

Науково - дослідна робота на тему: „Уточнення методики розрахунку  
осьових сил у відцентровій компресорній ступені на основі математичного  
моделювання течії”

**Шифр: „Axial Force”**

## Содержание

	стр. ,
Введение	3
1.Состояние вопроса	3
2.Постановка задачи исследования	7
3.Результаты численного исследования	9
4.Определение осевой силы, действующей на рабочее колесо центробежного компрессора	21
5.Основные выводы	26
Литература	27
Приложение	

## Введение

При проектировании центробежных компрессоров, требуемая точность расчета осевых нагрузок, действующих на ротор, остается трудно достижимой. При создании новых центробежных компрессоров, особенно многоступенчатых, приходится выполнять доводку конструкции по этому параметру при натурных испытаниях, что удлиняет и удорожает цикл создания и освоения новых машин.

Проблема обусловлена, с одной стороны, сложным механизмом течения в проточной части вокруг рабочих колес, а, с другой стороны, неточностью расчетных методик.

В данной работе предпринята попытка разработки уточненной методики на основе применения математического моделирования течения.

### 1 Состояние вопроса

Осевая сила, действующая на рабочее колесо в сторону всасывания, образуется за счет разности давлений действующих на заднюю и переднюю поверхности колеса (см. рис. 1.1), [1].

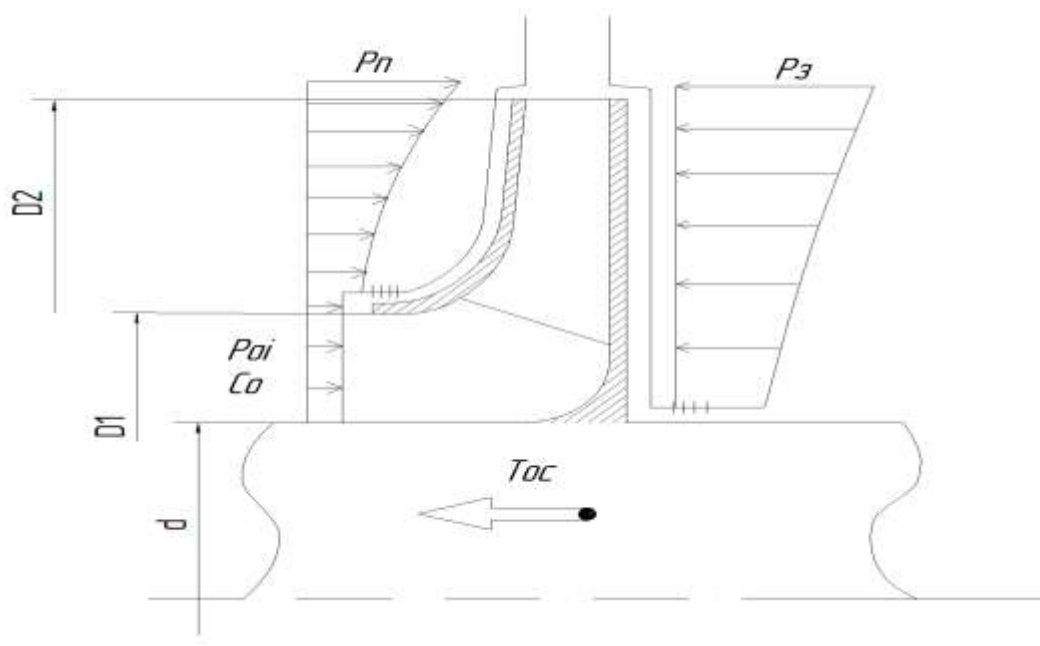


Рисунок 1.1- Расчетная схема к определению осевой силы

$$T_{oc} = \int_{F_3} P_3 df - \int_{F_n} P_n df - (p_0 + mc_0)F_s,$$

где первые два члена есть осевые силы, действующие на основной и покрывной диск, а третий член – реакция втекания потока в колесо.

Точность зависит от умения правильно определить зависимости  $P_3(r)$  и  $P_n(r)$ .

В развитии этого вопроса принимались ряд гипотез:

1) Первоначально давления, приложенные к поверхности колеса, принимались постоянными по радиусу и равными давлению на выходе из рабочего колеса

$$P_3 = P_n = P_2$$

Практика отвергла такую модель, как грубую.

2) Опыты показали, что газ в осевых зазорах между колесом и корпусом в силу вязкости закручивается вращающимся колесом и возникает радиальный градиент давления. Была принята гипотеза потенциального вихря, т.е.

$$c_u \cdot r = const,$$

а градиент давления равен

$$\frac{dp}{dr} = \rho \frac{C_u^2}{r},$$

При этом для каждого радиуса циркуляционная скорость принималась равной половине окружной скорости диска

$$c_u = \frac{u}{2}.$$

3) В дальнейших исследованиях [2], [3] была принята гипотеза о трехслойном течении в зазоре с учетом наложения радиального (расходного) течения из-за негерметичности уплотнений покрывного диска (рис.1.2).

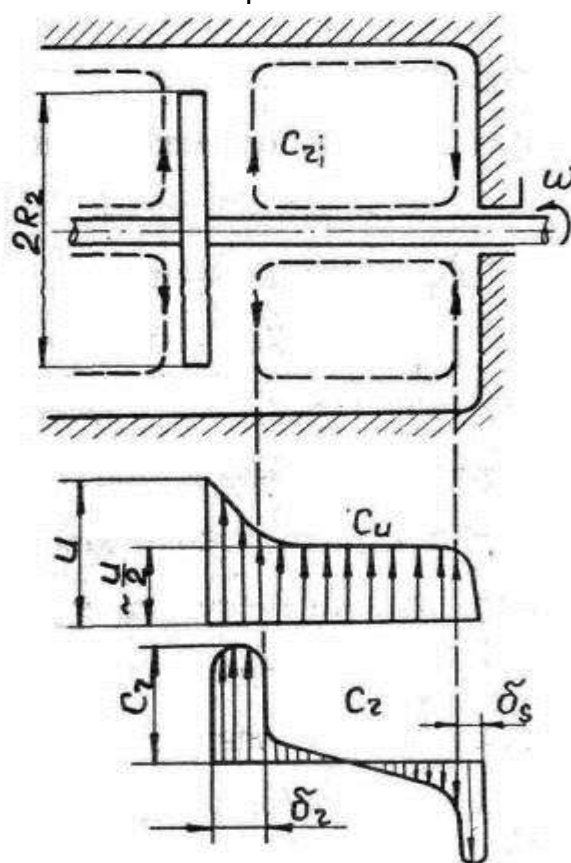


Рисунок 1.2 – Схема течения около диска, вращающегося в замкнутом кожухе

Распределение давлений определялось решением дифференциальных уравнений движения при заданных граничных условиях, определение которых связано с большими трудностями, например, значение  $C_u$  на внешней границе области, зависит от выходного угла лопаток рабочего колеса, коэффициентов напора, расхода и др.

4) Позже теоретически было установлено [5] существование еще одного слоя - компенсирующего радиального течения в зазоре и принята гипотеза о четырехслойной модели течения в зазоре.

Все теоретические решения базировались на рассмотрении упрощенной модели течения - вращающийся диск в кожухе. Для такой модели накоплены и обширные экспериментальные данные.

Применения уточненных решений, полученных для диска, к вращающемуся рабочему колесу не дало желаемых результатов из-за существенных отличий расчетных схем, основные из которых:

- 1) различная геометрическая конфигурация области течения;
- 2) наличие существенных, в общем случае знакопеременных, радиальных перетеканий газа в зазоре;
- 3) несимметрия течения в переднем и заднем боковых зазорах рабочего колеса;
- 4) различные граничные условия.

В настоящее время в расчетной практике получила распространение полуэмпирическая методика разработанная Шнеппом и Євгеньевым в СКБ-К Казанского компрессорного завода [4], основанная на использовании общего решения задачи о течении в зазоре в упрощенной постановке с использованием экспериментальных коэффициентов. Осевая сила является суммой двух составляющих: сила, обусловленная перепадом давления при герметичных уплотнениях ( $q=0$ ) и дополнительная сила, учитывающая влияние радиальных перетеканий, определяемая полуэмпирическим способом

$$T = T_{q=0} + \Delta T_q.$$

Ограничением методики является возможность ее использования для определенного класса моделей, на которые распространяются эмпирические коэффициенты. Точность определения осевых сил по такой методике зависит от опыта и квалификации расчетчика. Например, в расчетной практике СКБ НПО им. Фрунзе используется такая методика расчета осевых сил, которая, к сожалению, не всегда обеспечивает удовлетворительные результаты.

Приходится констатировать, что на сегодня надежной методики расчета осевых сил в центробежном компрессоре не существует.

Очевидно, что создание приемлимой методики возможно только путем строгого решения задачи о течении газа в зазорах рабочего колеса с учетом всего многообразия геометрических и режимных параметров.

## 2 Постановка задачи исследования

Появившееся в настоящее время программные комплексы и мощные вычислительные машины позволяют решить задачу в полной постановке, т.е. во взаимосвязи особенностей течения в проточной части (т.е. в каналах рабочего колеса, диффузора и др. элементов) со спецификой течения в боковых осевых зазорах рабочего колеса, ибо только такой подход может обеспечить достижение достоверного результата.

В настоящей работе выполнено решение задачи в указанной постановке с применением FlowVision [6]. Для проверки правильности полученных решений производилось сравнение с экспериментальными данными для схем “диск в кожухе” (рис. 2.1) и “рабочее колесо в ступени” (рис. 2.2), приведенные в диссертации [7], выполненной под руководством научного руководителя данной работы проф. Бондаренко Г.А.

