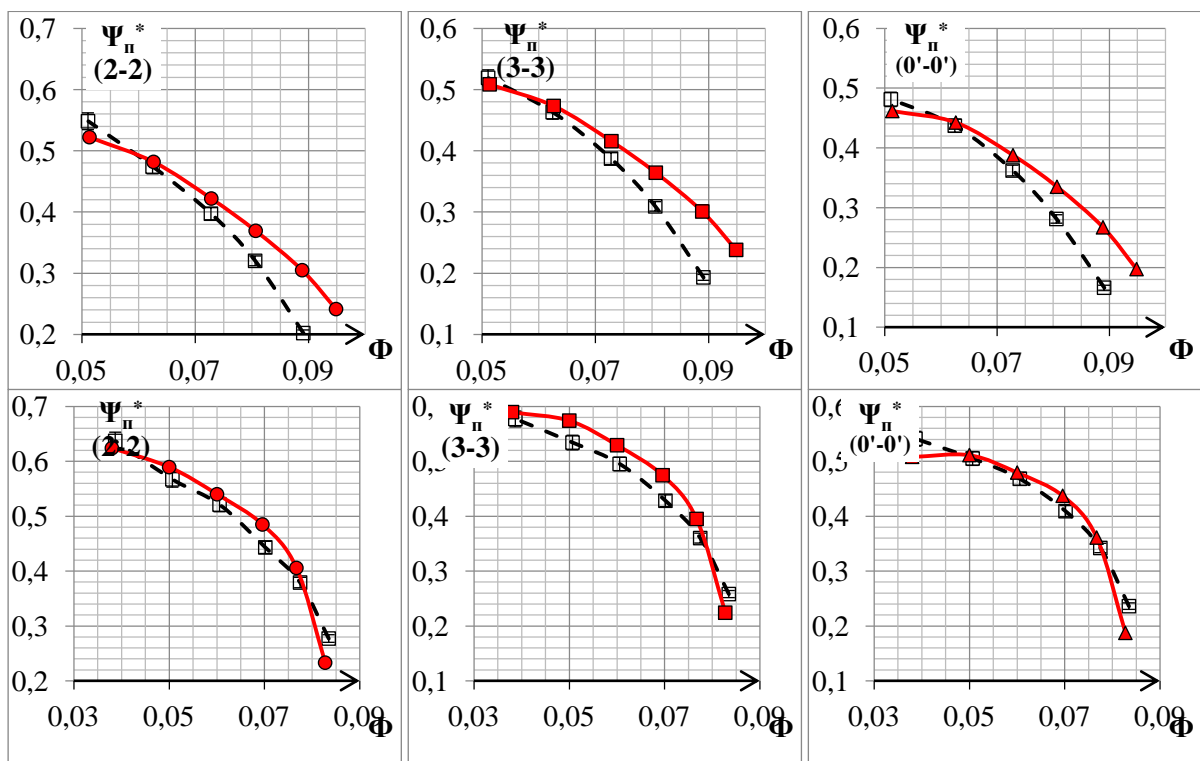
$$\eta_n^* = \frac{h_n^*}{h_i}, \quad \Pi = P_{i-i} / P_{0-0}.$$



