

Н.В. Калинкевич, к.т.н., доцент, А.В. Скорик, аспирант (Сумский государственный университет), В.Г. Паненко, гл. конструктор компрессорного оборудования (ПАО «Сумское НПО им. М.В.Фрунзе»)

## Методика проектирования и численное исследование канальных диффузоров центробежных компрессоров

*Представлена методика проектирования канальных диффузоров центробежных компрессоров, основанная на решении обратной задачи газодинамики. Приведен пример проектирования канального диффузора для существующей ступени центробежного компрессора. В результате численного исследования получены безразмерные газодинамические характеристики спроектированного диффузора, которые сравнивались с характеристиками лопаточного диффузора исходной компрессорной ступени.*

**Ключевые слова:** центробежный компрессор, канальный диффузор, методика проектирования, численное исследование.

*Запропоновано методику проектування канальних дифузорів відцентрових компресорів, що основана на вирішенні зворотної задачі газодинаміки. Наведено приклад проектування канального дифузора для існуючої ступені відцентрового компресора. В результаті чисельного дослідження отримано безрозмірні газодинамічні характеристики спроектованого дифузору, які були порівняні з характеристиками лопаткового дифузору базової компресорної ступені.*

**Ключові слова:** відцентровий компресор, канальний дифузор, методика проектування, чисельне дослідження.

*The design method for channel diffusers of centrifugal compressors, which is based on solving of inverse problem of gas dynamics, is presented in the paper. The example of channel diffuser design for existing centrifugal compressor stage is described. In the issue of numerical investigation of designed channel diffuser, its non-dimensional gas dynamic characteristics were obtained, which were compared with characteristics of vaned diffuser of base compressor stage.*

**Keywords:** centrifugal compressor, channel diffuser, design method, numerical investigation.

При выборе типа диффузора центробежного компрессора необходимо учитывать условия работы компрессора, а также его назначение. Более эффективное использование канальных диффузоров (КД) в сравнении с другими типами диффузоров возможно: 1) при малых углах потока на входе в диффузор; 2) при подаче газа из межлопаточных каналов в отдельные камеры; 3) в случае, если каналы диффузора переходят в каналы обратного направляющего аппарата.

Традиционная геометрия канальных диффузоров включает начальный участок, очерченный по логарифмической спирали на одной из сторон сегмента, за которым следует участок с прямыми стенками (рис. 1а). Также широкое распространение за рубежом получили канальные диффузоры с клиновидными сегментами (рис. 1б).

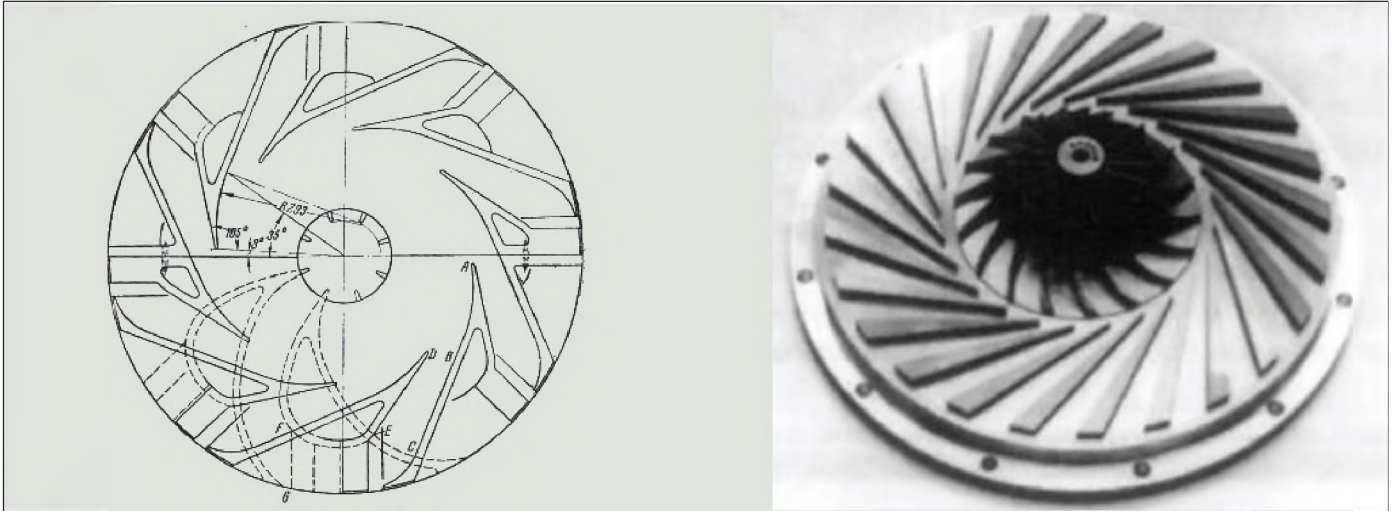
При плоских боковых поверхностях каналов таких диффузоров упрощается их изготовление, однако они имеют существенный недостаток с точки зрения газодинамики. Поток газа, поступающий в диффузор после рабочего колеса, является закрученным, поэтому не следует выполнять каналы, аналогично плоским прямоосным диффузорам для незакрученных течений. В

таких диффузорах вследствие значительных величин градиентов давлений отрыв потока происходит на начальном участке диффузора, что приводит к росту потерь.

