М-287726

НА ДОМ НЕ ВЫДАЕТСЯ

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР

Московское

ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище им. Н.Э.Баумана

КУФТОВ Александр Федорович

ИССЛЕДОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНОГО ПРОФИЛИРОВАНИЯ РАБОЧЕГО КОЛЕСА СТУПЕНИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

(05.04.01 -Парогенераторостроение и парогазотурбостроение)

А в т о р е ф е р а т

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва 1976

Работа выполнена в Московском ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени высшем техническом училище имени Н.Э.Баумана.

Научный руководитель –
доктор технических наук, профессор В.С.БЕКНЕВ.

Официальные оппоненты:
доктор технических наук, профессор В.И.ДМИТРИЕВСКИЙ,
кандидат технических наук, доцент В.Н.ХМАРА.

Ведущее предприятие – указано в решении Ученого Совета.

Автореферат разослан "25" марта 1976 г.

Защита диссертации состоится " " 1976 г.
на заседании Совета факультета "Энергомашиностроение"
[illegible] по адресу: Лефортовская набережная,

[illegible]тярах, заверенный пе-
[illegible] по адресу: Москва,
МВТУ, Ученый Совет.

[illegible]я в библиотеке МВТУ.

МАНУШИН Э.А.

[illegible]00892 к печ. 12.3.76 г.

М287726

Введение

Актуальность темы. Центробежные компрессоры широко применяются в различных областях техники. Сюда относятся центробежные компрессоры транспортных газотурбинных двигателей, магистральных газопроводов, химической и нефтехимической промышленности и т.д. В последние годы возрос интерес к центробежным компрессорам для малоразмерных авиационных и вертолетных двигателей.

К достоинствам центробежного компрессора по сравнению с осевым следует отнести меньший осевой габарит, простоту конструкции, более высокую технологичность, меньшую стоимость.

Основные проблемы, которые возникают при проектировании центробежных компрессоров - это увеличение к.п.д. и степени повышения давления в одной ступени. Следует отметить, что в настоящее время в СССР и за рубежом разработаны ступени с высокими $\pi_к^*$ и к.п.д., однако, все они в значительной мере явились результатом экспериментальной доводки. Поэтому повышение параметров и сокращение сроков доводки требуют более глубокого понимания процессов течения вязкой жидкости в решетках центробежных колес и диффузоров и разработки на этой базе эффективных методов расчета.

Все процессы течения в компрессоре взаимосвязаны. Эффективность процесса течения в ступени зависит от эффективности каждого элемента и их взаимного влияния. На к.п.д. диффузора влияет течение в колесе, в частности, неравномерность поля скоростей за колесом. Последняя, в свою очередь, зависит от состояния пограничного слоя на выходе из колеса, т.е. от к.п.д. колеса. Следовательно, от того насколько эффективно работает колесо, зависит к.п.д. всей ступени.

Цель работы. Разработка метода профилирования решеток рабочих колес центробежных компрессорных ступеней, основанного на анализе гидродинамических параметров внутри каналов колеса в существующих конструкциях, выявление связи между характером течения в колесе и распределением аэродинамической нагрузки по длине профиля лопатки.

Методы исследований. Использован анализ существующих конструкций, результаты исследований которых опубликованы в литературе, на основе гидродинамических коэффициентов, найденных из теоретических разработок. Проверка предложенных рекомендаций произведена на специально спроектированном стенде, предназначенном для исследований потока в колесе в относительном движении.

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана
1287726
Куфтов А.Ф. Исследование р

Научная новизна. Разработан метод профилирования пространственной решетки рабочего колеса центробежного компрессора. Выбор основных геометрических размеров предлагается проводить на основе анализа потерь во всей ступени путем решения обратной задачи по средним параметрам. Профиль решетки колеса строится путем решения обратной задачи по распределению 3-х аэродинамических коэффициентов нагрузки, гидродинамическая целесообразность которых определена из анализа лучших существующих конструкций. С помощью теоретически полученного параметра отрыва для пограничного слоя на вращающейся поверхности показано, что при гидродинамически целесообразном распределении нагрузки точка отрыва пограничного слоя находится в области выхода из колеса.

Практическая ценность. Выбор основных геометрических параметров на основе минимума потерь в ступени и профилирование решетки рабочего колеса по гидродинамически целесообразному распределению нагрузки позволяет получать эффективные конструкции на уровне лучших существующих ступеней и сократить объем доводочных работ. Разработанные методы доведены до расчетных методик, которые запрограммированы в алгоритмическом языке "АКИ-400". По предлагаемому методу спроектированы центробежные компрессоры для ряда предприятий.