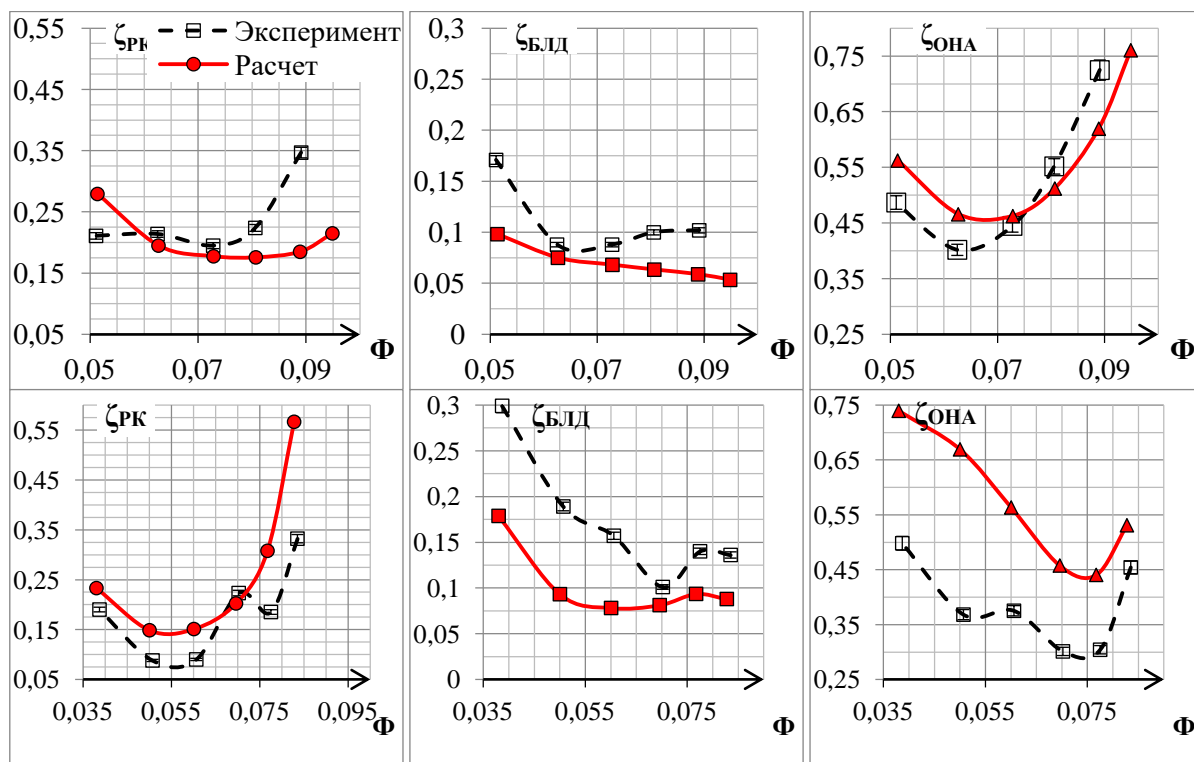
**Рис.6.** Расчетные и экспериментальные характеристики ступени №1. КПД по полным параметрам и отношения давлений для трех контрольных сечений



**Рис.7.** Расчетные и экспериментальные характеристики ступени №2. КПД по полным параметрам и отношение давлений для трех контрольных сечений



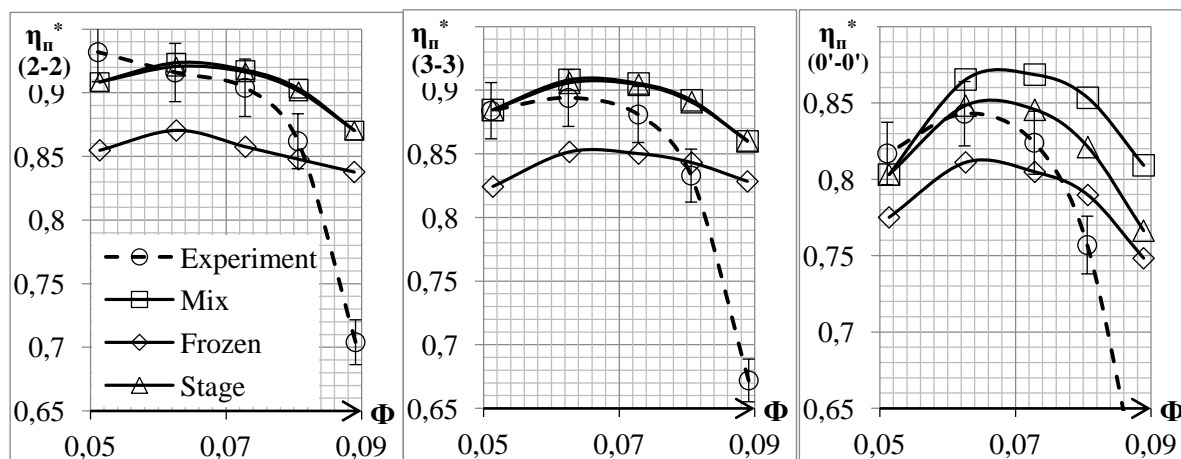
**Рис.8.** Графики характеристик коэффициента полного напора по контрольным сечениям ступени 1 (сверху) и ступени 2 (снизу)