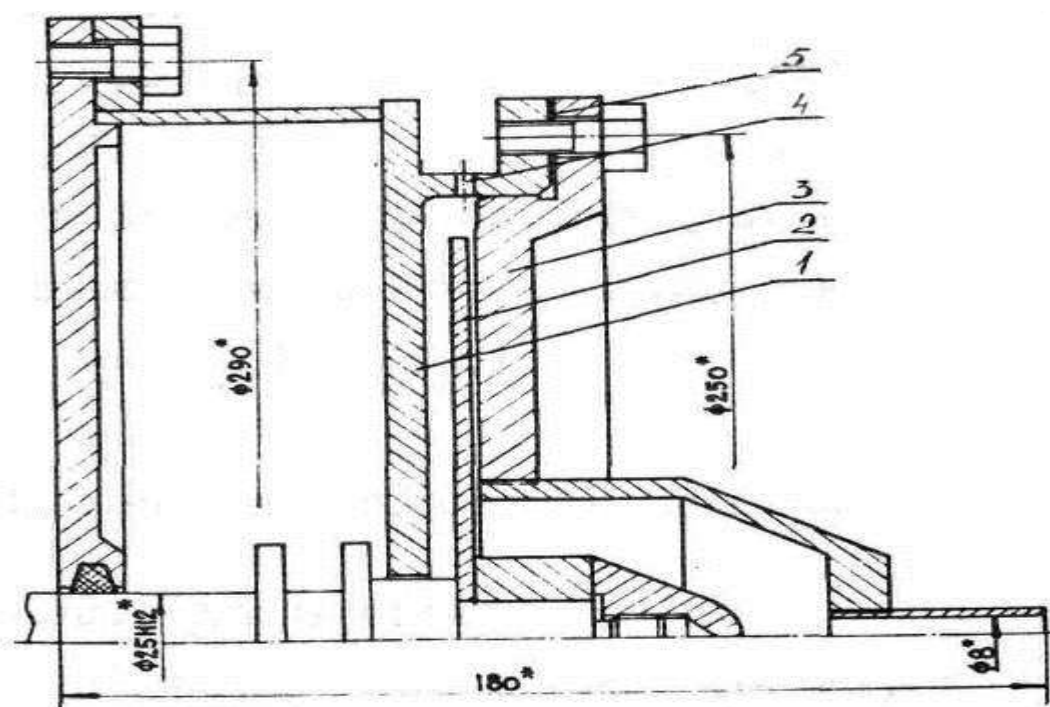


Рисунок 2.1 – Поперечный разрез рабочей части установки

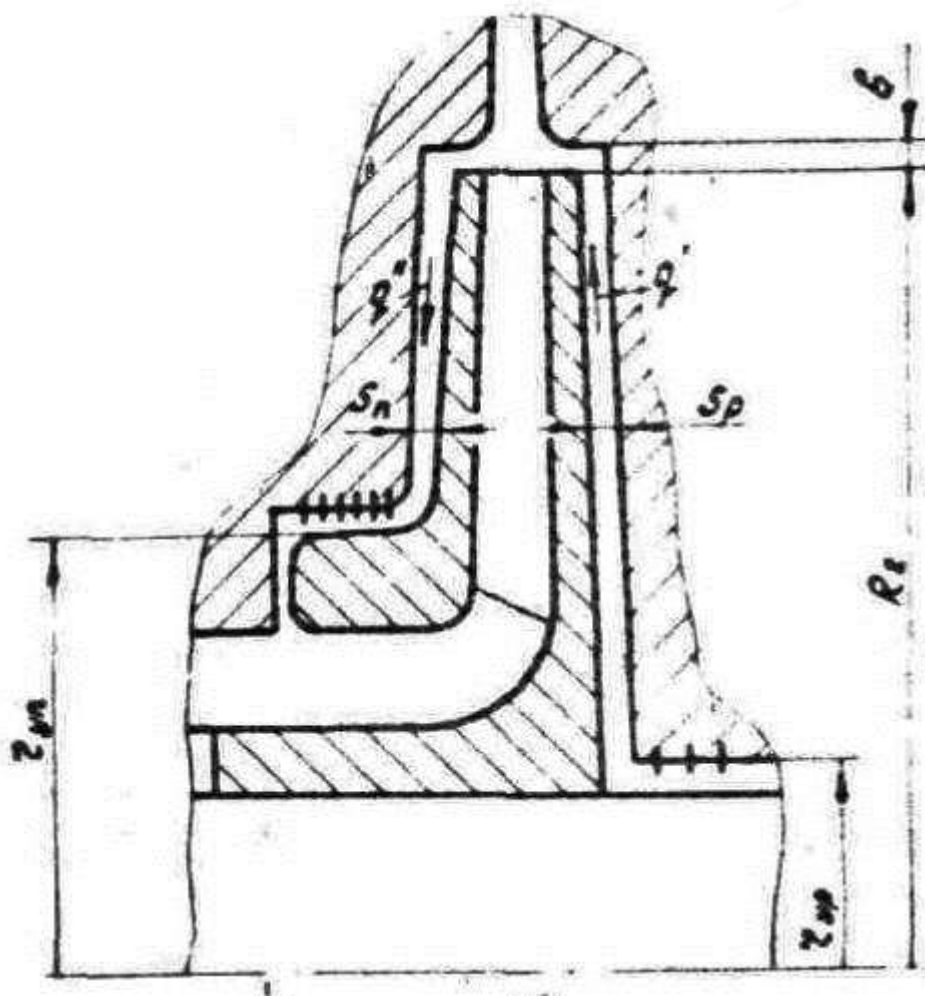


Рисунок 2.2 – Рабочее колесо в ступени

Цель работы состоит в уточнении методики расчета осевых сил для ступеней центробежных компрессоров на основе комплексного численного моделирования течения в боковых зазорах рабочего колеса. Были поставлены следующие задачи:

- 1) расчет течения на модели “вращающийся диск в кожухе”;
- 2) расчет течения в модельной ступени;
- 3) построение методики расчета осевых сил;
- 4) расчет течения и осевой силы в натурной ступени и сравнение с известной методикой.



### 3 Результаты численного исследования и их сопоставление с опытными данными

#### 3.1 Критерии экспериментальных исследований

Результаты исследования представлены в виде графических зависимостей безразмерных величин

$$\overline{\Delta p} = f(\overline{r}),$$

где  $\overline{\Delta p} = \frac{P_0 - P_i}{\rho u_0^2}$  - относительная величина давления;

$\overline{r} = \frac{r}{r_0}$  - относительный текущий радиус;

Индексом „0” отмечены значения на наружном радиусе диска (или колеса).

В качестве параметра, определяющего расход газа в зазоре между вращающимся диском и стенкой корпуса принят безразмерный расход

$$\overline{q} = \frac{q}{\pi \cdot r_0^2 \cdot u_0^2},$$

где  $q$ - расход протечки через зазор между диском и корпусом,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$u$ - окружная скорость диска;

$r$ - радиус диска.

При  $\overline{q} < 0$ - течение к центру,  $\overline{q} > 0$ - течение от центра (рис. 3.1; 3.2)

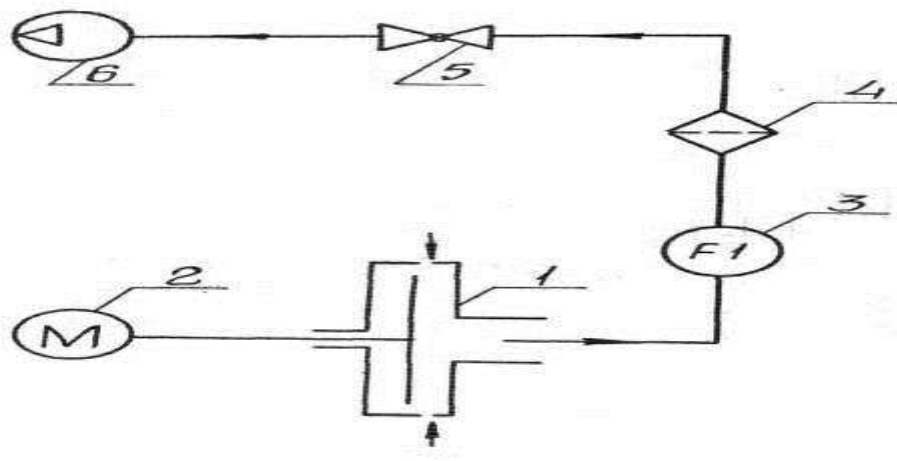


Рисунок 3.1 – Схема течения потока от периферии к центру диска

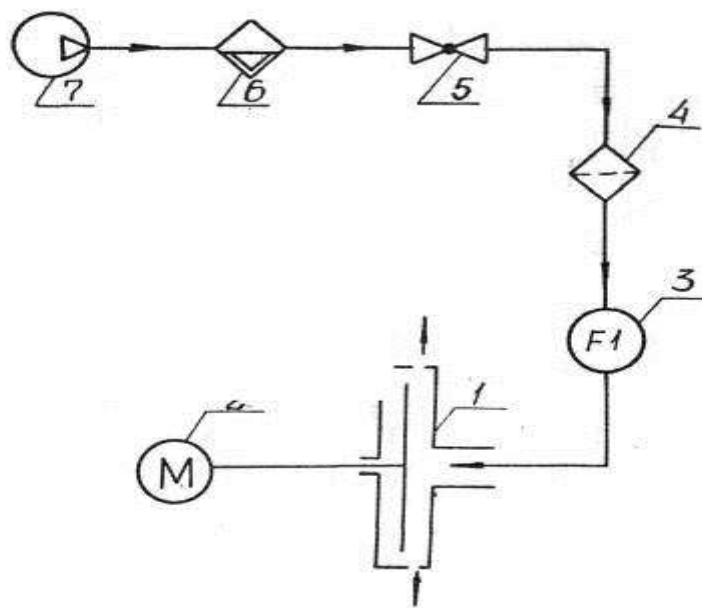


Рисунок 3.2 – Схема течения потока от центра к периферии диска

А в качестве параметра зазора принято соотношение

$$\bar{S} = \frac{S}{r_0},$$

где  $S$ - ширина зазора.

Исследования проведены при числах Рейнольдса

$$Re = \frac{\omega \cdot r_0^2}{\nu} = (3...6) \cdot 10^5,$$

что соответствует развитому турбулентному режиму.