Апробация работы. Основные результаты работы докладывались на Всесоюзной межвузовской конференции по газотурбинным и комбинированным установкам, г.Москва, 1974, на научно-технической конференции по газотурбинным и комбинированным установкам, посвященной XXV съезду КПСС, г.Москва, 1975, на научно-технических семинарах ЦИАМ им. Баранова, г.Москва,

а также на научно-технических семинарах каф."Э-3" МВТУ им. Баумана.

Публикация. По теме диссертации опубликовано 2 работы.

Объем работы. Диссертация написана на 133 стр., состоит из 5 глав и 116 рисунков, 3-х таблиц и приложения. Библиография содержит 119 наименований работ.

В первой главе проведен обзор современного состояния исследований и методов проектирования рабочих колес. Отмечено, что течение в решетках рабочих колес является пространственным, тур-

МВТУ им. Н. Э. Баумана БИБЛИОТЕКА

ФУНДАМЕНТАЛЬНАЯ

булентным, с развитыми пограничными слоями и вторичными течениями. Такое течение описывается уравнениями Рейнольдса, общее решение которых до сих пор не найдено ввиду незамкнутости системы уравнений. Последнее, в свою очередь, объясняется отсутствием надежной теории турбулентности, которая еще не вышла за рамки феноменологических или полуэмпирических гипотез. В рабочем колесе центробежного компрессора положение усугубляется тем, что центробежные и кориолисовы силы влияют на коэффициенты турбулентного обмена, усиливая их на стороне давления и ослабляя на стороне разрежения. Столь сложный характер потока вынуждает при расчете течений в решетках турбомашин пользоваться уравнениями Эйлера, причем решение трехмерной задачи осуществляется через последовательное решение двух предельных двухмерных задач, а расчет потерь проводится по третьей предельной задаче – теории пространственного пограничного слоя. Теория пространственного пограничного слоя в каналах рабочего колеса находится в стадии развития, причем одна из основных нерешенных проблем – влияние массовых инерционных сил на коэффициент турбулентного обмена. Сложности расчета пространственного вязкого потока вынуждают уделять внимание экспериментальным методам исследований, которые тоже связаны с большими трудностями замеров параметров потока в относительном движении. Однако основная информация о физической картине течения в рабочих колесах центробежных ступеней получена экспериментальным путем.

Экспериментальные методы можно условно разбить на три группы. К первой группе относятся методы, основанные на визуализации потока, которые позволяют получить в первую очередь качественную картину течения. Ко второй, наиболее многочисленной группе, относятся исследования с помощью инерционных аэродинамических насадков. С их помощью получены данные для осредненных по времени величин скоростей и давлений внутри каналов рабочего колеса центробежного компрессора. В СССР подобные замеры проводились Шкарбулем С.Н. и др. в ЛПИ, Тарасовым А.Д. в ЦИАМ, Локшиным И.Л. в ЦАГИ, Виноградовым В.С. в КАИ и т.д. За рубежом в последние годы такие исследования успешно развиваются Ватанабе в Японии, Эллисом в США и рядом других авторов.

К третьей группе относятся замеры нестационарного потока в колесе с помощью малоинерционных приборов – термоанемометров, пьезо- и тензодатчиков. Ввиду сложности аппаратуры работ в этом на-

правлении проведено немного. Сюда в первую очередь относятся работы Фоулерса в США, Бамберта в ГДР, Патрина, Лач в СССР.

Сложная картина течения в рабочем колесе и в компрессоре в целом вынуждает при проектировании пользоваться приближенными методами. На первом этапе расчета производится выбор геометрических размеров колеса, определяющий к.п.д. и габариты ступени. При этом используется расчет по средним параметрам, а сложность механизма течения учитывается через различные коэффициенты потерь и различного рода рекомендации по геометрическим соотношениям, ограничениям по числам λ , углам входа и выхода из решетки и другим параметрам, определенным из предшествующего опыта.

При выборе геометрических соотношений колеса в лучшем случае отношение диаметров предлагается принимать по минимуму потерь в колесе.