**Рис.9.** Графики характеристики коэффициента потерь в элементах ступени 1 (сверху) и ступени 2 (снизу)

### Анализ влияния интерфейсов

На рис. 10 показано, что применение интерфейса «stage» во всей расчетной области (между входным патрубком и РК, РК и БЛД, БЛД и ОНА) привело к минимальной погрешности с экспериментом, наибольшая погрешность получается при использовании интерфейса «frozen rotor». Также был просчитан средний вариант «Mix» с интерфейсом «stage» только на входе и выходе РК, расчет характеристики показал, что в сечении 0'-0' характеристика завышена и уменьшается справа налево с 4% до 1,7%, в остальных сечениях характеристика идентична. Очевидно, что при расчетах лопаточного сектора лучше всего использовать осреднение по окружности - интерфейс «stage» во всех местах соединений расчетных областей, в том числе и между неподвижными элементами ступени.

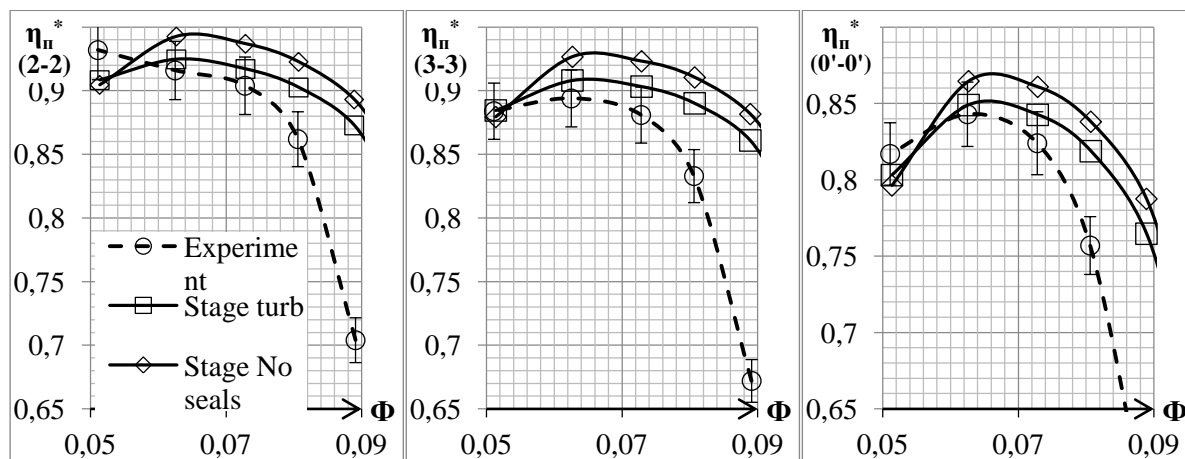


**Рис.10.** Графики характеристики политропного КПД по полным параметрам по контрольным сечениям при различных межсеточных интерфейсах