**3.2** На первом этапе проведено численное исследование полей давления для классической схемы **диск в кожухе**. Разработана параметрическая модель, полностью соответствовавшая экспериментальной модели (рис. 3.3)

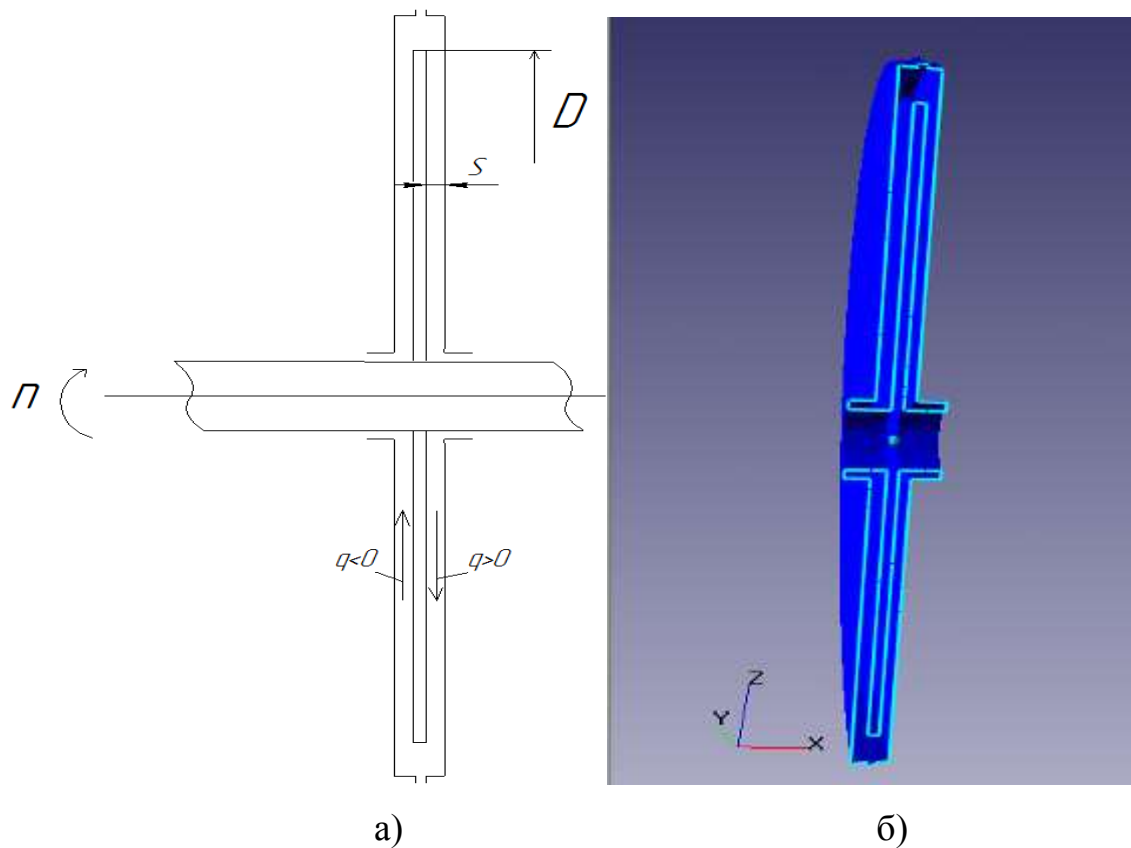


Рисунок 3.3 – Схема физической модели диска в кожухе (а);  
Трехмерная модель диска в кожухе (б).

Изучалось распределение давления вдоль радиуса диска при различной величине осевого зазора для случаев замкнутого кожуха (без протекания) и радиального течения вдоль полотна диска от центра ( $q > 0$ ) и к центру ( $q < 0$ ), имитирующих условия, имеющие место в реальной ступени у основного и покрывного дисков. Пример использования заливки и изолиний программного комплекса Flow Vision приведен в приложении А. Была установлена равномерная сетка ( $35 \times 35 \times 35$ ) с локальным измельчением в зазорах между вращающимся диском и кожухом.

Результаты исследования для схемы „диск в кожухе” приведены для значения относительного зазора  $\bar{s} = 0,03$  (3мм) при различных значениях параметра расхода  $\bar{q}$  на (рис. 3.4), там же приведены и экспериментальные данные при сопоставимых параметрах.

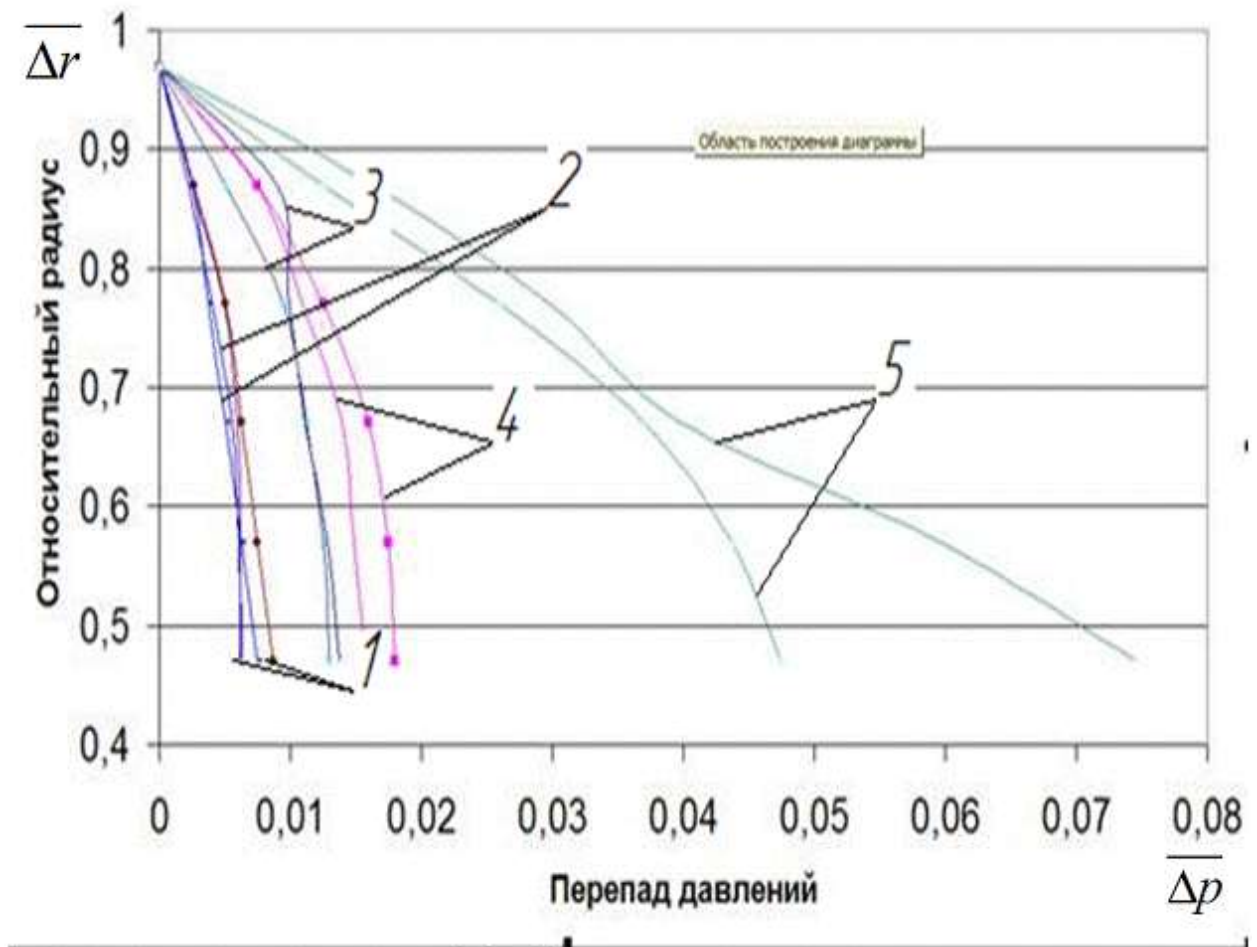


Рисунок 3.4 – Распределение по радиусу относительного давления, при  $\bar{S} = 0.03$ , течение от центра:

1-  $\bar{q} = 26,4 \cdot 10^{-4}$ ; 2 -  $\bar{q} = 28,7 \cdot 10^{-4}$ ; 3 -  $\bar{q} = 20,5 \cdot 10^{-4}$ ; 4 -  $\bar{q} = 14,1 \cdot 10^{-4}$ ; 5 -  $\bar{q} = 0$ ;  
(точками указаны экспериментальные данные)

Прежде всего следует отметить весьма удовлетворительное совпадение расчетных и опытных данных как качественное, так и количественное во всем диапазоне исследуемых параметров. Некоторые различия наблюдаются лишь в привтулочной зоне, что связано с различием граничного условия задаваемого и реализованного в опытах.

На рисунке 3.5 приведено сопоставления расчетных и опытных значений окружной скорости по ширине зазора на среднем радиусе.

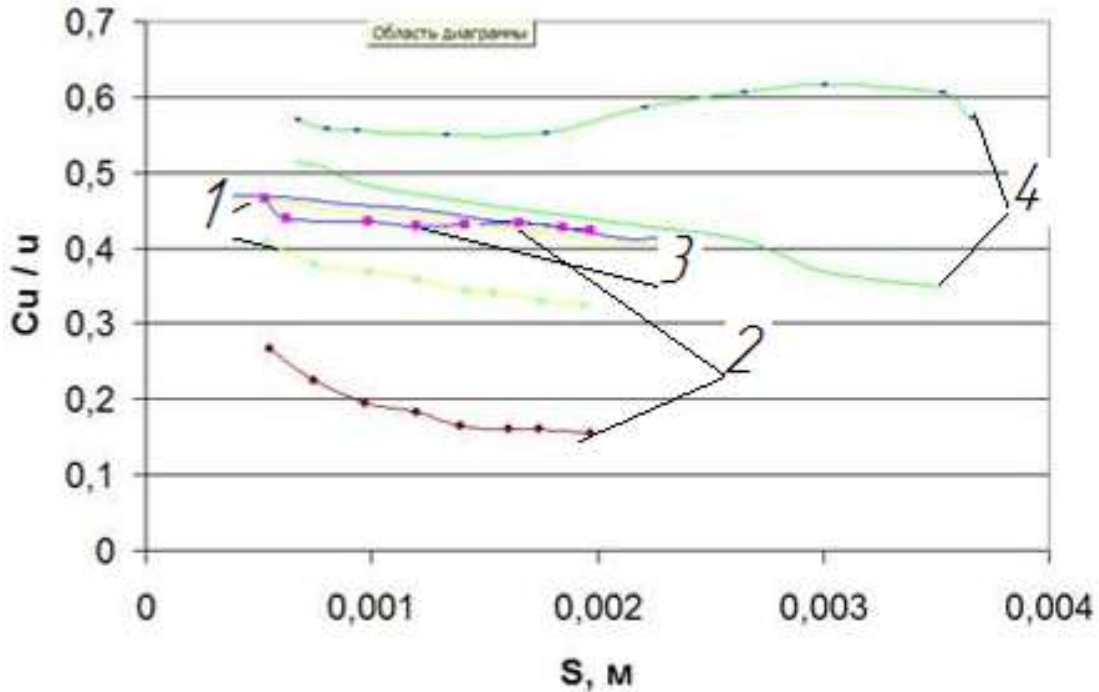


Рисунок 3.5 – Окружная скорость по ширине зазора на среднем радиусе, при  $\bar{s} = 0,024$ , течение от центра:

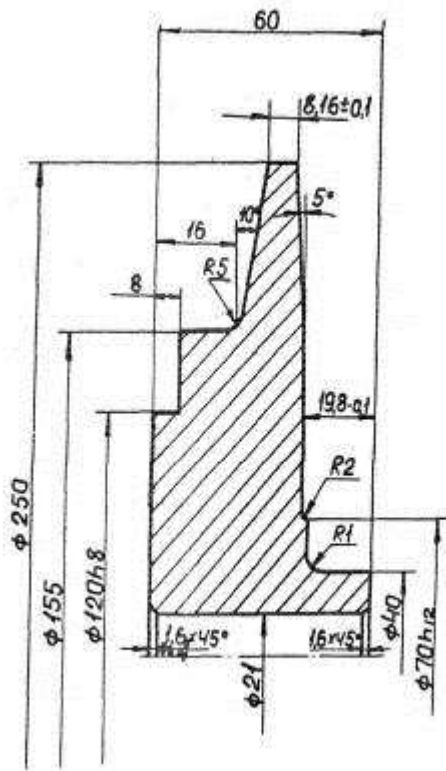
1 -  $\bar{q} = 14,2 \cdot 10^{-4}$ ; 2 -  $\bar{q} = 24,7 \cdot 10^{-4}$ ; 3 -  $\bar{q} = 0$ ; 4 -  $\bar{q} = -14,63 \cdot 10^{-4}$

(точками указаны экспериментальные данные)

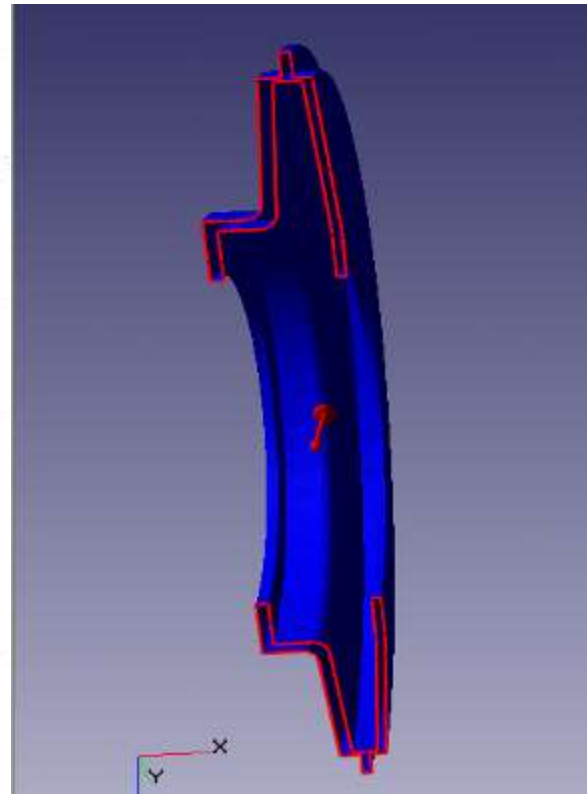
Эта скорость является фактором, образующим радиальный градиент давления в зазоре.

Имеет место некоторое количественное расхождение данных, вызванное скорее погрешностью измерения скорости пневмометрическим микронасадком в малом зазоре, чем неточностью расчета.

**3.3** На следующем этапе произведено моделирование течения для схемы „заглушенный диск в ступени компрессора”, (рис. 3.6).



а)



б)

Рисунок 3.6 – Заглушенное рабочее колесо (а)

Трехмерная расчетная модель (б)

Этот вариант рассматривался как переходной от схемы “диск в кожухе” и схеме “рабочее колесо в ступени”. Целью было получить ответ на вопрос насколько отличны результаты, полученные для диска постоянной толщины и диска, повторяющего форму контура наружной поверхности рабочего колеса, к тому же установленного в характерной „пазухе ступени”.

Из полученных результатов (рис. 3.7) для двух значений зазора следует, что распределение давления существенно отличается, особенно для стороны покрывного диска. Заливка давления приведена в приложении Б.

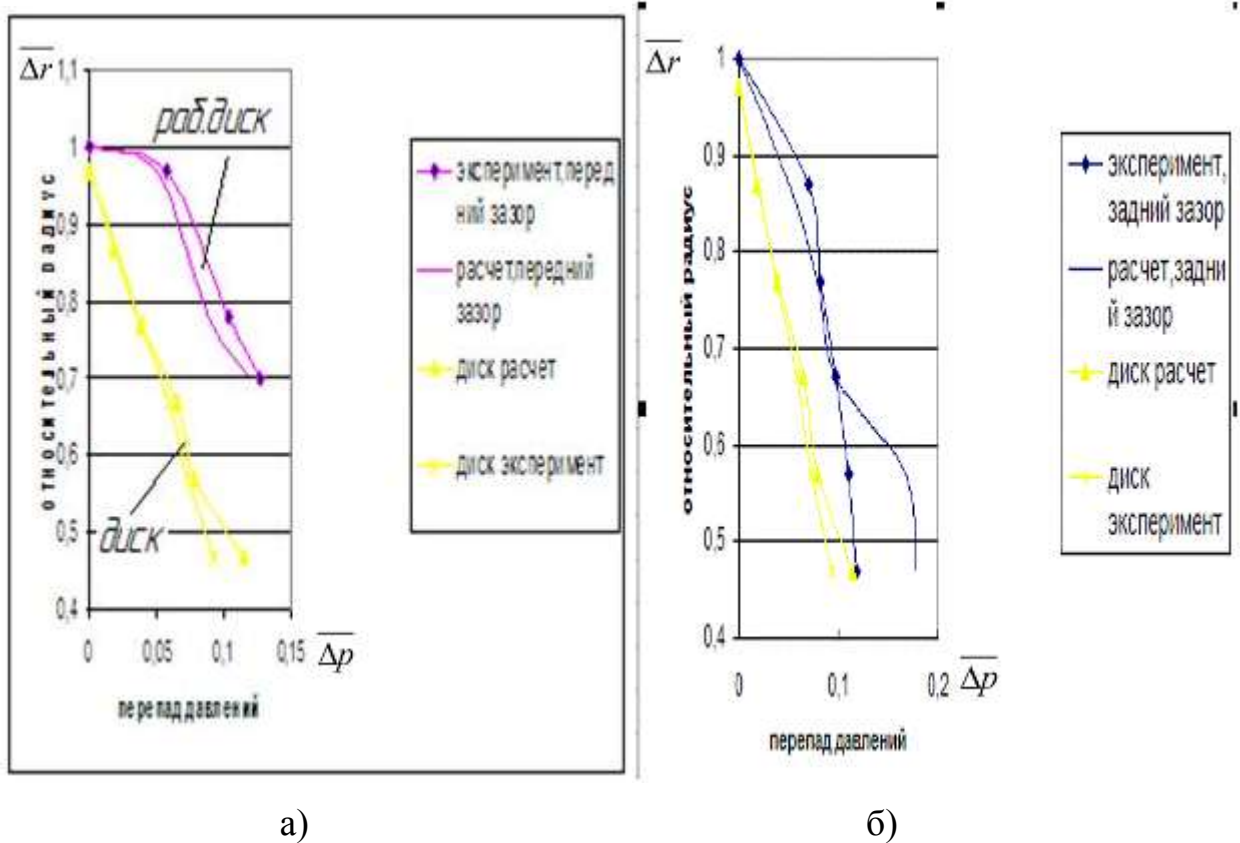


Рисунок 3.7 – Распределение по радиусу относительного давления, для заглушенного колеса, при  $\bar{S}_r = 0,032$  (а)

$$\bar{S}_d = 0,026 \text{ (б)}$$

(точками указаны экспериментальные данные)

**3.4** Наиболее интересны результаты моделирования течения в зазорах **рабочего колеса** центробежной ступени. Исследования проводились применительно к модельной концевой ступени малорасходного центробежного компрессора (рис. 3.8) для двух рабочих колес с углами выхода лопаток рабочего колеса  $\beta_{e2} = 55^\circ$  и  $32^\circ$  (рис. 3.10) . Трехмерная модель исследуемой ступени приведена на (рис. 3.9, б), а заливка давления в приложении В.