Следующим этапом проектирования является профилирование решеток рабочих колес и диффузоров. При этом форма профиля лопатки назначается по каким-либо аналитическим кривым, причем для профиля лопатки наибольшее распространение получили дуги параболы, эллипса или окружности. Отсутствие четкой связи формы лопатки с формой меридионального контура привело к тому, что различные авторы пришли к противоположным выводам о целесообразности каждого вида названных кривых в качестве средней линии лопатки входного направляющего аппарата.

Более обоснованным представляется метод профилирования пространственных решеток, основанный на решении обратных задач гидродинамики, когда форма профиля определяется по распределению скоростей или аэродинамических нагрузок. Для осерадиальных колес центробежных компрессоров такие методы предложены Морриссом и Кенни, Балье, Кроногардом. Успехи компрессоростроения последних лет, когда были получены ступени со степенью повышения давления $\pi_к^* = 6 \div 10$ при к.п.д. $\eta_к^* = 0{,}8 \div 0{,}75$, расходе воздуха $G_в \approx 1{,}0$ кг/сек и $\lambda_{вых} \approx 0{,}1$, связаны в большей или меньшей степени с этими методами, поэтому дальнейшее развитие методов профилирования решеток рабочих колес должно быть направлено на усовершенствование профилирования по рациональному распределению нагрузки.

На основании анализа литературных данных по методам проектирования центробежных компрессоров были поставлены следующие задачи:

I) разработать метод выбора основных геометрических параметров

колеса на основании анализа потерь во всей ступени;

2) разработать метод профилирования вращающихся решеток по распределению 3-х коэффициентов нагрузки вдоль длины лопатки;

3) проанализировать влияние массовых сил инерции на параметр отрыва пограничного слоя.

Во второй главе приводится метод выбора геометрических размеров колеса на основе одномерного анализа. Для этого использована идея В.В.Уварова, согласно которой выбор размеров колеса производится на основании построения графиков зависимости к.п.д. или суммарных потерь в ступени от какого-либо параметра колеса, например, отношения диаметров $D_2 = D_1 / D_2$ (где D_1 - периферийный диаметр входа в колесо, D_2 - наружный диаметр колеса), принятого за аргумент. При построении подобных зависимостей могут быть проварьированы также такие параметры, как втулочное отношение, характер и величина закрутки на входе, величина зазора между колесом и корпусом, положение лабиринтного уплотнения на диске колеса, протяженность безлопаточного диффузора, распределение эквивалентных углов уширения в лопаточном диффузоре, величины коэффициентов потерь во входном и выходном патрубках ступени. Потери в элементах ступени рассчитываются на основе гидравлических коэффициентов потерь, величины которых приняты по опытным данным. Потери во входном устройстве складываются из потерь во входном патрубке и потерь в неподвижном направляющем аппарате. Потери в колесе складываются из потерь в каналах колеса, потерь в зазоре между лопатками и корпусом и дисковых потерь. Потери в безлопаточном диффузоре вычисляются через коэффициент трения. Потери в лопаточном диффузоре вычисляются через коэффициент потерь, состоящий, как для изолированных каналов, из потерь на "трение" $\zeta_{тр}$, "расширение" $\zeta_{расш}$ и волновых потерь ζ_λ:

$$\zeta_{л_3} = k_3 \left(\zeta_{тр} + \zeta_{расш} \right) + \zeta_\lambda ,$$

причем, коэффициент k_3 представляет собой сложную зависимость $k_3 = \Phi(\bar{c}, Re, \bar{F}, \xi, \lambda_3, \theta_э)$, где $\bar{c}$ - степень неравномерности потока перед диффузором, Re - число Рейнольдса по гидравлическому диаметру горла диффузора, $\bar{F}$ - степень уширения диффузора, ξ - степень начальной турбулентности, λ_3 - приведенная скорость на входе в диффузор, $\theta_э$ - угол эквивалентного диффузора.

На основании обработки экспериментальных данных по изолиро-

ным диффузорам были получены зависимости, позволяющие учесть все перечисленные факторы на потери в диффузорах. Величина неравномерности скорости перед диффузором $\bar{C} = C_{max} / C_{cp}$ вычисляется через коэффициент изоэнтропичности колеса σ ; распределение $\theta_э$ вдоль канала задается; остальные параметры, влияющие на k_s , вычисляются в каждом конкретном случае. Несмотря на ряд принятых допущений, основным из которых является предположение об идентичности характера течения в изолированном диффузорном канале и в лопаточной решетке большой густоты, каковой является диффузор центробежного компрессора, получена удовлетворительная сходимость с данными эксперимента на центробежных ступенях. Для проверки точности предлагаемого метода было просчитано десять центробежных ступеней, результаты испытаний которых опубликованы в литературе. Сходимость с экспериментальными данными по к.п.д. ступени составила 1,5 – 2 %. Расчеты показали также, что погрешность в задании коэффициента потерь колеса до 20 – 30 % влияет в основном на величину к.п.д. ступени, характер протекания кривых к.п.д. по $\bar{D}_2$ или коэффициенту расхода и положение оптимума не меняется, что говорит о надежности выбора рациональных геометрических соотношений колеса по предлагаемому методу.

