М337952

НА ДОМ НЕ ВЫДАЕТСЯ

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ С С С Р

МОСКОВСКОЕ ОРДЕНА ЛЕНИНА И ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ УЧИЛИЩЕ ИМЕНИ Н.Э.БАУМАНА

На правах рукописи

МАРТЫНОВ Вячеслав Михайлович

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОЧИХ КОЛЕС ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА С РАЦИОНАЛЬНОЙ ФОРМОЙ ПРОФИЛЯ ЛОПАТКИ.

(специальность 05.04.01. - Парогенераторостроение, парогазотурбостроение и гидротурбостроение)

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва - 1979

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ С С С Р

МОСКОВСКОЕ ОРДЕНА ЛЕНИНА И ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ УЧИЛИЩЕ ИМЕНИ Н.Э.БАУМАНА

М337952 ф

На правах рукописи

МАРТЫНОВ Вячеслав Михайлович

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОЧИХ КОЛЕС ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА С РАЦИОНАЛЬНОЙ ФОРМОЙ ПРОФИЛЯ ЛОПАТКИ.

(специальность 05.04.01. - Парогенераторостроение, парогазотурбостроение и гидротурбостроение)

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва - 1979

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана
1337952
Мартынов В.М. Расчетно-экс

Работа выполнена в Московском высшем техническом училище имени Н.Э.Баумана.

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

Официальные оппоненты – Доктор технических наук МИТРОХИН В.Т.
Кандидат технических наук доцент ХМАРА В.Н.

Ведущее предприятие – ЦАГИ

Защита состоится "28" мая 1979 г.
в "14" часов на заседании Специализированного Совета К.053.I5.05 "Тепловые машины и теоретические основы теплотехники" Московского ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени высшего технического училища имени Н.Э.Баумана по адресу: Москва, I07005, Лефортовская набережная, д.I корпус "Энергомашиностроение".

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МВТУ имени Н.Э.Баумана.

Автореферат разослан "_____" _____ I97____ г.

Ваши отзывы в 2-х экз., заверенные печатью, просьба выслать по адресу: Москва, I07005, 2-я Бауманская улица, дом.5, МВТУ, ученому секретарю Совета К.053.I5.05.

Ученый секретарь
Специализированного Совета
К.053.I5.05
д.т.н., доцент Манушин Э.А.
9.04.1979г.

МВТУ
им. Н. Э. Баумана
ФУНДАМЕНТАЛЬНАЯ
БИБЛИОТЕКА

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. XXУ съезд КПСС поставил перед отечественным турбостроением задачу организовать выпуск газотурбинных установок с прогрессивными технико-экономическими показателями.

Одним из перспективных путей повышения экономичности газотурбинных установок (ГТУ) является совершенствование конструкций проточной части. Наиболее важным составным элементом ГТУ является компрессор, оказывающий существенное влияние на к.п.д. всей установки. В настоящее время все большее применение в ГТУ находит центробежный компрессор (особенно в установках малой мощности), причем наметилась явная тенденция к созданию высоконапорных компрессоров (со степенью повышения давления в одной ступени свыше 6). В связи с этим особое значение приобретает конструкция рабочего колеса и лопаточного диффузора. В настоящее время не существует надежного метода расчета течения в рабочем колесе центробежного компрессора с учетом его нагруженности, отсутствуют также исследования по влиянию характера распределения нагрузки на течение в межлопаточном канале. Расчетно-экспериментальные исследования течения в межлопаточных каналах позволят более рационально подходить к вопросу профилирования рабочих колес центробежных компрессоров.

Цель работы. Целью диссертационной работы было создание и экспериментальная проверка метода расчета пограничного слоя на поверхности лопаток рабочих колес с учетом их нагруженности, а также экспериментальные исследования параметров потока в межлопаточном канале с различным распределением нагрузки.