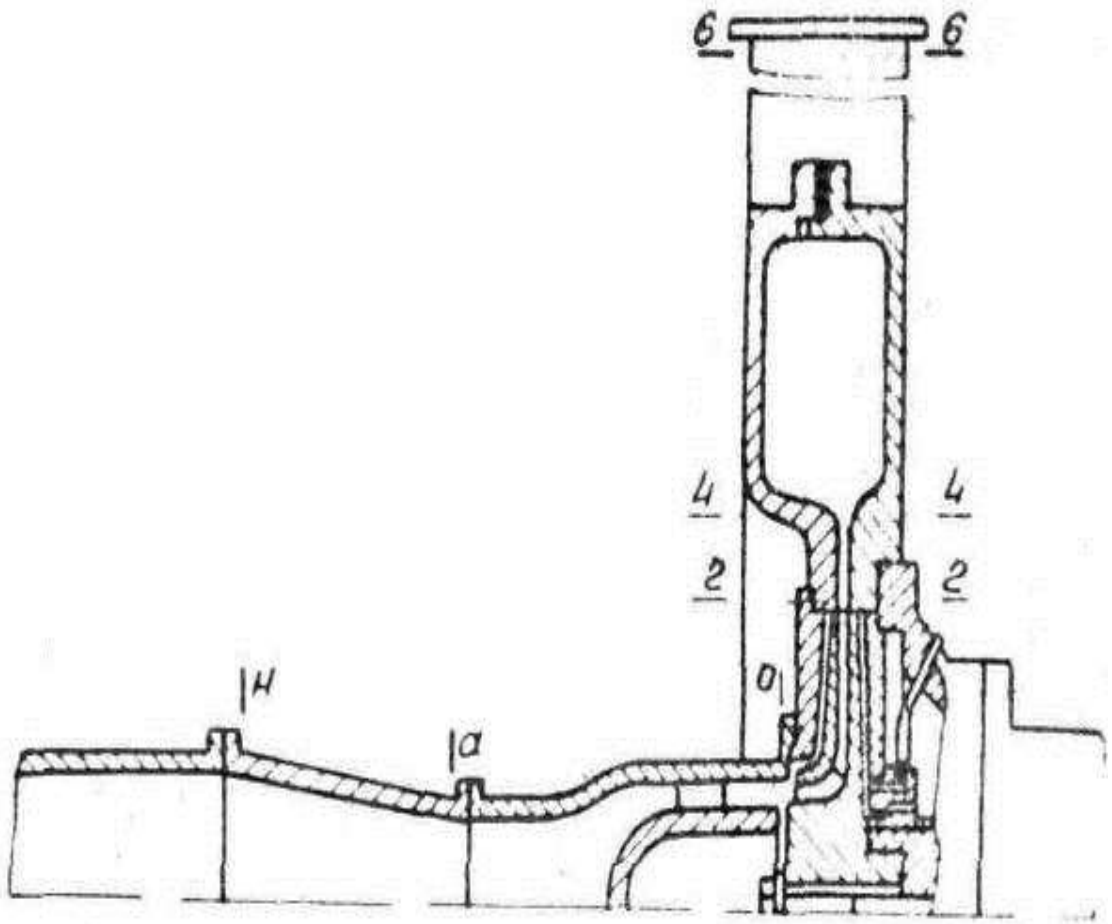
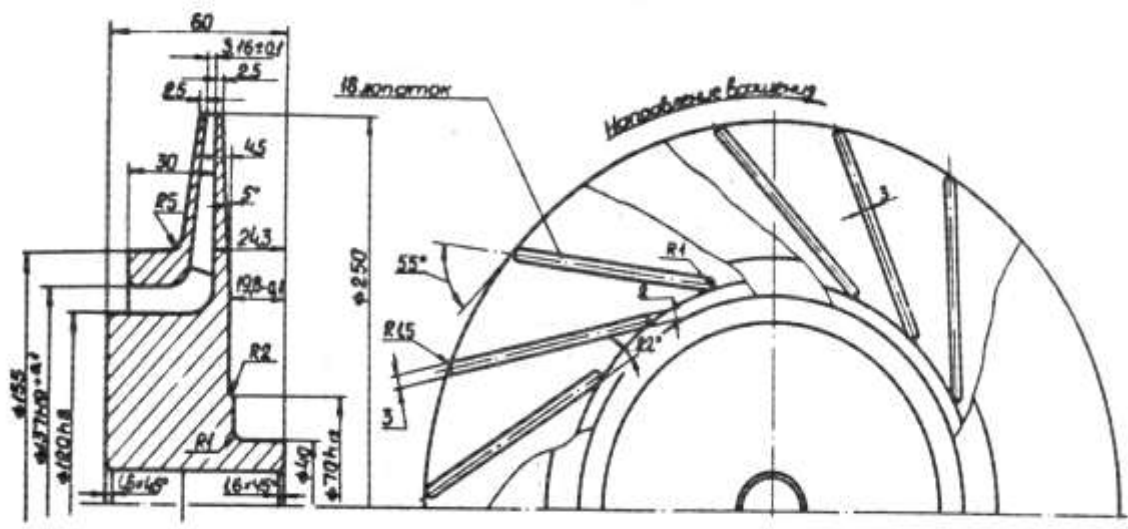
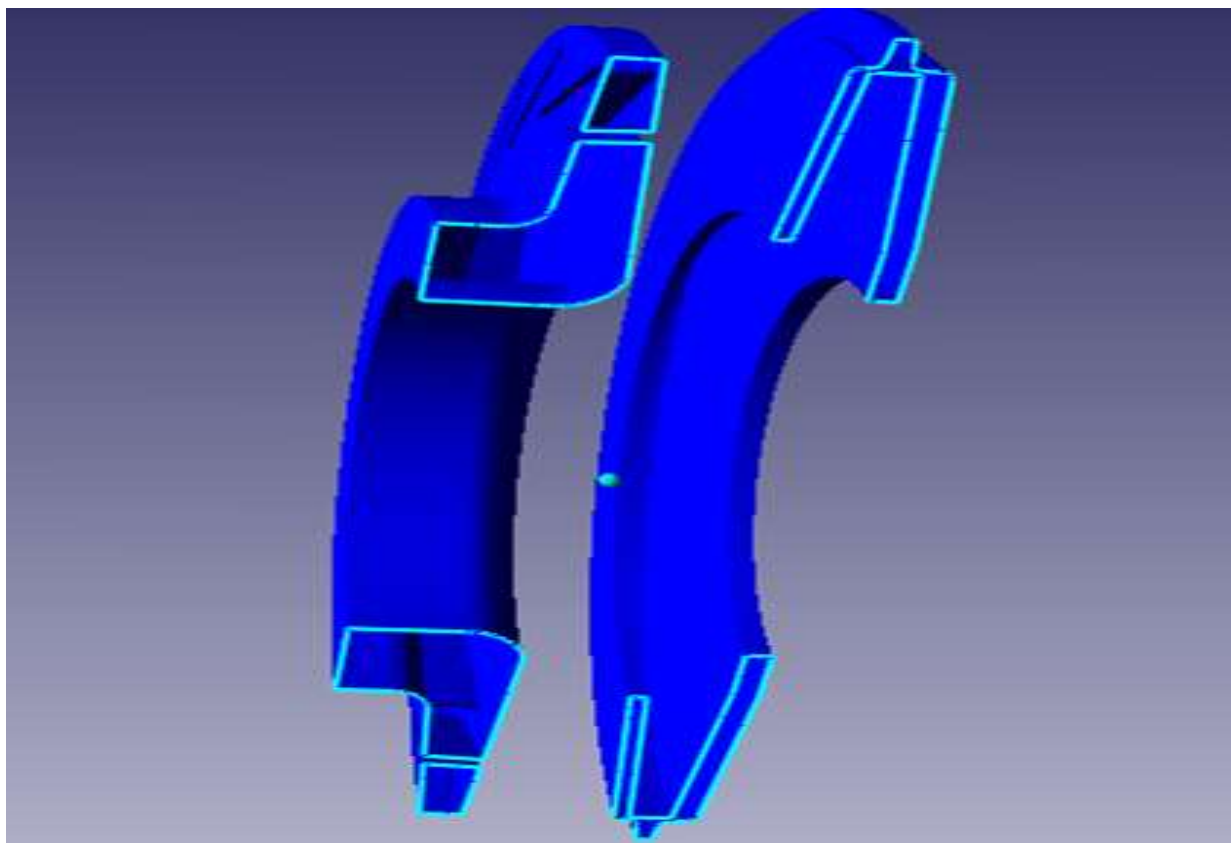


Рисунок 3.8 – Модельная ступень центробежного компрессора





а)



б)

Рисунок 3.9 – Геометрия модельного колеса (а)  
Трехмерная модель проточной части ступени (б)

Принципиальным отличием этой задачи является тот факт, что граничное условие на наружном диаметре колеса формируется закруткой потока  $\tilde{N}_{\theta 2}$  на выходе из лопаток, которая для колес различной напорности различна. Существенным является и несимметричность геометрической формы и характера течения в переднем и заднем боковых зазорах.

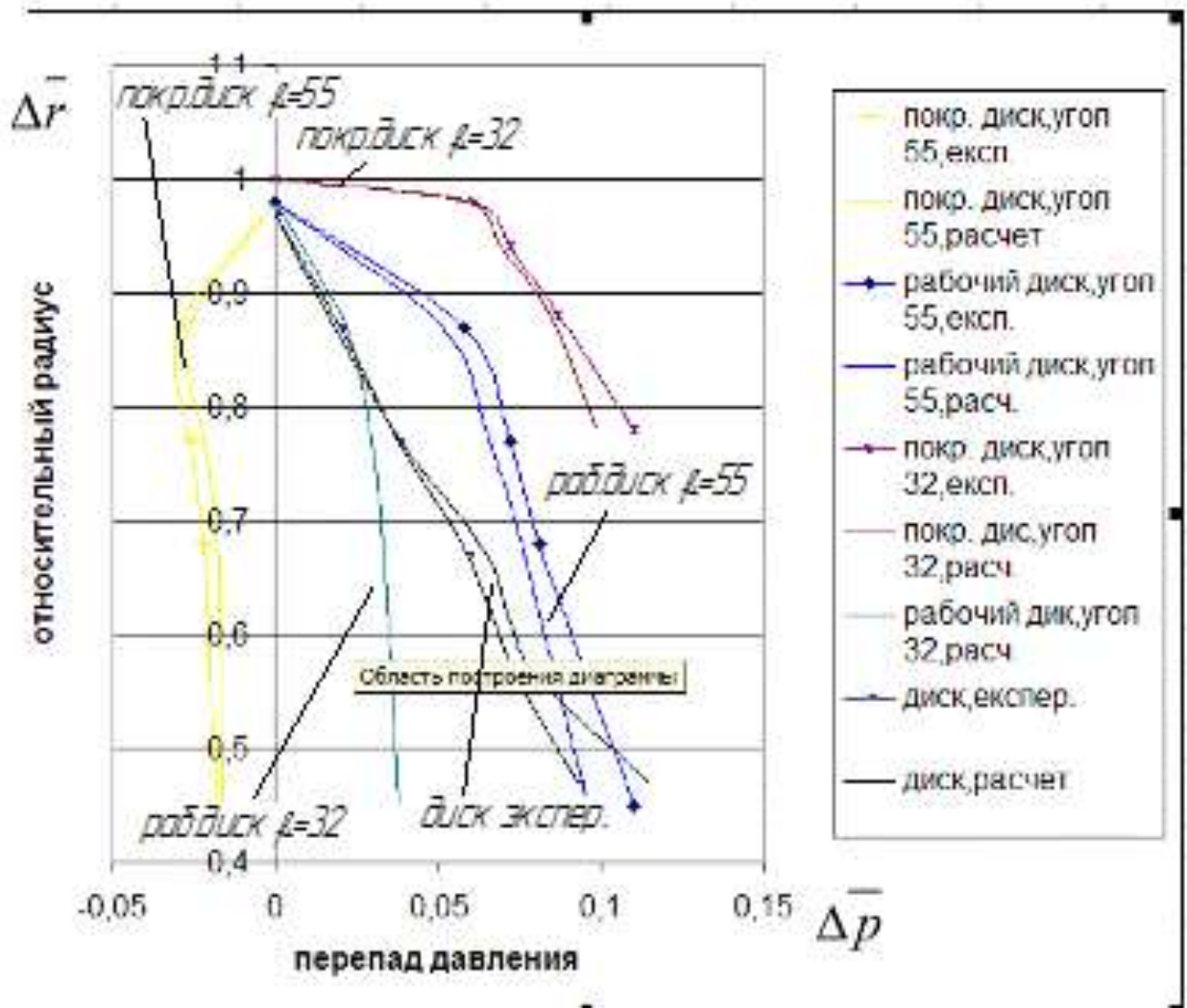


Рисунок 3.10 - Зависимость перепада давлений от относительного радиуса колеса для двух колес с различными  $\beta_{22} = 32^\circ \text{ и } 55^\circ$  (точками указаны экспериментальные данные)

Полученные на модели зависимости, приведенные на рисунке (3.10) , иллюстрируют очень хорошую сходимость расчетных данных с экспериментальными для обоих типов рабочих колес.