В принципе возможна вариационная задача с ограничениями поиска оптимальных геометрических соотношений колеса по максимуму к.п.д. ступени. Однако, как правило, оптимумы к.п.д. достаточно пологи, и на практике обычно возникает необходимость отступить от математического оптимума в сторону уменьшения габаритов или по другим соображениям, при этом только важно знать, на сколько уменьшится к.п.д. по сравнению с оптимальной точкой. С этой точки зрения построение графических зависимостей, подобно предлагаемым, представляется более целесообразным.

<u>В третьей главе</u> рассматривается профилирование межлопаточных каналов рабочих колес, которое следует вслед за выбором основных геометрических параметров колеса. В качестве коэффициентов нагрузки, характеризующих градиенты давлений поперек канала в каждой точке и определяющих развитие вторичных течений в колесе, приняты:

– от лопатки к лопатке – безразмерный перепад давлений по шагу

$$C_t(\bar{\ell}) = \frac{P_н - P_{сп}}{\rho W_{cp}^2} ,$$

Где $P_к$ и $P_{сп}$ – давление на стороне давления и разрежения соответственно, $W_{ср}$ – среднерасходная скорость в канале колеса;

– от втулки к периферии – безразмерный перепад давлений по высоте канала

$$C_{pR}(\bar{\ell}) = \frac{P_{вт} - P_{пер}}{\rho W_{ср}^2}$$

где $P_{вт}$ и $P_{пер}$ – давления на втулочной и периферийной осесимметричных поверхностях соответственно.

Для характеристики продольного градиента давлений в канале, которые обуславливают развитие пограничного слоя по длине лопатки на осесимметричных сечениях, принято относительное торможение средней скорости $\bar{W} = W/W_1$, где W_1 – скорость на входе в решетку в данном сечении, W – локальная средняя скорость в каждой точке по длине средней линии осесимметричного сечения решетки. Таким образом, задавая распределение коэффициентов $C_t(\bar{\ell})$ и $C_{pR}(\bar{\ell})$, а также безразмерных скоростей $\bar{W}(\bar{\ell})$, можно построить межлопаточный канал с распределением скоростей, соответствующим исходному. При этом следует ориентироваться на гидродинамически целесообразное распределение нагрузок, обеспечивающих коэффициенты потерь, близких к минимальным, и большую равномерность поля скоростей на выходе из колеса.

Для определения гидродинамически целесообразного распределения коэффициентов нагрузок по длине средней линии лопатки колеса были проанализированы 24 варианта рабочих колес, результаты испытаний которых опубликованы в литературе. Исследованные варианты отличались различными значениями степени повышения давления $\pi_к^* = 1{,}8 \div 12$ и к.п.д. $\eta_{кол}^* = 0{,}7 \div 0{,}92$ при расходе воздуха $G_в \approx 1$кг/сек. Анализ распределения коэффициентов нагрузки по втулочному, среднему и периферийному сечениям показал, что эффективность колеса зависит как от максимального значения коэффициентов нагрузки, так и от характера распределения относительной нагрузки $\bar{C}_t(\bar{\ell}) = C_t/C_{tmax}$ вдоль длины лопатки. Для рабочих колес с к.п.д. $\eta_{кол}^* \approx 0{,}9$ максимальное значение коэффициента нагрузки C_{tMAX} лежит в пределах $0{,}5 \div 0{,}81$. Распределение нагрузки на средней поверхности имеет характер резкого увеличения до $\bar{C}_t(\bar{\ell}) = 0{,}4 \div 0{,}6$ на длине $\bar{\ell} = 0{,}15$, затем участок некоторой стабилизации до $(0{,}3 \div 0{,}35)\ \bar{\ell}$,