Методы исследования. Теоретическая часть работы основана на применении дифференциальных уравнений квазиодномерного течения газа на поверхности рабочей лопатки, решение которых выполняется на ЭЦВМ численным методом. В экспериментальных исследованиях применялись методы визуализации потока и методы исследования структуры потока в межлопаточном канале в относительном движении.

Научная новизна. Разработана методика, алгоритм и программа расчета пограничного слоя на поверхности рабочей лопатки с учетом ее нагруженности в окружном и радиальном направлениях, а также с учетом торможения относительной скорости на

средней линии канала. Проведены расчеты по распределению скоростей поперек пограничного слоя в начале зоны отрыва и получены численные значения параметра отрыва потока от поверхности лопатки с учетом вращения. Проведены экспериментальные исследования по изучению характера течения в межлопаточном канале рабочего колеса с различной формой лопатки и меридионального обвода и определению положения начала зоны отрыва на поверхности лопатки.

Практическая ценность. Разработанная методика расчета пограничного слоя на лопатках рабочего колеса дает возможность еще на стадии проектирования оценить гидродинамическую целесообразность распределения нагрузки по лопатке с целью получения безотрывного или предотрывного течения и создания высокоэффективного рабочего колеса, что в результате сокращает затраты средств и времени на экспериментальную доводку сложных установок.

Результаты проведенных расчетно-экспериментальных исследований позволяют наметить пути дальнейшего совершенствования конструктивных форм рабочих колес центробежных компрессоров.

Апробация работы. Диссертационная работа заслушана на заседании кафедры "Турбиностроение" МВТУ им.Н.Э.Баумана в июне 1978 г. Основные разделы диссертационной работы вошли в конкурсную работу, занявшую 3-е место на конкурсе работ молодых ученых и специалистов МВТУ им.Н.Э.Баумана 1978 года. Частично работа докладывалась на семинаре молодых ученых и специалистов кафедры "Турбиностроение" МВТУ им.Н.Э.Баумана в 1977 г. и на заседании кафедры "Турбиностроение" КФ МВТУ им.Н.Э.Баумана в 1978 г.

Публикации: Основные положения диссертации опубликованы в четырех печатных работах.

Объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, выводов и приложения. Она содержит 99 страниц основного текста, 78 рисунков, а также список использованной литературы, включающий 94 наименования.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе анализируется состояние современного компрессоростроения, направления его развития, а также существующие методы профилирования рабочих колес центробежных компрессоров и методы экспериментальных исследований, проводимых с целью изучения течений в межлопаточных каналах.

Анализ существующих методов профилирования рабочих колес показал, что расчет течений в элементах центробежного компрессора связан с поисками метода решения системы уравнений Рейнольдса. В связи с тем, что общее решение данной системы уравнений до сих пор не найдено ввиду незамкнутости системы, в работах отечественных и зарубежных исследований С.Н.Шкарбуля, К.П.Селезнева, А.Н.Шерстюка, В.С.Бекнева, А.Ф.Куфтова, P.S. Shindel, R. Dean и др. используются методы профилирования элементов центробежного компрессора, представляющие собой сочетание гидродинамических методов с введением различного рода эмпирических зависимостей.

Все существующие методы профилирования рабочих колес центробежных компрессоров можно разбить на 3 группы:

I. Методы, основанные на задании аналитической кривой средней линии профиля лопатки и задании меридионального обвода дугами окружностей.

2. Методы, основанные на задании закона изменения проходных сечений и задании либо профиля канала в меридиональной плоскости, либо профиля средней линии лопатки.

3. Методы, основанные на анализе распределения гидродинамических параметров по профилю рабочей лопатки.