Сопоставление с результатами, полученными для схем „диск в кожухе”, „заглушенное колесо” и „рабочее колесо ступени” при сопоставимых условиях ( $\bar{S}, \bar{q} = idem$ ) (рис. 3.11) свидетельствует об их существенном отличии.

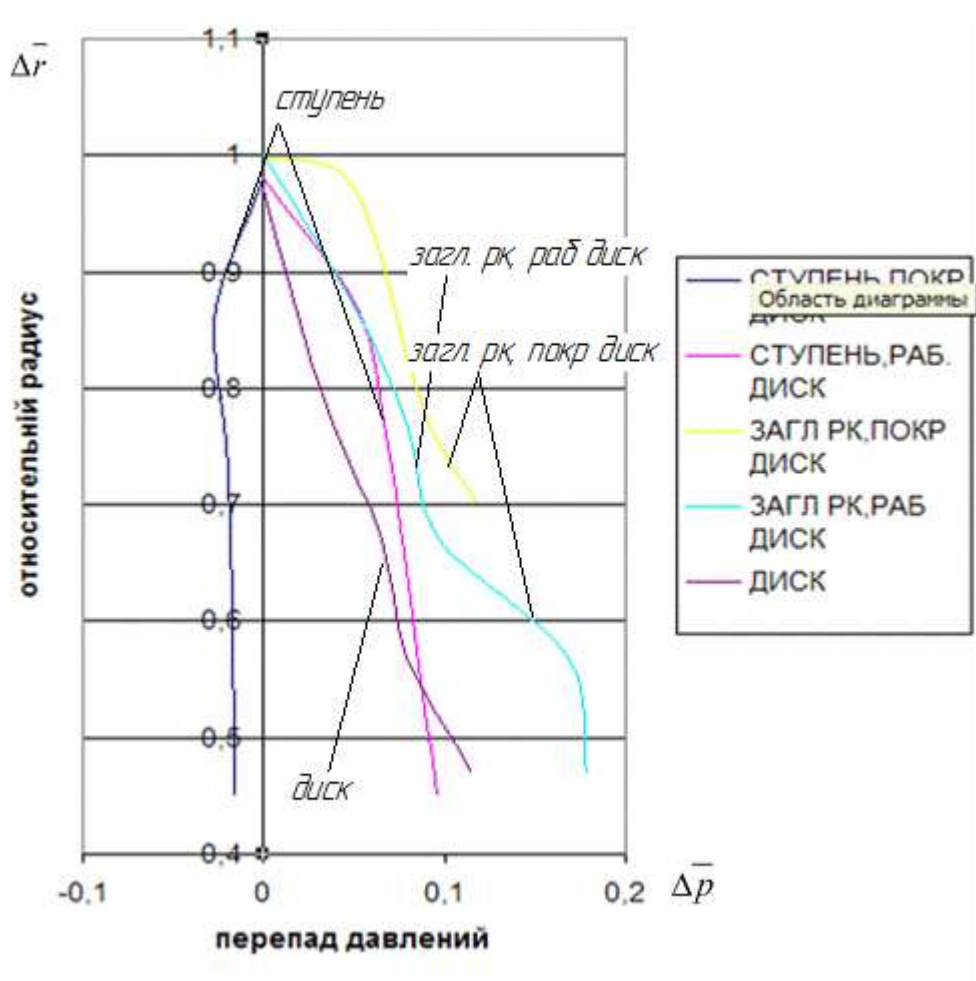


Рисунок 3.11 - Сравнение результатов по расчетным данным

Это значит, что расчетные схемы упрощенных моделей не могут быть адекватными для реальной схемы „рабочее колесо в пазухе ступени” для

вычисления осевой силы, действующей на рабочее колесо. Наиболее перспективным является использование численного моделирования с реальной геометрией и реальными параметрами. Используемая в данной работе математическая модель оказалась корректной для всех рассмотренных расчетных схем и может быть применена для искомой цели - определения осевой силы, действующей на рабочее колесо центробежного компрессора.

#### 4 Определение осевой силы, действующей на рабочее колесо центробежного компрессора

В качестве примера была рассмотрена ступень центробежного воздушного компрессора, схема и параметры которой, приведены на рис. 4.1 и таблице 1

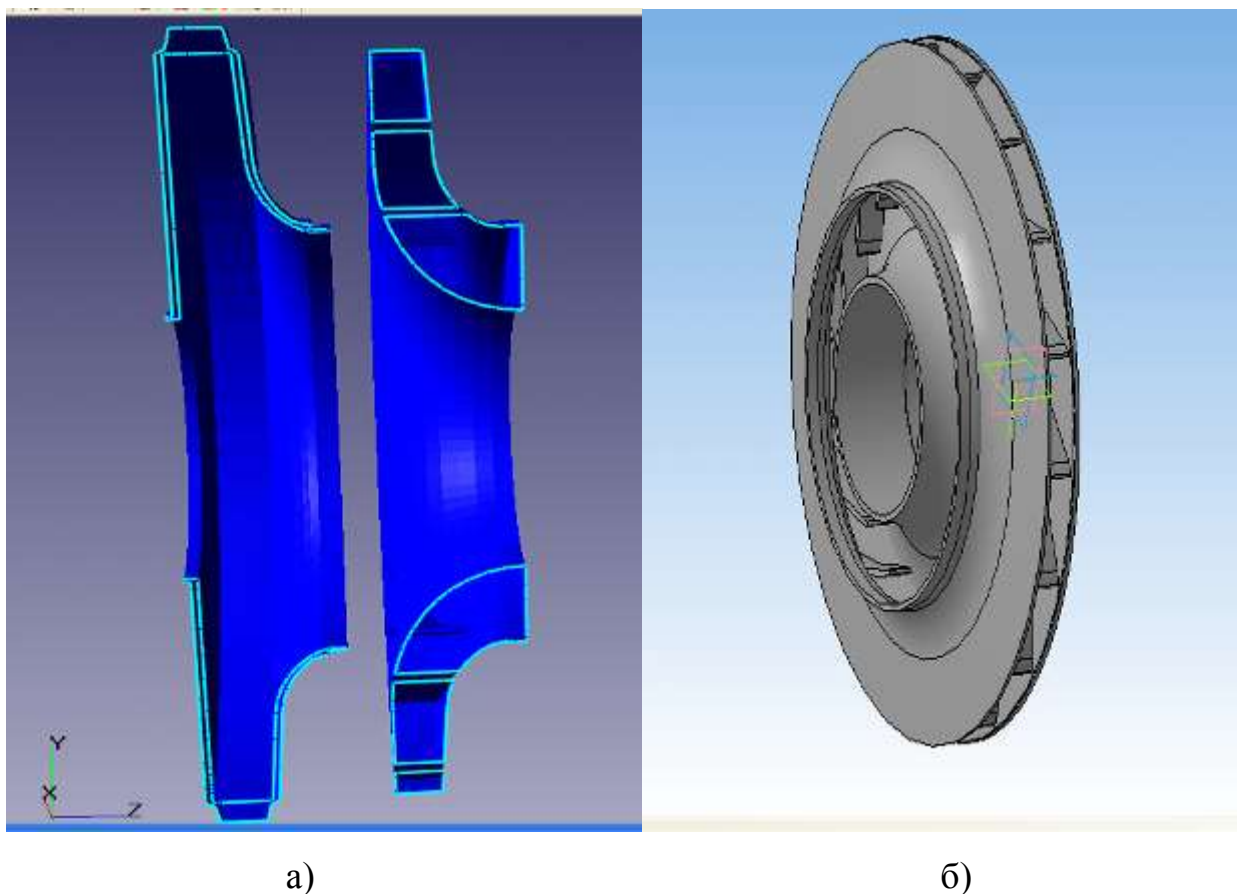


Рисунок 4.1 – а) трехмерная модель проточной части ступени  
б) трехмерная модель рабочего колеса

Таблица 1 – геометрические данные ступени компрессора, (м)  
 $n=12339$  об/мин,  $i_{u2}=0.9163$ ;

$D_2$ , м	$b_2$ , м	$D_1$ , м	$D_{a0}$ , м	$\beta_{e2}$ , град.	$b_3$ , м	$S_r$ , м	$S_\delta$ , м
0.482	0.036	0.27508	0.17066	45	0.02064	0.004	0.004

Моделирование ступени было произведено аналогично приведенному выше для модельной ступени. Количество ячеек 35 по всем осям, с локальной адаптацией. В модель была импортирована программа для интегрирования давлений.

Для сравнения принята наиболее распространенная методика расчета СКБ (г. Казань). Эта методика предполагает интегрирование давления по полотнам покрывного и рабочего диска плюс реакция втекания потока во входную воронку рабочего колеса, равная  $\bar{m}c_0$ . Распределение давления в зазорах определяется как сумма двух составляющих: давление в зазоре в предположении герметичности уплотнений ( $q=0$ ), определяемого более или менее точно теоретически, и дополнительного давления определяемого полуэмпирическим способом. Именно вторая составляющая, в которой используются ряд корректирующих коэффициентов, и является источником погрешностей вычисления часто существенных, а иногда и катастрофических (т. е. вызывающих поломки агрегатов).

В таблице 4.1 приведены результаты вычисления осевых сил по трем методикам для номинального режима работы ступени:

- 1)приближенная, в предположении  $p(r)= \text{const}$ ;
- 2)методика СКБ-К ,[4]
- 3)настоящая методика.

Таблица 4.1 - Результаты вычисления осевых сил при разных расходах и различном смещении рабочего колеса  
 $m=3, 9830 \text{ кг/с}$

Методика	Зазор, мм.				Средняя погр. ,%
	$S_p = 4, S_i = 4$	$S_p = 5, S_i = 3$	$S_p = 6, S_i = 2$	$S_p = 3, S_i = 5$	
Приближен.	3173,24	-3091,3	-3285,7	-3279	541,55
СКБ-К	-580,1	-460	-650	-691,1	20,3
СумДУ	-371	-488	-568	-657,3	до 5

$m=4.3685$  кг/с (номинальный режим)

Методика	Зазор, мм.				Средняя погр. ,%
	$S_p = 4, S_i = 4$	$S_p = 5, S_i = 3$	$S_p = 6, S_i = 2$	$S_p = 3, S_i = 5$	
Приближен.	3552,01	-3972,7	-4048,4	-4048	430,6
СКБ-К	-377,3	-207,5	-231,1	-790	46,75
СумДУ	-631	-781	-780	-761	до 5

$m=4.9173$  кг/с

Методика	Зазор, мм.				Средняя погр. ,%
	$S_p = 4, S_i = 4$	$S_p = 5, S_i = 3$	$S_p = 6, S_i = 2$	$S_p = 3, S_i = 5$	
Приближен.	-5112	-5135,6	-6081,88	-5171,75	577,2
СКБ-К	-564,34	-656	-597	-844,1	21,65
СумДУ	-721	-828	-878	-753	до 5

$m=5.3043$  кг/с

Методика	Зазор, мм				Средняя погр. ,%
	$S_p = 4, S_i = 4$	$S_p = 5, S_i = 3$	$S_p = 6, S_i = 2$	$S_p = 3, S_i = 5$	
Приближен.	-6160,9	-6695,36	-5906,6	-6113,044	595,8
СКБ-К	-1012,1	-793,6	-790,8	-954	23,13
СумДУ	-751	-885	-1215	-848	до 5

Сравнение результатов свидетельствует об очень больших расхождениях: для номинальных параметров ( $m = 4.3685$  кг/с,  $S_p = S_i = 4$ ) приближенная методика дает отклонение в 5,6 раза, а методика СКБ-К на 40% от предлагаемой методики.