Снижения потерь в канальных диффузорах можно достигать путем проектирования диффузоров по задаваемому распределению скоростей потока. Ниже приводятся основные положения методики проектирования высокоэффективных канальных диффузоров.

**Методика проектирования.** Согласно предлагаемой методике, проектирование диффузоров производится из условия обеспечения состояния, предшествующего отрыву пограничного слоя на одной из сторон сегментов (предотрывного состояния). Известны опыты Стрэтфорда, в которых было получено такое состояние пограничного слоя, при котором касательные напряжения трения на одной из стенок плоского диффузора близки к нулю [1]. При этом предполагается, что для диффузора заданных размеров обеспечивается максимально возможное торможение безотрывного потока при этих размерах.

Математическая модель для решения обратной задачи газодинамики составляется для установившегося, адиабатного, безотрывного течения газа.



**Рис. 1. Канальные диффузоры традиционной геометрии:** а – схема канального диффузора с начальным участком, очерченным по логарифмической спирали; б – канальный диффузор с клиновидными сегментами

Система уравнений включает уравнение момента импульса для струйки тока и уравнение неразрывности.

Изменение момента импульса относительно оси  $z$  для струйки тока шириной  $\Delta b$  на участке от  $r_{ex}$  до  $r$ .

$$\Delta M = \Delta \bar{m} \cdot (r_{ex} \cdot c_{ex} \cdot \cos \alpha_{ex} - r \cdot c \cdot \cos \alpha), \quad (1)$$

где  $r$ ,  $c$ ,  $\alpha$  – значения радиуса, средней скорости, среднего угла потока в рассматриваемом сечении соответственно (рис. 2).

Момент сил, действующих на  $z_c$  сегментов диффузора на участке от  $r_{ex}$  до  $r$ .

$$\Delta M = \Delta b \cdot z_c \cdot \int_{r_{ex}}^r \Delta p \cdot r \cdot dr, \quad (2)$$

где  $\Delta p$  – разность давлений на передней и задней сторонах сегментов.

Уравнение неразрывности для струйки тока:

$$\Delta \bar{m} = c_r \cdot \rho \cdot 2\pi \cdot r \cdot \Delta b \cdot \tau, \quad (3)$$

где  $c_r$  – расходная составляющая скорости;  $\rho$  – плотность газа;  $\tau$  – коэффициент стеснения.

После преобразований уравнений (1), (2) и (3) с использованием газодинамических функций исходная система уравнений имеет следующий вид:

$$\begin{cases} r_{ex} \cdot \lambda_{ex} \cdot \cos \alpha_{ex} - r \cdot \lambda \cdot \cos \alpha = \\ = \frac{b \cdot z_c \cdot p_{ex}^*}{\bar{m} \cdot a_{кр}} \cdot \int_{r_{ex}}^r [\pi(\lambda_{пер}) - \pi(\lambda_{зад})] \cdot r \cdot dr, \\ \bar{m} = \lambda \cdot \varepsilon(\lambda) \cdot a_{кр} \cdot \rho^* \cdot 2\pi \cdot r \cdot b \cdot \tau \cdot \sin \alpha, \end{cases} \quad (4)$$

где  $\lambda$ ,  $\lambda_{пер}$ ,  $\lambda_{зад}$  ( $\lambda = c/a_{кр}$ ,  $a_{кр}$  – критическая скорость звука) – соответственно средняя скорость потока в каждом из каналов диффузора, скорость потока на передней поверхности сегментов, скорость потока на

задней поверхности сегментов;  $\alpha$  – средний угол потока в каждом из каналов диффузора.

Газодинамические функции давления и плотности равны соответственно

$$\pi(\lambda) = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda^2\right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad \varepsilon(\lambda) = \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \cdot \lambda^2\right)^{\frac{1}{k-1}}. \quad (5)$$

Коэффициент стеснения определяется по формуле:

$$\tau = 1 - \frac{\delta' \cdot z_c}{2 \cdot \pi \cdot r \cdot \sin \alpha}, \quad (6)$$

где  $\delta' = \delta_c + \sum \delta^*$  – приведенная толщина сегмента;  $\delta_c$  – толщина сегмента,  $\sum \delta^*$  – суммарная толщина вытеснения пограничных слоев в канале (определяется по методу Лойцянского [2]).

Распределение скоростей, обеспечивающее предотрывное состояние турбулентного пограничного слоя на передней стороне сегмента [3]:

$$\lambda_{пер} = \lambda_1 \cdot \left[1 + \frac{(\bar{l} - \bar{l}_1) \cdot (2 + H_s) \cdot (-f_s)}{\bar{\delta}_1^{**}}\right]^{\frac{1}{2+H_s}}, \quad (7)$$

где  $H_s$ ,  $f_s$  – параметры формы пограничного слоя для предотрывного состояния;  $\bar{l}$  – относительная координата вдоль поверхности сегмента;  $\bar{\delta}^{**}$  – относительная толщина потери импульса. Параметры с индексом «1» – коэффициенты, значения которых влияют на задаваемое распределение скорости количественно.