далее монотонного подъема до $\bar{C}_t = 1{,}0$ на длине $(0{,}35 \div 0{,}8)\,\bar{\ell}$, наконец, уменьшение $\bar{C}_t$ до нуля к выходу из канала. Максимальная величина торможения средней скорости лежит в пределах $\bar{w} = 0{,}5 \div 0{,}7$, к выходу может иметь место некоторый разгон на 20 ÷ 30%. Основное торможение заканчивается в пределах $(0{,}25 \div 0{,}3)\,\bar{\ell}$, т.е. в пределах длины ВНА. Соответствующий характер распределения коэффициентов $C_t(\bar{\ell})$ и $\bar{w}(\bar{\ell})$ получен также для втулочных и периферийных сечений, а также для поперечного коэффициента по высоте канала $\bar{C}_{pq}(\bar{\ell})$. Максимальное значение коэффициента C_{pk} в области ВНА достигает значений 0,1. В области колеса величина C_{pk} равна нулю.

Построение профиля решетки колеса по гидродинамически целесообразному распределению нагрузки целесообразнее всего осуществить путем решения обратной задачи гидродинамики. В разработанном приближенном методе использованы уравнения равновесия, момента количества движения, энергии и расхода. Поток считается установившемся, жидкость – баротропной, подчиняющейся уравнению обобщенной адиабаты $P\sigma^{k-1}/\rho^k = \text{const}$ и уравнению состояния $P/\rho = RT$. В результате решения получается форма меридионального контура и форма лопатки рабочего колеса.

Радиус кривизны струйки R_m из уравнения равновесия, приведенного к безразмерному виду, выражается в виде:

$$R_m^{-1} = \frac{1}{\bar{r}\sin^2\beta}\left(\frac{\bar{C}u^2}{\bar{W}^2}\cos\gamma - \frac{z_k C_{tmax}\bar{C}_t \operatorname{tg}\delta}{2\pi\,\mu_q} - \frac{C_{pkmax}\bar{C}_{pq}}{\bar{W}_1^2}\,\frac{\bar{r}}{d\bar{h}}\right),$$

здесь все линейные размеры, кроме длины профиля ℓ, отнесены к радиусу на выходе из колеса r_2, а скорости – к скорости на входе W_1 на данной осесимметричной поверхности тока; r – радиус от оси решетки, γ – угол наклона осесимметричной поверхности к оси решетки, β – угол средней линии профиля от окружного направления, Cu – окружная составляющая абсолютной скорости, W – относительная скорость, z_k – число лопаток колеса, C_{tmax} – максимальная величина коэффициента нагрузки, $\bar{C}_t = C_t / C_{tmax}$ – относительный коэффициент нагрузки, δ – угол навала лопатки, μ_q – коэффициент загромождения, h – высота канала.

Окружная составляющая абсолютной скорости определяется из уравнения момента:

$$\bar{C}_u = \frac{\bar{C}_{1u}\,\bar{r}_1}{\bar{r}} + \frac{Z_к\, C_{emax}\, L\, w_1}{2\pi\,\bar{r}\cdot r_2}\int_0^{\bar{l}} \frac{\bar{C}_t\,\bar{w}\,d\bar{l}}{\mu_q}\,.$$

Угол изгиба средней линии лопатки на осесимметричной поверхности:

$$\beta = \arccos\frac{\bar{u}-\bar{C}_u}{\bar{w}}\,.$$

Геометрические параметры на осесимметричной поверхности:

$$\gamma = \gamma_1 + \frac{L}{r_2}\int_0^{\bar{l}} \bar{R}_m^{-1}\sin\beta\, d\bar{l}$$

$$\bar{r} = \bar{r}_1 + \frac{L}{r_2}\int_0^{\bar{l}} \sin\gamma\sin\beta\, d\bar{l}$$

$$\bar{z} = \bar{z}_1 + \frac{L}{r_2}\int_0^{\bar{l}} \cos\gamma\,\sin\beta\, d\bar{l}$$

$$\bar{l} = \frac{r_2}{L}\int_0^{\bar{z}}\frac{d\bar{z}}{\sin\gamma} = \frac{r_2}{L}\int_0^{\bar{r}}\frac{d\bar{r}}{\cos\gamma}\,.$$

Газодинамические параметры на осесимметричной поверхности:

$$T_w = T_{w1}^*\left(1 + \frac{k+1}{k-1}\,\frac{U_2^2(1+2d_s)-U_1^2}{a_1^*}\right)\tau(\lambda)$$

$$P_w = P_{w1}^*\,\sigma\left(T_w^*/T_{w1}^*\right)^{\frac{k}{k-1}}\cdot\pi(\lambda)$$

$$\lambda = \frac{\bar{w}\cdot w_1}{\sqrt{\frac{2k}{k+1}RT_w^*}}$$

где $\tau(\lambda)$ и $\pi(\lambda)$ – газодинамические функции.