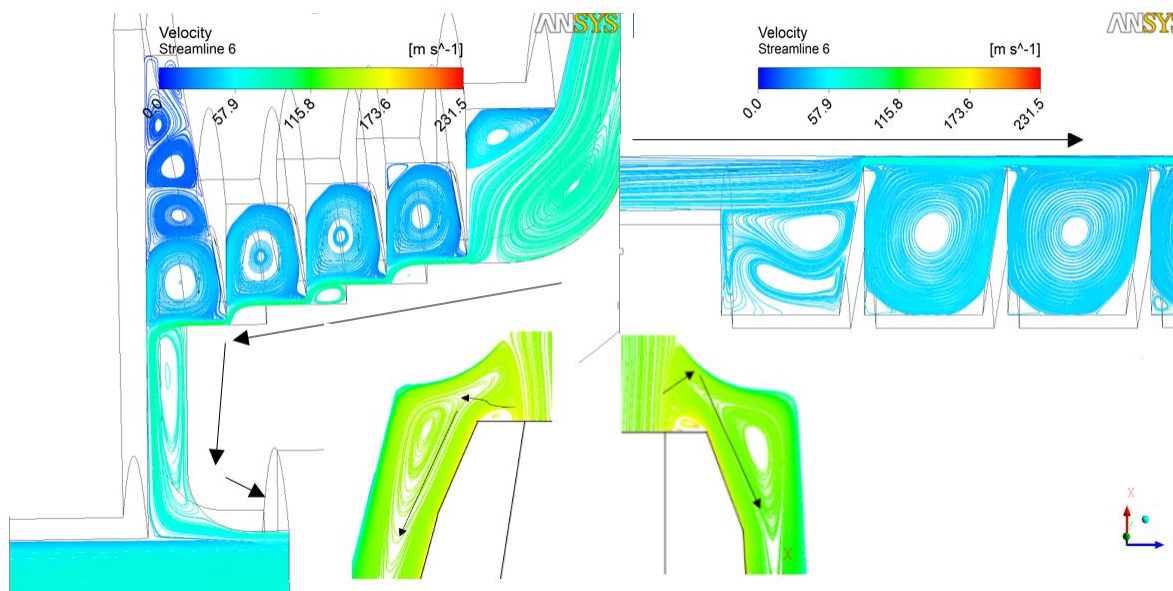
## Анализ влияния зазоров и уплотнений

Отключение от расчетной области междисковых зазоров и лабиринтных уплотнений привело к ожидаемому увеличению КПД характеристики в среднем на 2,2% в сечении 2-2 (рис.11), и на 1.6%-1.7% в выходном сечении 0'-0', кроме одной точки, что связано с плохой сходимостью на режимах малой производительности, так как проявляются нестационарные процессы. Расчет проводился с интерфейсом «stage» во всей расчетной области.



**Рис.11.** Графики характеристики политропного КПД по полным параметрам по контрольным сечениям при отключении уплотнений от расчетной области для ступени №1

Структура течений в лабиринтных уплотнениях и междисковых зазорах соответствует физике потока, что иллюстрирует рис.12.



**Рис.12.** Структура потока в уплотнениях и зазорах у покрывного (слева) и основного дисков (справа) с цветовой инициализацией скорости, стрелкой указано направление движения потока для ступени №1

Массовая доля утечек и перетечек определяются по формуле:

$$\beta_{\text{ут.,пер.}} = \frac{\bar{m}_{\text{ут.пер.}}}{\bar{m}} \cdot 100\% \quad [2]$$

$$\beta_{\text{пер.}}^{\text{покрв.}} = \frac{0.0168}{1.938} \cdot 100\% = 0.87\%, \quad \beta_{\text{ут.}}^{\text{основн.}} = \frac{0.0056}{1.938} \cdot 100\% = 0.29\%$$



## Результаты 2л-расчета

Также представляет интерес расчет полной окружности - 2л расчет, использовался интерфейс «frozen rotor» в местах стыковки расчетных областей. Полученный результат показывает на нерасчетных режимах занижение на ~ (1% - 2%) характеристики между расчетом сектора и 2л в сечениях 2-2 и 3-3, а в сечении 0'-0', наоборот завышение - это означает наличие влияния лопаточной решетки на поток, а также влияние неоднородного характера распределения параметров на решетке и влияние следа за лопатками. На расчетном режиме наблюдается совпадение характеристик, ввиду наилучших условий обтекания и отсутствия ударных потерь в лопаточном аппарате ОНА.