Система уравнений (4) имеет 3 неизвестных величины:  $\lambda$ ,  $\delta_c$ ,  $\lambda_{зад}$ . Зависимость задается. Здесь принята линейная зависимость.

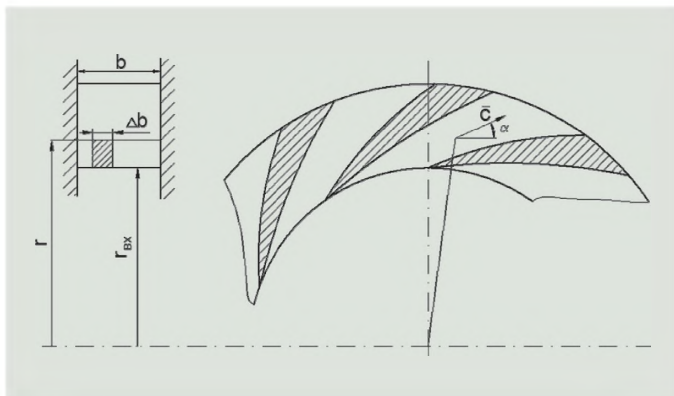


Рис. 2. Схема канального диффузора

При линейном законе изменения давления по шагу решетки скорости потока связаны между собой следующим соотношением:

$$2 \cdot \pi(\lambda) = \pi(\lambda_{\text{вх}}) + \pi(\lambda_{\text{вд}}). \quad (8)$$

Данная зависимость позволяет исключить из системы уравнений одну неизвестную. Полученная система уравнений решается численным методом.

Исходными данными для расчета являются:

- свойства газа  $R, k, \nu$ ;
- температура  $T_{\text{вх}}$  и давление  $p_{\text{вх}}$  газа на входе в диффузор;
- угол потока на входе в диффузор  $\alpha_{\text{вх}}$ ;
- массовый расход газа  $\dot{m}$ ;
- размеры меридионального контура диффузора;
- количество сегментов диффузора  $z_c$ ;
- изменение среднего угла потока вдоль каналов.

В результате расчета определяется изменение толщины сегментов вдоль радиуса  $\delta_c = f(r)$ , т.е. геометрия сегментов.

**Проектирование канального диффузора для ступени центробежного компрессора.** С использованием изложенной методики спроектирован канальный диффузор для модельной ступени центробежного компрессора ПАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе». Проектирование канального диффузора выполнено для параметров потока на входе в диффузор при номинальном режиме работы ступени. Параметры потока получены в результате численного расчета исходной модельной ступени с лопаточным диффузором (ЛД).

Параметры, задаваемые при проектировании, представлены в табл. 1. Геометрия меридионального контура, а также углы наклона средней линии сегментов  $\alpha_{3c}$  и  $\alpha_{4c}$  аналогичны соответствующим размерам исходного ЛД ступени. Изменение  $\alpha_c$  вдоль радиуса принималось линейным.

Задаваемое распределение скоростей при проектировании КД представлено на рис. 3. Полученные в результате проектирования геометрические параметры сегментов КД представлены на рис. 4.

На рис. 4 относительный радиус диффузора определяется по формуле

$$\bar{r}_i = \frac{r_i - r_{\text{вх}}}{r_{\text{вых}} - r_{\text{вх}}}. \quad (9)$$

**Численное исследование.** Численный расчет течения газа в спроектированном канальном диффузоре выполнен в программном комплексе ANSYS CFX v.12.1. Полученные газодинамические характеристики сравнивались с характеристиками лопаточного диффузора исходной ступени.

**Расчетная сетка и граничные условия.** Построение структурированной гексаэдрической сетки для всех элементов ступени выполнено в ANSYS Turbogrid. Как показывает многолетний опыт [4,5], при расчете центробежных компрессоров наиболее приемлема SST – модель турбулентности, которая при достаточном измельчении сетки у стенок адекватно моделирует отрывные течения у стенок канала, а также течение в ядре потока.