Коэффициент загромождения

$$\mu_q = \sigma^{\frac{k-1}{k}}\sqrt{\frac{1-\tau(\lambda)}{1-\tau(\lambda)\sigma^{\frac{k-1}{k}}}}\left(1-\frac{\Delta_t z_n}{2\pi\bar{r}}\right),$$

здесь σ – коэффициент изоэнтропичности, Δ_t – толщина лопатки в окружном направлении.

Задаваясь начальными значениями r_1, R_{m1}, γ_1, β_1, w_1, ω, z_1, которые определяются из решения обратной задачи по среднему, а также распределением коэффициентов нагрузки $\bar{C}_t(\bar{l})$ и $\bar{C}_{pk}(\bar{l})$ и угла навала $\bar{\delta}(\bar{l})$ вдоль относительной длины лопатки $\bar{l} = l/L$ можно, решая приведенную выше систему, получить форму лопатки в пространстве, т.е. форму осесимметричной поверхности и распределение углов вдоль нее. Высота струйки Δh определяется из уравнения расхода через струйку. На выходе из решетки должны быть выдержаны конечные значения r_2 и β_2 или момента $C_{2u}r_2$, которые также обычно известны из решения обратной задачи по средним параметрам.

Число лопаток в данной задаче связанс с распределением нагрузки на лопатку и основными параметрами струйки следующим выражением:

$$z_л = \frac{2\pi (c_{u_1} r_2 - c_{u_1} r_1)}{c_{max} L w_1 \int_0^1 c_x \bar{w} \, d\bar{l} / \mu_a}.$$

Здесь длина лопатки L, коэффициент загромождения μ_a и максимальное значение коэффициента нагрузки c_{max} определяются в процессе расчета, а остальные величины являются заданными.

В некоторых случаях технологические ограничения, связанные с изготовлением колеса, могут не позволить получить решетку с гидродинамически целесообразным распределением нагрузки по всем осесимметричным сечениям колеса; в таком случае гидродинамически целесообразное распределение следует выдерживать на периферийном и среднем сечениях, как наиболее нагруженных.

Предлагаемый метод профилирования по обратной задаче справедлив для густых решеток тонких профилей, когда распределение скоростей по шагу можно принимать линейным. Для прямой задачи методы расчета с указанным допущением были разработаны Стейницем, Г.Ю.Степановым, А.Н.Шерстюком и другими авторами.

В четвертой главе приведен анализ влияния массовых сил инерции на течение в пограничном слое в рабочем колесе, и проведена оценка эпюры скоростей, полученной по гидродинамически целесообразному распределению нагрузки, с точки зрения отрыва потока.

В настоящее время составлены уравнения пространственного пограничного слоя на вращающейся поверхности (С.Н.Шкарбуль, Мур), позволяющие рассчитать развитие пограничного слоя в рабочих колесах центробежных компрессоров. Однако, вопросу влияния инерционных массовых сил на коэффициенты турбулентной и ламинарной вязкости уделено недостаточно внимания. Вместе с тем, экспериментальные данные показывают, что на лопатках рабочих колес и на стенках вращающихся радиальных каналов коэффициенты трения на стороне давления увеличиваются, а на стороне разрежения уменьшаются. На стороне давления отмечено также увеличение интенсивности турбулентного обмена, а на стороне разрежения – уменьшение его интенсивности. В данной главе предложен метод, позволяющий учесть влияние массовых инерционных сил на коэффициент трения и точку отрыва пограничного слоя на лопатках рабочих колес центробежных ступеней путем введения соответствующей поправки на длину пути перемешивания Л.Прандтля. Было сделано предположение, что изменение длины пути перемешивания пропорционально отношению избыточной массовой силы

к изменению количества движения, вызывающего силу трения между соседними слоями движущегося газа. Получено, что длина пути перемешивания под влиянием сил Кориолиса по сравнению с потоком при отсутствии массовых сил изменяется на величину

$$l = l_0 \left(1 \pm \lambda 2\omega \delta t\right) = l_0 \left(1 \pm \lambda 2\omega \frac{l}{|w_y'|}\right) = l_0 \left(1 \pm \lambda \frac{2\omega}{\partial \bar{w}/\partial y}\right),$$

где l – длина пути перемешивания в поле массовых сил, l_0 – длина пути перемешивания при отсутствии массовых сил, λ – опытная константа, ω – угловая скорость, δt – время, в течении которого происходит обмен импульсами между слоями, w_y' – поперечная составляющая пульсационной скорости, $\bar{w}$ – осредненная скорость продольного движения. Знак (+) относится к стороне давления, (–) – к стороне разрежения.