По предложенной методике были проведены численные исследования зависимости осевой силы от изменения производительности компрессора и от величины смещения рабочего колеса в пазухе при условии, что  $S_i + S_p = \text{const}$ .

Зависимость осевой силы от производительности в отличие от методики СКБ-К, (рис. 4.2) имеет характер соответствующий существующим представлениям.

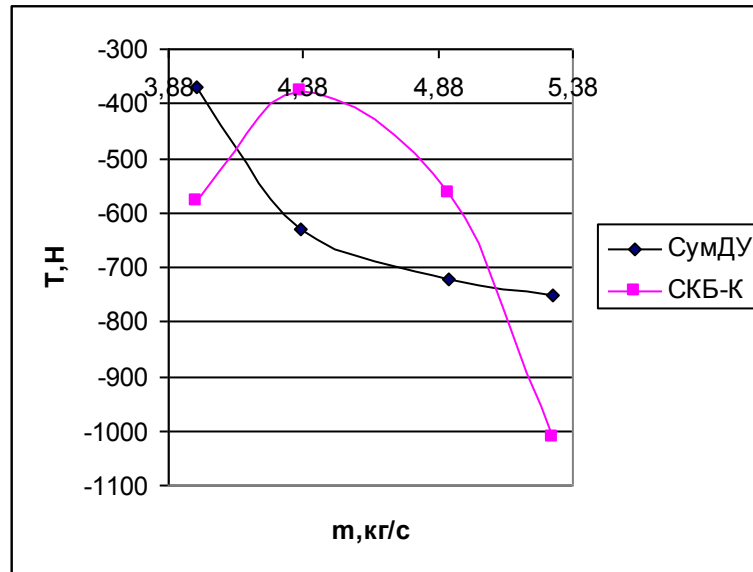


Рисунок 4.2 – Зависимость осевой силы от производительности

Влияние смещения рабочего колеса представляет большой практический интерес, так как смещение рабочего колеса от номинального (чертежного) положения, например несовпадение осей каналов рабочего колеса и диффузора, может произойти как по технологическим причинам (некачественная сборка), так и в условиях эксплуатации (неравномерный прогрев ротора и статора, износ и деформация деталей упорного подшипника). Расчеты показали существенное влияние этого фактора (рис. 4.3). Очевидно, что за расчетную величину необходимо принимать максимальное значение осевой силы.



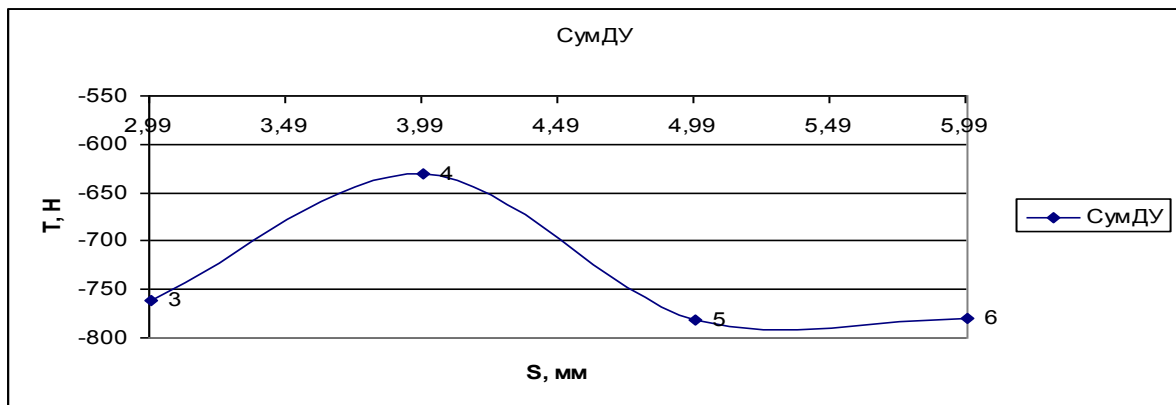


Рисунок 4.3 – Зависимость осевой силы от величины зазоров при

$$m = m_{iii}$$

К сожалению, сравнение расчетов с результатами измерения осевых сил в условиях эксплуатации реальных компрессоров не представляется возможным, т.к. оценка осевых сил в компрессорах производится косвенно, по степени нагрева масла в упорном подшипнике и величине осевого сдвига ротора.

**Основные выводы**

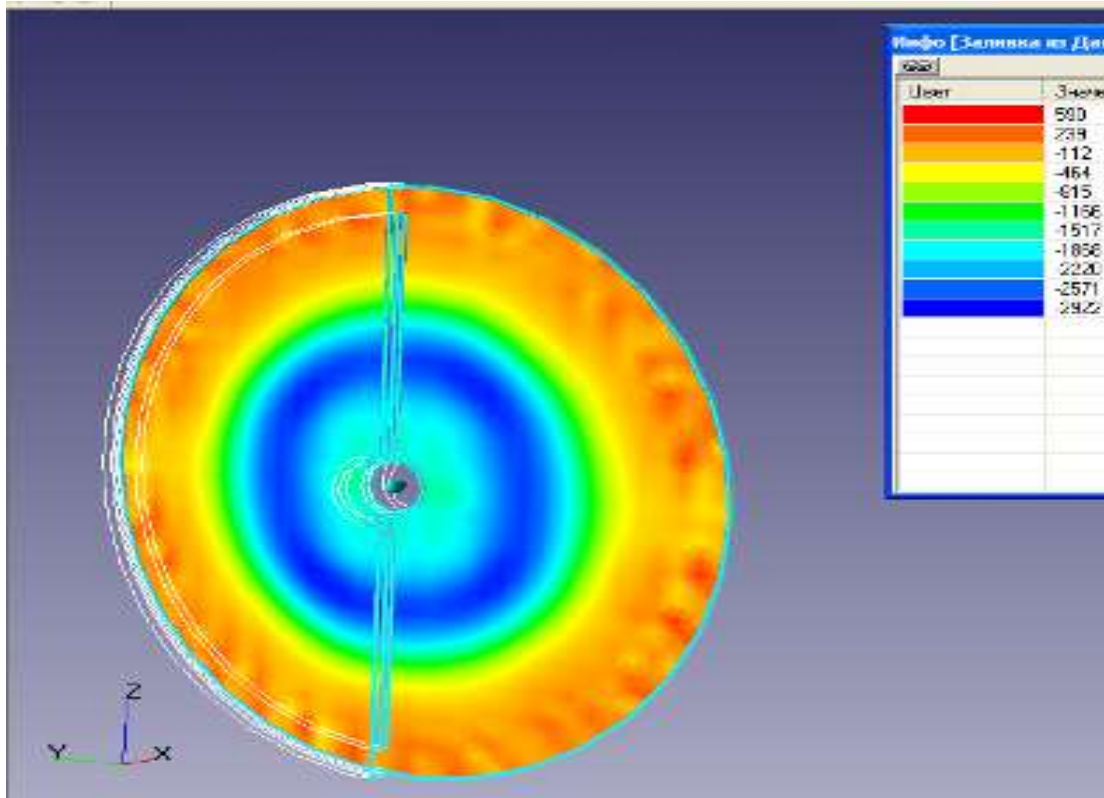
1. Разработана в среде Flow Vision математическая модель течения в боковых зазорах рабочего колеса центробежного компрессора, корректность которой подтверждена сравнением с опытными данными, полученными для трех различных схем объекта : „диск в кожухе”, „заглушенное колесо в ступени” и „рабочее колесо в ступени”.
2. С использованием модели получена уточненная методика расчета осевых сил, действующих на рабочее колесо центробежного компрессора.
3. Результаты данной работы явились основанием для технического предложения по разработке уточненной методики расчета осевых сил в газовых центробежных компрессорах для ОАО „СНМПО им. Фрунзе”.

**Литература**

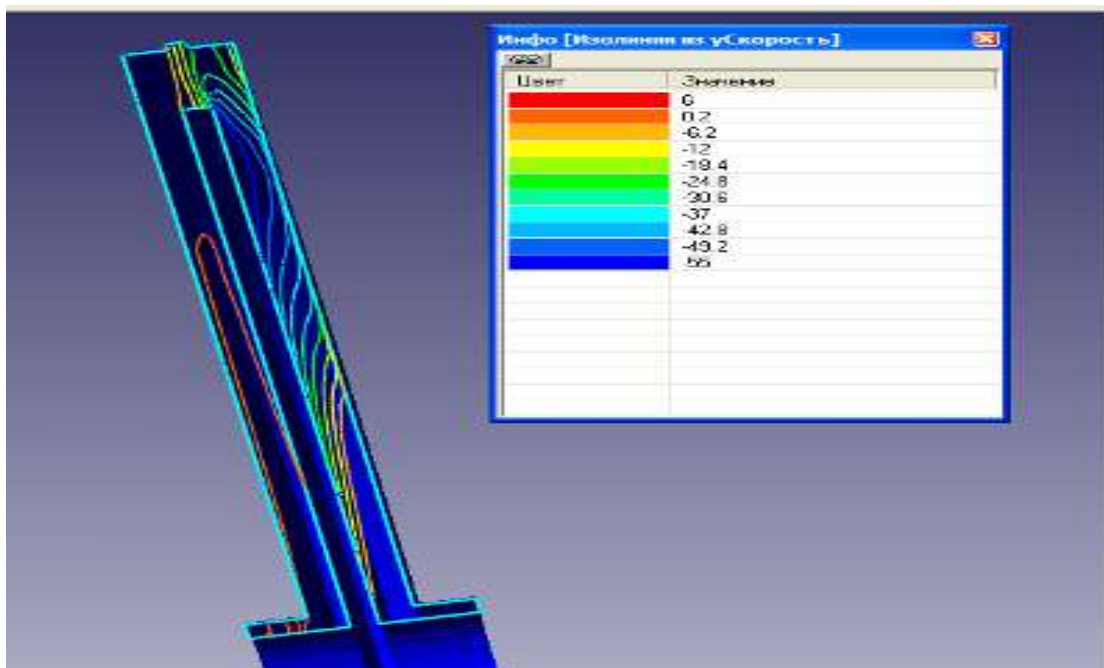
1. Рис В.Ф. Центробежные компрессорные машины. – Л. : Машиностроение, 1981.-351с.
2. Дорфман Л.А. Гидродинамическое сопротивление и теплоотдача вращающихся тел.- М. : Физматгиз, 1960. – 260с.
3. Седач В.С. ,Голошапов В.Н. Влияние расхода через полость между вращающимся диском и стенкой на распределение давления по радиусу. – В кн. : Энергетическое машиностроение: Тр./ХГУ. – Харьков, 1967, Вып. 4, с. 7-11.
4. Шнепп В.Б. Конструкция и расчет центробежных компрессорных машин. – Машиностроение. 1995. – 240 с.: ил. 133.
5. Daily I.W. ,Nese R.C Chamber Dimension effects on Induced Flow and Frictional Resistance of Enclosed Rotating Discs. –Trans. ASME, 1960, V. 82, p. 217-232.
6. Огиенко В.Г. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. Сумы-1988.
7. Руководство пользователя программным комплексом Flow Vision.