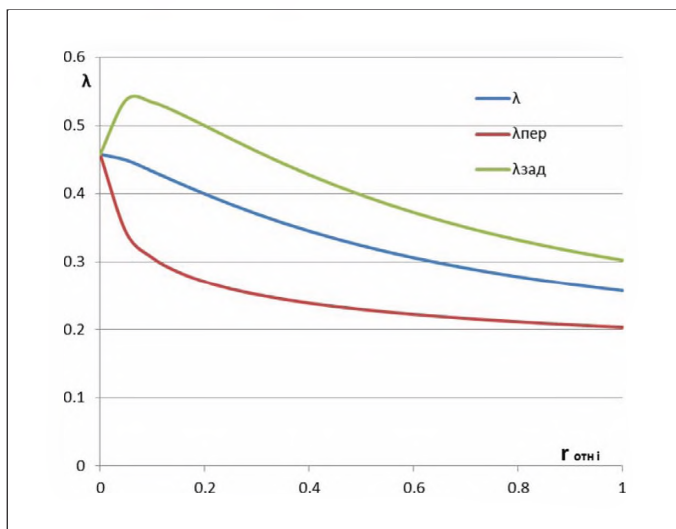
При построении сетки вдоль стенок между лопаток каналов контролировалось значение параметра  $y^+$ , которое не должно превышать 2. В ядре потока допустимо использовать более грубую сетку, в сравнении с сеткой у стенок.

Расчетная сетка рабочего колеса (РК) состоит из 258 702 элементов (рис. 5а).

Расчетная сетка ЛД состоит из 282 688 элементов (рис. 5 б), а КД – из 225 792 элементов (рис. 5 в). Из-за различий геометрии ЛД и КД невозможно создать полностью топологически идентичные сетки. Однако данное отличие в количестве элементов для сеток ЛД и КД приемлемо для их сравнения, поскольку параметры, определяющие топологию сетки в пограничном слое, идентичны; различие лишь в количестве элементов в ядре потока. Поскольку с увеличением количества элементов сетки характеристики диффузора, полученные в результате расчета в ANSYS CFX, имеют тенденцию к улучшению,

Таблица 1. Исходные данные для проектирования канального диффузора

Давление на входе в диффузор, Па	118000
Температура на входе в диффузор, К	319
Массовый расход воздуха, кг/с	1,775
Количество сегментов диффузора, шт.	17
Начальный радиус сегментов, $r_3$ , м	0,2622
Выходной радиус сегментов, $r_4$ , м	0,3092
Ширина диффузора, $b_3$ , м	0,0155
Толщина сегментов диффузора на входе, м	0,002
Входной угол сегментов диффузора, $\alpha_{3c}$ , град	22
Выходной угол сегментов диффузора, $\alpha_{4c}$ , град	37



**Рис. 3. График задаваемого распределения скоростей в КД вдоль относительного радиуса  $r_i$**

то количество элементов КД принято меньшим, чем в ЛД.

Основные параметры, задаваемые в пре-процессоре ANSYS CFX, приведены в табл. 2.

Для связи соответствующих поверхностей РК и диффузоров использовался интерфейс Stage. Данный тип интерфейса используется для решения задач в стационарной постановке, при этом параметры потока на границах раздела усредняются по окружности. Т.е. данный тип интерфейса предназначен для определения интегральных характеристик ступени.

Различная угловая протяженность секторов РК и диффузоров учитывается интерфейсом Stage автоматически.

Сравнение газодинамических характеристик исходного лопаточного диффузоров и спроектированного канального диффузоров. В результате расчета в ANSYS CFX определены безразмерные газодинамические характеристики диффузоров (рис. 6).

Коэффициент восстановления статического давления определяется по формуле

$$C_p = \frac{P_{стх} - P_{ex}}{P_{ex}^* - P_{ex}}$$

Коэффициент потерь полного давления:

$$\zeta = \frac{P_{ex}^* - P_{стх}^*}{P_{ex}^* - P_{ex}}$$

Угол атаки определяется по формуле

$$i_3 = \alpha_{3л} - \alpha_3,$$

где  $\alpha_3$  – осредненный по площади угол потока на входе в диффузор.

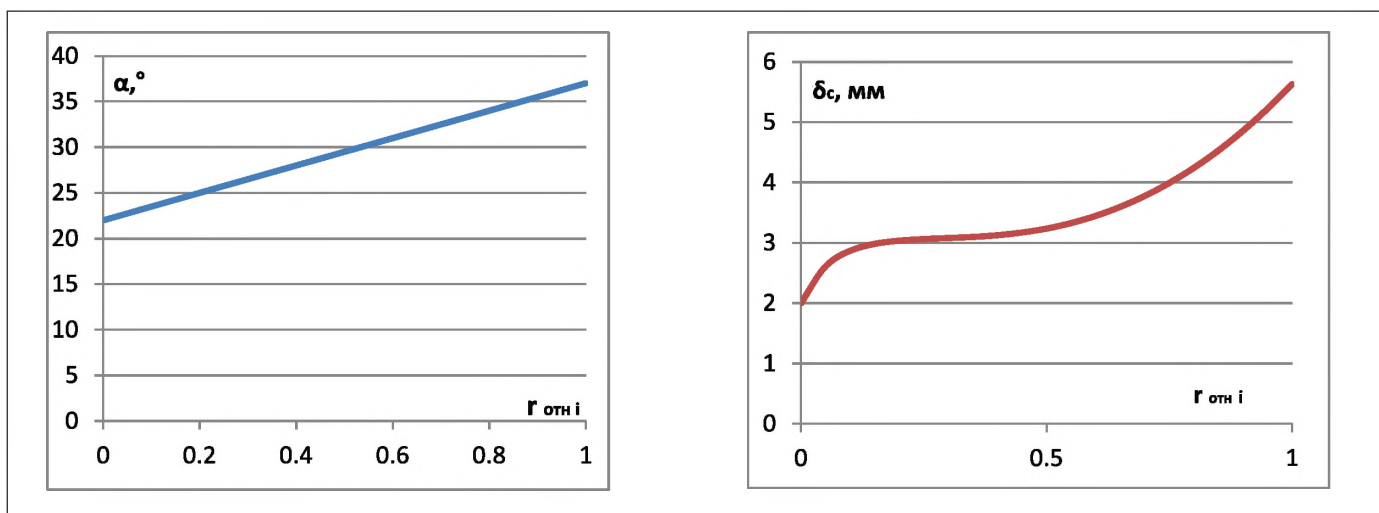
Из графиков рис. 6 видно, что характеристики КД превосходят ЛД для всех режимов.