Оценка влияния кориолисовых сил на коэффициент трения на лопатках рабочего колеса, выполненная с использованием приведенной поправки при $\lambda = 1{,}0$ показала, что при ламинарном пограничном слое силы Кориолиса практически не влияют на напряжение трения, в то время как при турбулентном пограничном слое коэффициент трения на стороне давления может увеличиться в 2 и более раза; соответственное уменьшение коэффициента трения имеет место на стороне разрежения. Сравнение результатов расчета коэффициента поверхностного трения с экспериментальными данными Муна показало удовлетворительную качественную сходимость.

В качестве параметра отрыва пограничного слоя принято выражение $\varphi_0 = \frac{\partial P_0}{\partial x} \frac{x}{\rho w_0^2}$, где P_0 – давление на внешней границе пограничного слоя, x – продольная координата, x – характерный линейный размер пограничного слоя, ρ – плотность, w_0 – скорость на внешней границе слоя. Было найдено, что отношение параметра отрыва на вращающейся поверхности $\varphi_0^{**}(\omega)$ к параметру отрыва на неподвижной поверхности $\varphi_0^{**}(0)$ с учетом поправки на длину пути перемешивания от кориолисовых сил можно выразить как

$$\frac{\varphi_0^{**}(\omega)}{\varphi_0^{**}(0)} = \left(1 \pm \lambda 2 R_0^{\circ}\right)^2 \left(\frac{\delta^{**}}{\delta_0}\right)_{\omega} \left(\frac{\delta_0}{\delta^{**}}\right)_0,$$

где $\varphi_0^{**}(\omega)$ и $\varphi_0^{**}(0)$ – параметры отрыва, в которых за характерный линейный размер пограничного слоя принята толщина потери импульса, $R_0^{\circ} = \frac{\omega \delta_0}{w_0}$ – параметр подобия Россби, построенный по толщине пограничного слоя δ_0.

Для распределения скоростей над точкой отрыва пограничного

слоя на вращающейся поверхности получено выражение:

$$(\bar{w})_{\omega} = (\bar{w})_{0} \left(1 \pm \lambda 2 R_{0}^{\circ}\right) \mp \left(\lambda 2 R_{0}^{\circ} \eta\right),$$

где $(\bar{w})_{0} = \frac{w}{w_{0}} = \int_{0}^{\eta} \sqrt{\eta - \eta^{2}}\, d\eta \,/\, 0{,}478$ – распределение скоростей над точкой отрыва на неподвижной поверхности, $\eta = \frac{y}{\delta_{0}^{**}}$ – относительная толщина пограничного слоя. Как показали расчеты, такие интегральные характеристики, как $\delta_{0}^{*}/\delta_{0}^{**}$ или $\delta^{*}/\delta^{**} = H$ незначительно отличаются для пограничных слоев на неподвижной и вращающейся поверхности. Следовательно, критические значения этих величин, характеризующие точку отрыва на неподвижной поверхности, справедливы с достаточной точностью для отрыва пограничного слоя на вращающейся поверхности в пределах чисел $R_{0}^{\circ} = 0{,}1\text{–}0{,}15$. Что же касается параметра отрыва $\varphi_{0}^{**}(\omega)$, включающего градиент давления, то влияние вращения на него при $R_{0}^{\circ} = 0{,}1\text{–}0{,}15$ весьма существенно. В частности, на стороне давления при $R_{0}^{\circ} = 0{,}15$ параметр отрыва возрастает в 1,7 раза; соответственно на стороне разрежения уменьшается в 0,5 раза. Результаты теоретического анализа находятся в хорошем качественном и количественном соответствии с экспериментальными данными Мура, полученными во вращающемся прямолинейном диффузорном канале.