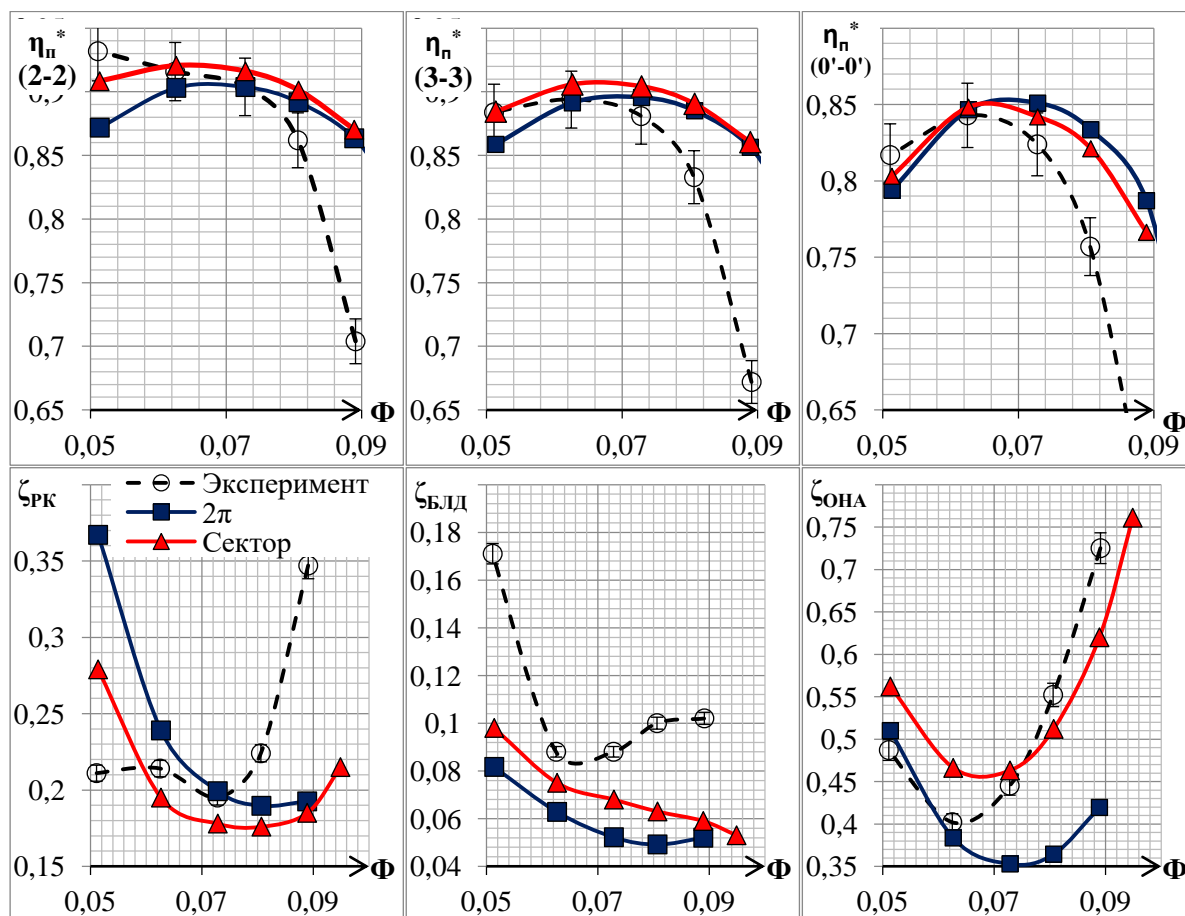


Рис.13. Графики характеристик коэффициента полного напора по контрольным сечениям (сверху) и коэффициента потерь в элементах ступени (снизу) для ступени №1

На рисунке 14 изображены основные параметры потока в среднем по высоте проточной части сечения для режима  $\Phi=0,062$  для ступени №1.