Наиболее высокие характеристики исходный ЛД имеет при  $i_3 \approx 1^\circ$ . При этом на данном режиме значение коэффициента восстановления давления для КД выше на 3 %, а коэффициента потерь – ниже на 8%. На режимах, отличных от номинального, характеристики КД превосходят характеристики ЛД более значительно.

Как видно из рис. 7, в ЛД даже на режиме, близком к номинальному, имеет место отрыв потока. С увеличением расхода поверхность, занимаемая отрывом потока, уменьшается, однако возрастают потери на трение, из-за более высокого уровня скоростей (рис. 8). Течение газа в КД при данном режиме более благоприятное (рис. 9).

В КД отрыв потока с поверхностей сегментов возникает только на режиме с  $i_3 \approx 5^\circ$  (рис. 10), в этом случае наблюдается резкое повышение потерь и уменьшение коэффициента восстановления статического давления.

При этом в сравнении с ЛД, в котором зона отрыва занимает около 70% ширины межлопаточного канала (рис. 11), в КД она занимает около 40%.



**Рис. 4. Графики зависимостей  $\delta_c = f(r_i)$  и  $\alpha = f(r_i)$  для спроектированного КД**

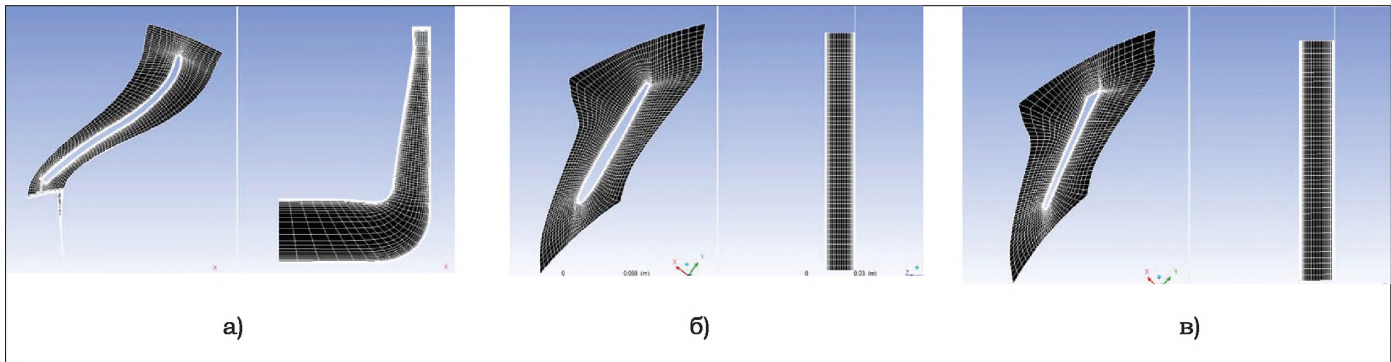


Рис. 5. Расчетные сетки, построенные в ANSYS Turbogrid: а) РК; б) АД; в) КД

При безотрывном течении потери в КД складываются из ударных потерь, потерь на трение и потерь выходной кромки. Выигрыш в характеристиках по сравнению с АД удастся достичь благодаря уменьшению поверхности трения и смещению в сторону меньших расходов режима, при котором возникает отрыв потока.

Максимальное расхождение между значениями коэффициента давления  $C_p$  для АД и КД составляет 30%, а значения коэффициентов потерь  $\zeta$  отличаются на 35 % (при  $i_2 \approx 3^\circ$ ).