С использованием приведенных выражений была проведена оценка качества эпюры скоростей на лопатке колеса центробежного компрессора осерадиального типа. Результаты расчетов показали, что все лопатки колеса с эпюрой скоростей, построенной по гидродинамически целесообразному распределению нагрузки при $C_{i\,max} = 0{,}5\text{÷}0{,}7$ отрыв небольшой интенсивности возможен в области выхода из колеса, при этом на стороне разрежения в радиальной части колеса необходимо выдерживать небольшой разгон скорости.

Проведенный анализ показывает, что основная причина отрыва – влияние массовых сил инерции на коэффициент турбулентного обмена, приводящего к уменьшению коэффициентов трения на стороне разрежения и к увеличению его на стороне давления.

В пятой главе приведены результаты экспериментального исследования характера распределения нагрузки на течение в каналах рабочих колес. Для этой цели была спроектирована и изготовлена экспериментальная установка, представляющая собой крупномасштабную модель центробежного компрессора. Рабочее колесо этой ступени имело наружный диаметр $D_{2} = 800$ мм, относительный диаметр $D_{1}/D_{2} = 0{,}55$, втулочное отношение $D_{0}/D_{1} = 0{,}5$, коэффициент адиабатического напора $\overline{H}_{ad} = 0{,}7$, число оборотов $n = 950$ об/мин.

Исследовались два варианта профиля лопатки при неизменной форме меридионального контура. Первый вариант был спрофилирован по общепринятым рекомендациям и имел параболическую форму средней линии лопатки в области ВНА и прямолинейную в области колеса. Второй вариант был спрофилирован по гидродинамически целесообразному распределению коэффициента нагрузки.

Замеры величин и направлений скоростей в колесах проводились в относительном движении с помощью пятиточечного насадка полного давления в трех сечениях в радиальной части колеса, одно из которых было расположено после выхода из ВНА, второе – в области выхода, третье – на выходе из колеса. Давление от вращающегося насадка передавалось к наклонному U – образному манометру с помощью одноканального передатчика давления.

Результаты эксперимента позволили выяснить, что вариант профилирования по гидродинамически целесообразному распределению нагрузки имеет преимущество как с точки зрения уменьшения интенсивности вторичных течений, так и ширины зоны отрыва на выходе из колеса. В наибольшей степени эти улучшения коснулись периферийного сечения, которое было в данном случае наиболее нагруженным в обоих вариантах. На периферийном сечении ширину зоны отрыва за счет перехода к гидродинамически целесообразному распределению нагрузки удалось уменьшить в I,5 раза, что дает уменьшение профильных потерь в I,9 раза. Результаты расчета области отрыва на стороне разрежения по параметру $\varphi_0^{**}(\omega)$ удовлетворительно согласуются с данными эксперимента.

ВЫВОДЫ

I. Выбор основных геометрических параметров колеса предлагается проводить на основе минимума потерь в ступени с учетом конструктивно-технологических требований, предъявляемых к конкретному варианту.

2. На основе анализа уравнений движения выбран тип коэффициентов аэродинамической нагрузки для трехмерной решетки рабочего колеса, из анализа существующих колес с различными параметрами найден рациональный характер распределения нагрузки по шагу, высоте и диффузорности по длине средней линии профиля.

3. Поставлена и решена обратная задача расчета пространственной решетки, позволяющая на основе заданного распределения коэффициентов нагрузки получать форму профиля лопатки и меридионального контура рабочего колеса.

4. Предложена поправка, учитывающая влияние массовых сил инер-

ции на длину пути перемешивания Л.Прандтля, на основании которой оценено влияние кориолисовых сил на коэффициент поверхностного трения и параметр отрыва турбулентного пограничного слоя.

5. С помощью введенного параметра отрыва на вращающейся поверхности показано, что отрыв потока на профилях, построенных по рациональному распределению нагрузки смещен к выходу из канала, в то время как при обычном профилировании он может иметь место в середине канала.

6. Эксперименты по замерам векторов скорости относительного потока в каналах рабочего колеса, профили которых были построены с обычным и рациональным распределением нагрузки, показали преимущества последних как по уменьшению ширины зоны отрыва, так и по уменьшению интенсивности вторичных потерь.

Основные положения диссертации опубликованы в работах:

1.Бекнев В.С.,Куфтов А.Ф. "Расчет и проектирование центробежных компрессоров газотурбинных двигателей". МВТУ, М.,1974.

2.Бекнев В.С.,Куфтов А.Ф. "Профилирование решеток рабочих колес центробежных компрессоров с использованием коэффициентов аэродинамической нагрузки". Изв. вузов. Машиностроение,№ II,1975.