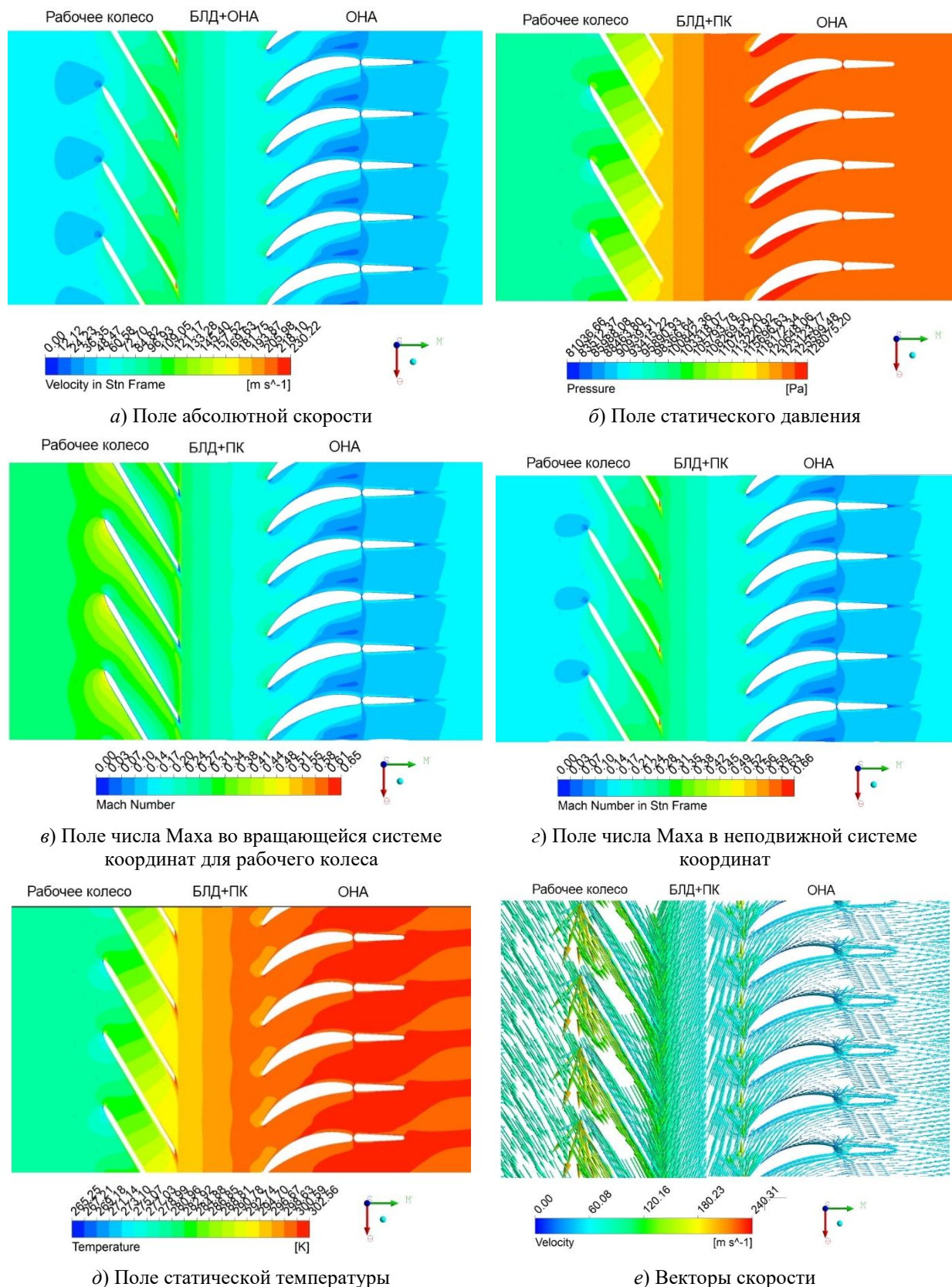


Рис. 14. Структура потока в сечении по средней высотеканала проточной части при  $\Phi=0,062$  для ступени №1.

**Выводы:**

Моделирование характеристик среднерасходных центробежных компрессорных ступеней качественно и количественно совпадает с натурным экспериментом в рамках допустимой при инженерных расчётах погрешности  $\pm 2,5\%$  в зоне режима оптимальной производительности. Для других режимов следует исследовать дополнительно другие модели турбулентности и способы постановки численного решения, разрешающие низкоэнергетические потери, связанные с отрывом потока, а также возникающие нестационарные процессы.

В местах разделения сеток расчетных областей следует устанавливать интерфейс «Stage» показавший наибольшую точность расчетов.

Для корректной верификации и оценке характеристик расчеты следует проводить с учетом междисковых зазоров и лабиринтных уплотнений или учитывать вызываемую погрешность моделирования соответствующим занижением КПД характеристики.

Расчет в полной окружной постановке выявил различия в результатах моделирования и показывает более качественную картину течений в рабочем колесе и обратно-направляющем аппарате.