#### Выводы

Согласно результатам численного исследования замена лопаточного диффузора каналным, спроектированным по задаваемому распределению скоростей, исходя из условия обеспечения предотрывного состояния пограничного слоя на одной из поверхностей сегментов, позволяет повысить эффективность ступени в целом, за счет уменьшения отрывных потерь и площади поверхности трения в диффузоре. Кроме того, за счет этого обеспечиваются более благоприятные условия на-

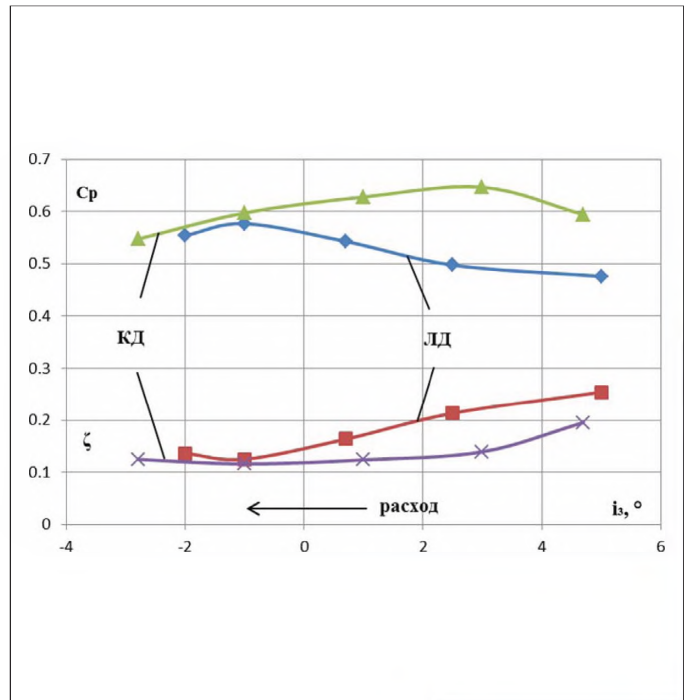
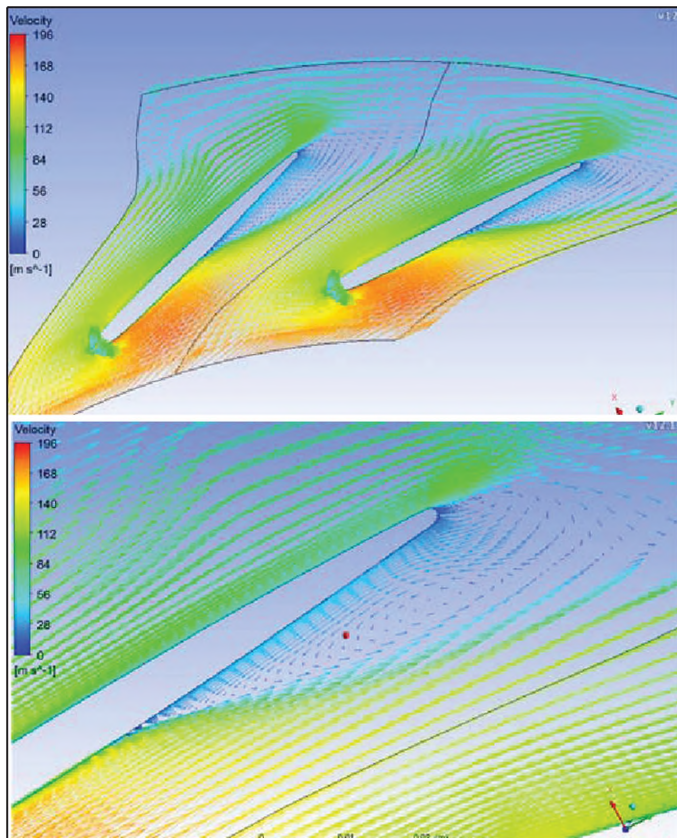


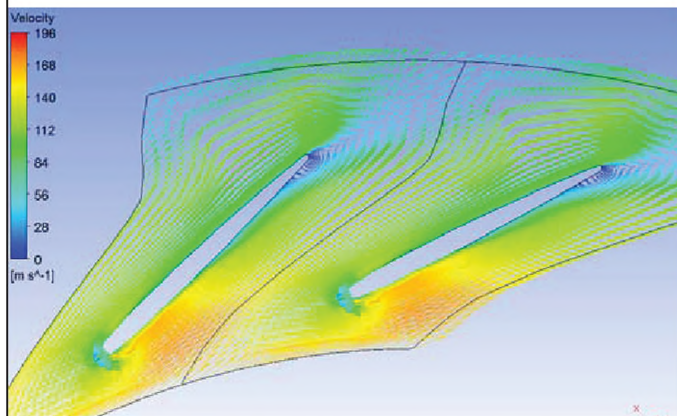
Рис. 6. Зависимость коэффициентов  $C_p$  и  $\zeta$  от угла атаки  $i_2$  для АД и КД