В последнее время все большее распространение получают методы, основанные на анализе распределения гидродинамических параметров по профилю рабочей лопатки. Эти методы расчета не связаны с какой-либо аналитической кривой средней линии профиля, хорошо поддаются расчету на ЭЦВМ, но связаны с заданием распределения гидродинамических параметров по поверхности рабочей лопатки. Однако до настоящего времени в этих расчетах распределение гидродинамических параметров задается либо на основе экспериментальных данных, полученных в неподвижных криволинейных диффузорах, либо на основе обработки немногочисленных экспериментальных и расчетных данных. Этим объясняется тот факт, что практически все вновь создаваемые конструкции рабочих колес требуют экспериментальной доводки. Поэтому на настоящем этапе целесообразно применение методов расчетов пограничного слоя на вращающихся лопатках рабочего колеса с учетом их нагруженности.

С другой стороны современный математический аппарат не позволяет осуществить строго теоретическое исследование этого вопроса. Поэтому необходимо введение определенных упрощений и, кроме того, любые теоретические исследования в этом направлении

должны быть подкреплены экспериментальными. При экспериментальных исследованиях центробежных компрессоров чаще всего применяются методы, основанные на замерах осредненных параметров потока неподвижными насадками перед и за рабочим колесом. Эти методы не дают возможности понять физику явлений, происходящих внутри межлопаточных каналов. Таким образом, переход к профилированию рабочих колес на основе рационального распределения гидродинамических параметров требует проведения детальных исследований структуры потока в межлопаточных каналах, а это исследование можно провести только либо методами визуализации, либо методами замера параметров потока насадками, вращающимися вместе с рабочим колесом, т.е. в относительном движении.

В связи с вышеизложенным была поставлена цель диссертационной работы и сформулированы ее основные задачи:

1. Разработка методики расчета пограничного слоя на вращающейся лопатке рабочего колеса с учетом ее нагруженности.

2. Определение положения начала зоны отрыва на поверхности рабочей лопатки.

3. Разработка методики проведения экспериментальных исследований и обработки результатов эксперимента.

4. Проведение экспериментальных исследований с целью детального изучения структуры потока в межлопаточных каналах при различных формах распределения нагрузки, проверки правомочности предлагаемого метода расчета пограничного слоя и критерия отрыва потока с поверхности лопатки.

Вторая глава посвящена разработке методики расчетных исследований пограничного слоя на вращающихся лопатках рабочих колес и определению критерия отрыва потока с поверхности лопатки с учетом вращения.

При расчете турбулентного пространственного слоя предполагалось, что параметры внешнего потока не меняются по высоте межлопаточного канала. Это позволило свести исходную систему уравнений движения к уравнению импульсов, где неизвестные функции (толщина потери импульса – δ^{**}, толщина вытеснения – δ^{*}, коэффициент трения – C_f) есть функции одной независимой переменной. Полученное уравнение импульсов имеет вид:

$$\frac{d\delta^{**}}{dx} + \frac{1}{W_{0x}}\frac{dW_{0x}}{dx}(2\delta^{**} - \delta^{*}) - \frac{2\omega\delta}{W_{0x}}\left[\frac{1}{W_{0x}}\frac{dW_{0x}}{dx}(\delta - \delta^{*}) +\right.$$

$$+\frac{d}{dx}(\delta-\delta^*)] = \frac{C_f}{2} + \frac{1}{W_{ox}}\frac{d}{dx}\int_0^\delta (\bar{W}_x^2 - \bar{W}_y^2)\,dy$$

где: $$\delta^{**} = \int_0^\delta \left(1-\frac{W_x}{W_{ox}}\right)\frac{W_x}{W_{ox}}\,dy$$

$$\delta^* = \int_0^\delta \left(1-\frac{W_x}{W_{ox}}\right)dy$$

x – продольная координата по поверхности лопатки

y – координата, нормальная к поверхности лопатки

W_{ox} – значение продольной составляющей скорости невязкого потока на внешней границе пограничного слоя.

Величины C_f и H определялись по интерполяционным формулам.