Возникает необходимость в нестационарных расчетах на концах характеристик, где наиболее сильно проявляются отрывы потока и явления связанные с потерей устойчивости, как локальной – предсрыв, вращающийся срыв, так и глобальной – помпаж. Такие расчеты проводятся в полной окружной постановке, что вызывает повышенную потребность в вычислительных ресурсах, которая наиболее остро возникнет при решении задач с пространственными входными и выходными камерами. Однако существуют методы, значительно ускоряющие нестационарный расчет, например нелинейно-гармонического баланса [5], которые будут использованы в дальнейшем.

Анализ ускорения расчетов показал, что для эффективного распараллеливания стандартной задачи расчета ступени центробежного компрессора необходимо использовать порядка 60-80 ядер вычислительного кластера, при этом достигается ускорение расчета порядка в 6-7 раз относительно одного узла. С увеличением расчетной сетки следует выбирать число ядер из расчета ~50тыс. ячеек на ядро.

## Литература:

1. Галеркин Ю.Б., Кожухов Ю.В., Данилишин А.М. Сравнительный анализ результатов расчета вязкого трехмерного потока в комплексе программ Ansys CFX 14.0 и натурального эксперимента для центробежной компрессорной ступени промежуточного типа с учетом протечек. // Неделя науки СПбГПУ. Лучшие доклады: материалы научно-практической конференции с международным участием. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2013. – 17-20 с.
2. Ю.Б. Галеркин. Экспериментальные исследования и развитие методов проектирования, основанных на анализе пространственного потока. С. 188 – 210. / Труды научной школы компрессоростроения СПбГПУ. Под ред. проф. Ю.Б. Галеркина. – Изд. СПбГПУ, СПб., 2010 - 670 с.
3. Гамбургер Д.М. Численное моделирование течения вязкого газа в центробежной компрессорной ступени: методика и результаты [Текст]: дис. ... канд. техн. наук – СПбГПУ, 2009. – 190 с.
4. Яблоков А.М., Кожухов Ю.В., Лебедев А.А. Исследование течения в малорасходной ступени центробежного компрессора методами вычислительной газодинамики // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Вып. 4(231)/2015. Изд. СПбГПУ. С. 59 – 69.
5. Boldyrev, Y., Rubtsov, A., Kozhukhov, Y., Lebedev, A., Cheglakov, I., Danilishin, A. Simulation of unsteady processes in turbomachines based on nonlinear harmonic NLH-method with the use of supercomputers // CEUR Workshop Proceedings. Volume 1482, 2015, Pages 273-279.
6. Kozhukhov Y.V., Danilishin A.M., Yun V.K. Multi-objective optimization for impeller shroud contour, width of vane diffuser and number of blades of the centrifugal compressor stage based on the CFD calculation. IOP Conference Series Materials Science and Engineering 08/2015; Volume 90(1):012046. DOI:10.1088/1757-899X/90/1/012046

7. Kozhukhov Y.V., YunV.K., Reshetnikova L.V., Prokopovich M.V. Numerical Investigation of Different Radial Inlet Forms for Centrifugal Compressor and Influence of the Deflectors Number by Means of Computational Fluid Dynamics Methods with Computational Model Validation. IOP Conference Series Materials Science and Engineering 90(1):012047 · August 2015. DOI: 10.1088/1757-899X/90/1/012047

## **VERIFICATION OF THE CFD CALCULATION ON A SUPERCOMPUTER OF MEDIUM FLOW MODEL STAGES OF CENTRIFUGAL COMPRESSOR**

A. Danilishin, Y. Kozhukhov, L. Gileva, A. Lebedev

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Institute for Energy and Transport Systems

The goal of the work is to develop recommendations for the formulation of the problem of calculating the characteristics of medium flow centrifugal compressor by computational fluid dynamics methods with the assessment of the necessary costs of computing resources. Calculations are made on supercomputers of SPbPU "Polytechnic" and "DeltaCluster. The object of the research is the centrifugal compressor's stage for which the flow investigation has been held in the whole passage. The calculations results comparison with the practical experiment data for the whole working characteristics are shown in this work. The leakages in the lap seals and between the disks gaps investigation work has been made. The calculation of the whole  $2\pi$  flat pattern has been made and also the influence on the calculation results of the between mesh interfaces has been analyzed.