## Приложение А

- распределение давления в зазоре между диском и кожухом, ( $\bar{q} = 14,1 \cdot 10^{-4}$ ,  $\bar{S} = 0,03$ ), течение от центра

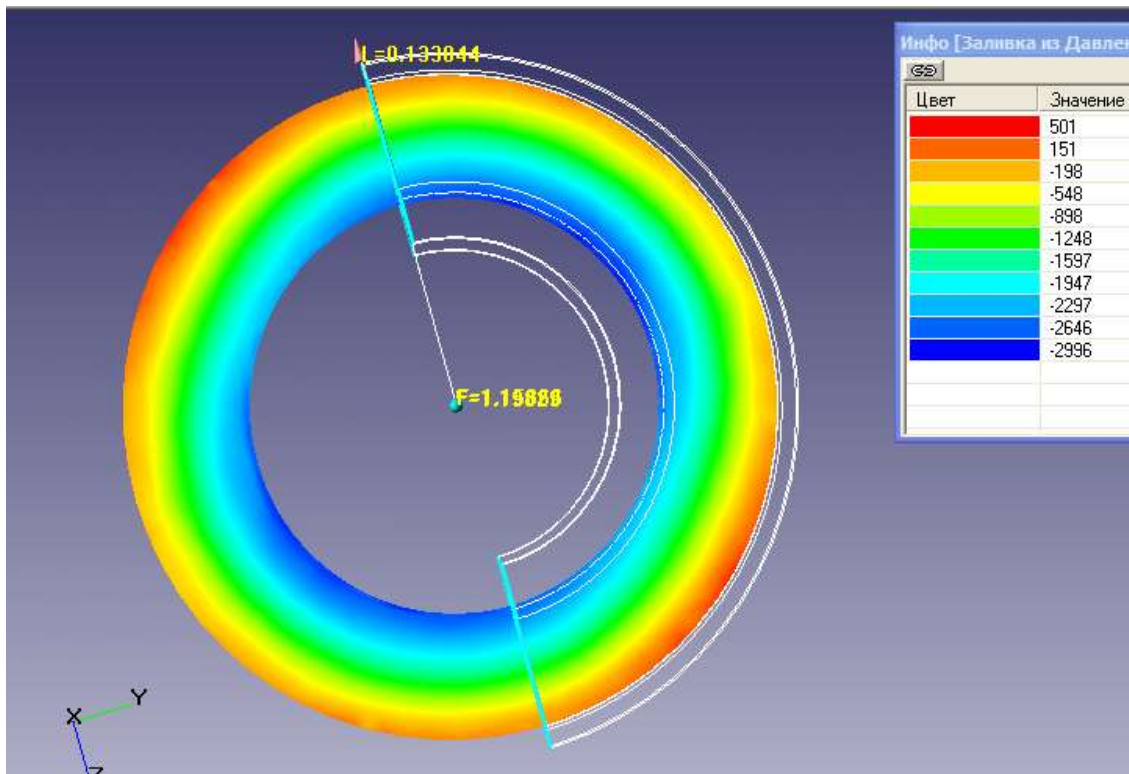


- изолинии окружной скорости ( $\bar{q} = -11,6 \cdot 10^{-4}$ ,  $\bar{S} = 0,04$ ), течение к центру

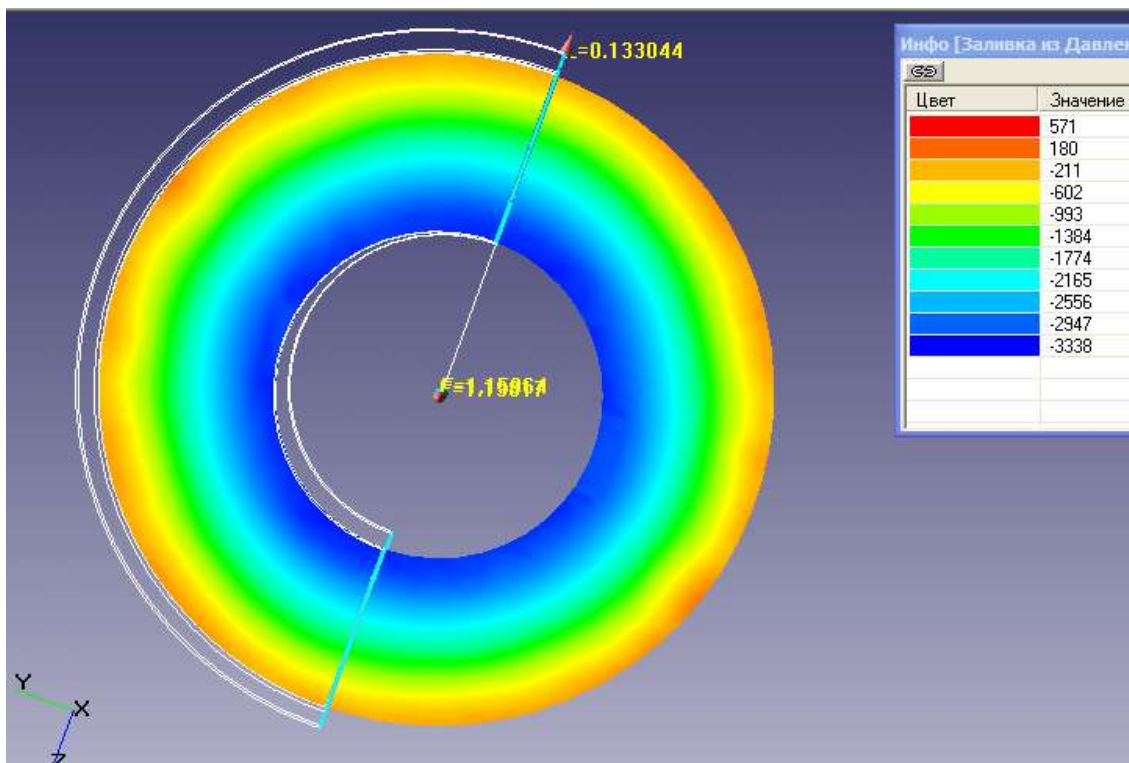


## Приложение Б

- давление в переднем зазоре заглушенного колеса

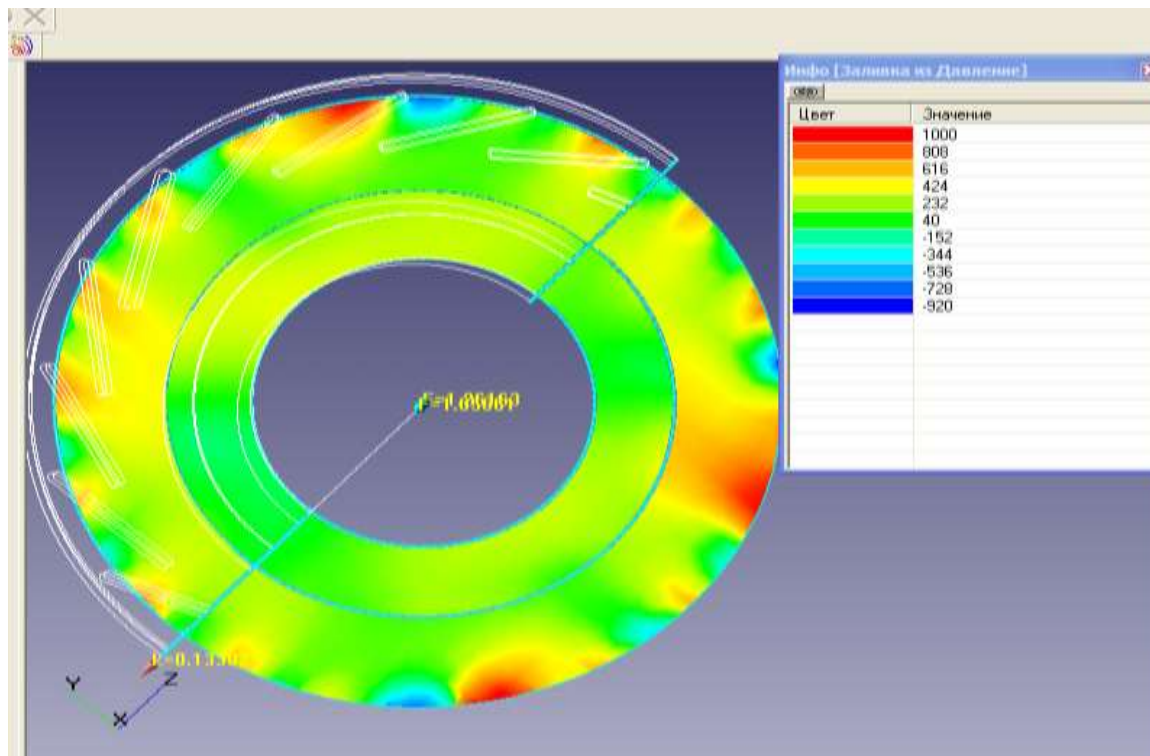


- давление в заднем зазоре заглушенного колеса



## Приложение В

- давление в переднем зазоре ступени при  $\beta_{v2} = 32^\circ$



- давление в заднем зазоре ступени при  $\beta_{v2} = 55^\circ$