Распределение безразмерной скорости по длине профиля лопатки (в рассматриваемом сечении) задавалось в следующем виде

$$\bar{W}_{ox}^{P} = \bar{W}_{cp} + \frac{\bar{W}_{cp}}{2}C_t \qquad \bar{W}_{ox}^{g} = \bar{W}_{cp} - \frac{\bar{W}_{cp}}{2}C_t$$

где $\bar{W}_{ox}^{P,g}$ – значение продольной составляющей безразмерной скорости на внешней границе пограничного слоя

W_{cp} – значение продольной составляющей безразмерной скорости на средней линии канала

C_t – коэффициент нагрузки по шагу, $\left(C_t = \frac{\Delta P_t}{\rho W_{cp}^2}\right)$.

Влияние поперечной нагрузки учитывалось следующим образом: в интерполяционные формулы вводилась поправка на скос линий тока в пограничном слое $M = (1+\varepsilon)^{-0,25}$

где ε – тангенс угла наклона предельной линии тока

Он рассчитывался по следующему уравнению:

*К.К.Федяевский, А.С.Гиневский, А.В.Колесников "Расчет турбулентного пограничного слоя несжимаемой жидкости". Судостроение Л. 1973. стр.99.

$$\frac{d\varepsilon}{dx} + \frac{C_2 Re\, W_{1cp}}{(R^{**})^{1,2}}\,\varepsilon = \frac{C_3}{\bar{W}_{ox}^{3,5}}\,\frac{C_h}{\Delta h}\,\bar{W}_{cp}\,\frac{1}{W_{1cp}^{2,5}}$$

C_2, C_3 – коэффициенты

Re – число Рейнольдса, определенное по длине профиля

W_{1cp} – скорость на средней линии канала в рассматриваемом сечении

C_h – поперечный коэффициент нагрузки, $\left(C_h = \frac{\Delta P_h}{\rho W_{cp}^2}\right)$.

Таким образом при расчете пограничного слоя на поверхности рабочих лопаток учитывалась нагруженность лопатки в окружном, радиальном направлениях и торможение относительной скорости на средней линии канала.

Наряду с разработкой методики расчета пограничного слоя определялся критерий отрыва пограничного слоя с поверхности лопатки с учетом вращения. Рассматривая различные законы изменения длины пути перемешивания по толщине пограничного слоя ($\ell = const$, $\ell = k y$, $\ell = k y\left[1 - \exp\left(-\frac{y}{A}\right)\right]$) и задавая профиль касательных напряжений в виде полинома было получено, что наилучшее совпадение расчетной и экспериментальных эпюр распределения скоростей в начале зоны отрыва получаем в последнем случае, причем величина A представляет собой выражение:

$$A = \frac{a\gamma}{\sqrt{\frac{\tau}{\rho} + \frac{1}{\rho}\frac{dP}{dx}y}}$$

a – эмпирическая константа

При анализе полученных результатов расчета, проведенных в диапазоне изменения чисел Рейнольдса Re_δ от 1000 до 50000, было установлено, что наиболее слабо изменяется значение толщины потери импульса. В связи с этим начало зоны отрыва с поверхности лопатки предложено определять по критерию, построенному по толщине потери импульса

$\varphi_0^{**} = \frac{\delta^{**}}{\rho W_{0x}^2}\frac{\partial P}{\partial x}$ (где $\frac{\partial P}{\partial x}$ – градиент давления на внешней границе пограничного слоя). Введя поправку от вращения на длину пути перемешивания были получены значения критерия отрыва φ_0^{**} на вращающейся лопатке в зависимости от числа Россби, построенного по толщине пограничного слоя $R_0 = \frac{w\delta}{W_{cp}}$

В третьей главе описывается экспериментальная установка, методика проведения экспериментов и дается оценка погрешности экспериментальных величин.

Наряду с расчетно-теоретическими исследованиями влияния характера распределения нагрузки на течение в пограничном слое были проведены экспериментальные исследования на специальной установке, позволяющей проводить исследования в относительном движении. Установка представляет собой модель ступени центробежного компрессора консольного типа, включающую входной участок, рабочее колесо, безлопаточный диффузор и выходной дроссель. Конструкцией предусмотрена возможность замены лопаточного аппарата, изменения формы наружного меридионального обвода путем эквидистантного сдвига наружного корпуса, проведения замеров как инерционной, так и малоинерционной аппаратурой. Кроме того имеется возможность установки лопаточного диффузора и исследования трехзвенной системы: рабочее колесо + безлопаточный диффузор + лопаточный диффузор.