Таблица 2. Граничные условия и модели, задаваемые в ANSYS CFX

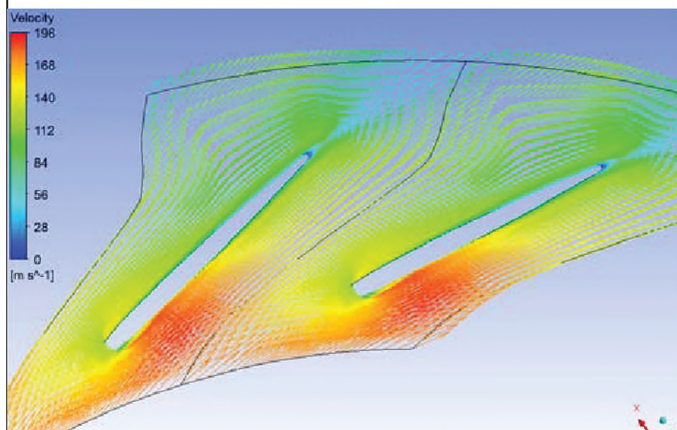
Вход в РК	Полное давление, полная температура
Выход из диффузора	Массовый расход
Тип интерфейсов РК-АД, РК-КД	Stage
Модель турбулентности	SST
Модель переноса теплоты	Total energy
Модель рабочего вещества	Air Ideal Gas
Модель переноса теплоты для стенок	Adiabatic



а) со стороны основного диска



б) середина канала по ширине

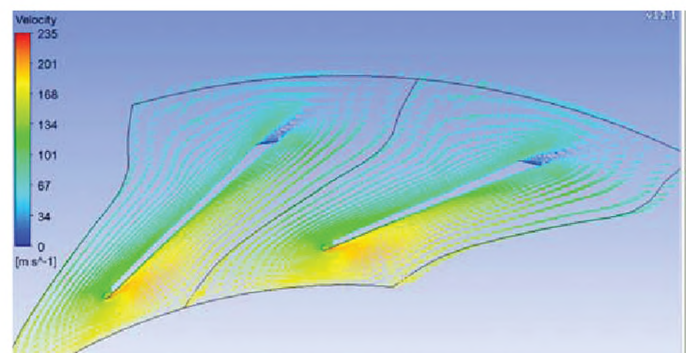


в) со стороны покрывного диска

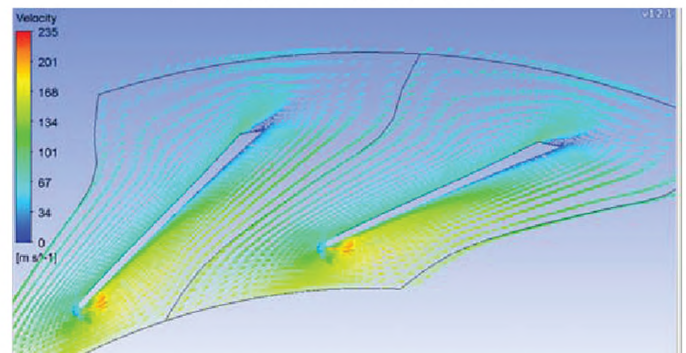
Рис. 7. Векторы скорости на различных поверхностях тока в АД при  $i_3 \approx -1^\circ$



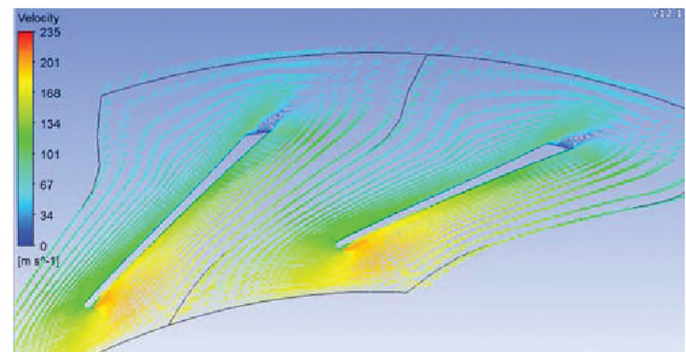
Рис. 8. Схема потерь в рассматриваемом АД



а) со стороны основного диска

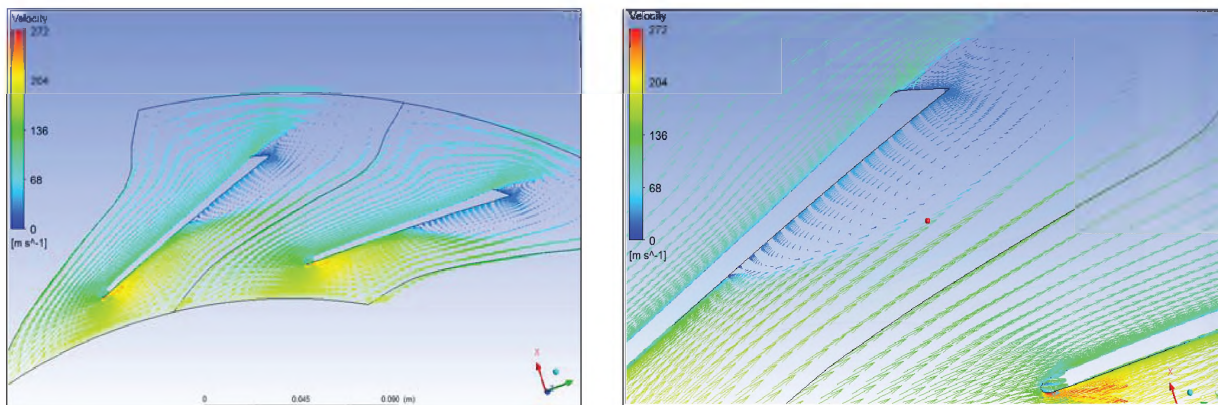


б) середина канала по ширине

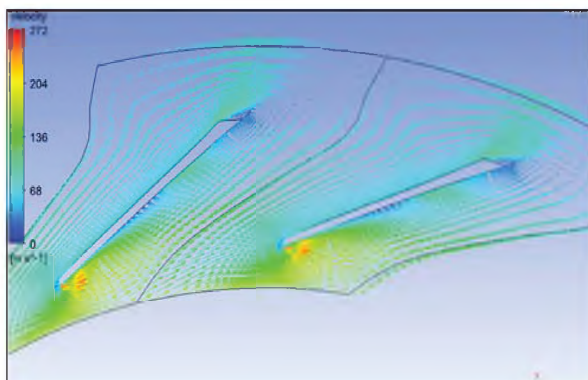


в) со стороны покрывного диска

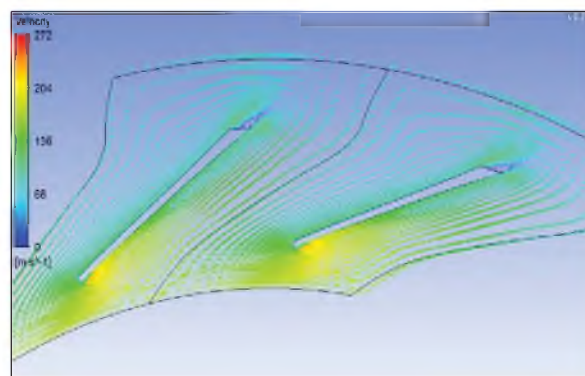
Рис. 9. Векторы скорости на различных поверхностях тока в КД при  $i_3 \approx -1^\circ$



а) со стороны основного диска

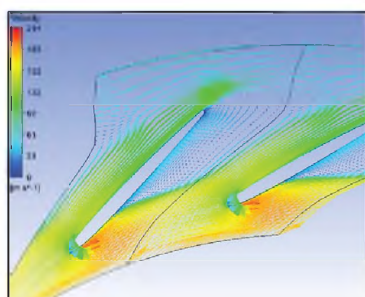


б) середина канала по ширине

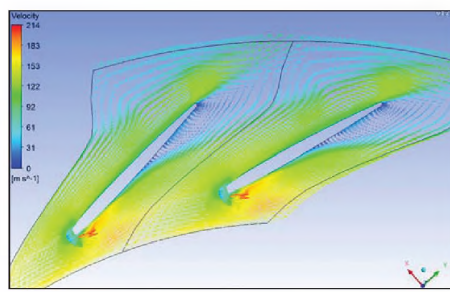


в) со стороны покрывного диска

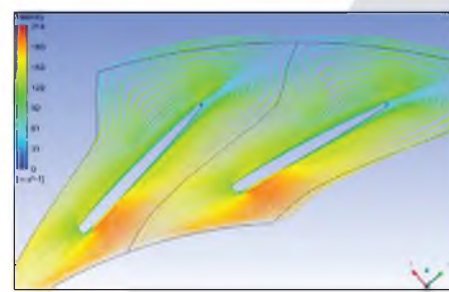
**Рис. 10. Векторы скорости на различных поверхностях тока в КД при  $i_3 \approx 5^\circ$**



а) со стороны основного диска



б) середина канала по ширине



в) со стороны покрывного диска

**Рис. 11. Векторы скорости на различных поверхностях тока в АД при  $i_3 \approx 5^\circ$**

текания потока на лопатки обратно-направляющего аппарата.

Характеристики канального диффузора более пологие и устойчивые в сравнении с характеристиками лопаточного в зоне отрицательных углов атаки, а также при режимах, близких к номинальному. Поэтому применение канальных диффузоров может быть более предпочтительным в случае работы компрессора на переменных режимах.

#### Список литературы:

1. Stratford B.S. An experimental flow with zero skin friction throughout its region of pressure rise. // *J. Fluid Mech.* – 1959. - v. 5. - P. 17-35.

2. Лойцянский А.Г. *Механика жидкости и газа.* / А.Г. Лойцянский – М.: Дрофа, 2003. – 840 с.

3. Калинин Н.В. Результаты расчетного и экспериментального исследования лопаточных диффузоров, спроектированных по задаваемому распределению скоростей с учетом пограничного слоя. Н.В. Калинин, К.П. Селезнев и др. // *ЦИНТИхимнефтемаш, деп. №320, 1976.* – 30 с.

4. Menter F.R. Ten years of industrial experience with the SST turbulence model. F.R.Menter, M.Kunitz, R.Langtry // *J. of Turbulence, Heat and Mass Transfer.* – 2003.

5. Hansen T. Численное моделирование течения в центробежном компрессоре // Т.Hansen, F.R Menter, А.В. Смирнов. *ANSYS Solutions №5.* – 2007.