Основные геометрические соотношения исследованных колес: наружный диаметр $Д_2 = 800$ мм, относительный диаметр входа $\frac{Д_1}{Д_2} = 0{,}5$, втулочное отношение $\frac{Д_в}{Д_1} = 0{,}5$, относительный зазор между лопатками и наружным корпусом на диаметре $Д_2$ $\frac{\delta_в}{б_2} = \bar{\delta}_2 = 0{,}02$. Замеры полных и статических давлений проводились насадком с протоком, имевшим степень нечувствительности по углу скоса потока в пределах $\pm 25^0$. Замеры распределения статических давлений на профиле проводились с помощью дренажных отверстий диаметром 0,5мм, равномерно расположенных по стороне давления и стороне разрежения. Замеры скоростей вторичных течений осуществлялись с помощью пятиточечного насадка, протарированного по обычной методике. Перемещение насадков внутри канала колеса по высоте и шагу осуществлялось с помощью ручного координатника. Давление от насадков на регистрирующую аппаратуру (U - образный манометр) передавалось с помощью одноточечного пятипозиционного передатчика давления. В процессе проведения экспериментальных исследований регулярно контролировалась герметичность передающей системы.

Кроме замеров в относительном движении проводились также замеры параметров потока на входе и выходе рабочего колеса в абсолютном движении и путем пересчета определялся к.п.д. рабочего колеса по заторможенным параметрам.

Проведенная оценка погрешности эксперимента показала, что предельная относительная погрешность в определении относительной скорости равна 5,7%, предельная относительная погрешность при определении к.п.д. рабочего колеса равна I,4%. При замерах такого рода полученную погрешность можно считать хорошей.

Кроме проверки теоретических исследований при проведении экспериментов решались следующие задачи:

I. Исследование эффективности применения рациональной формы профиля по сравнению с формой профиля, полученной обычным методом расчета.

2. Исследование влияния характера распределения нагрузки на течение в межлопаточном канале.

Эти исследования позволили оценить повышение эффективности рабочего колеса и неравномерность потока на выходе из колеса, а также выяснить характер перестройки потока в межлопаточном канале для лопаток с обычной и рациональной формой профиля.

Кроме замера параметров потока в экспериментальных исследованиях проводилась визуализация течения с целью определения положения начала зоны отрыва на поверхности лопатки с помощью пыли оргстекла. Начало зоны отрыва определялось по следам пыли на поверхности лопатки. Визуализация потока позволила с достаточной степенью точности оценить правомочность предлагаемой методики по расчету положения начала зоны отрыва потока с поверхности лопатки.

В процессе проведения экспериментов была также проведена динамическая тарировка системы, т.е. сравнивались статические давления на неподвижной стенке переднего корпуса и вращающейся лопатке практически в одном и том же месте (на расстоянии 5мм). Проведенный эксперимент подтвердил правомочность приближенной формулы, применявшейся для учета действия центробежных сил на столб газа в дренажном тракте.

$$P_w = P_м + \frac{\rho u^2}{2}$$

где $P_м$ – давление, регистрируемое манометром

u – окружная скорость в точке отбора

Погрешность в определении статических давлений на профиле не превышает по данным динамической тарировки 0,I%.

В четвертой главе приведены результаты экспериментальных исследований по замерам скорости основного потока и вторичных течений, статических и полных давлений по шагу и высоте межлопаточного канала для рабочих колес с различной формой средней линии профиля лопатки и наружного меридионального обвода. Кроме того приведены результаты по замеру скоростей поперек пограничного слоя в начале зоны отрыва и положение начала зоны отрыва при различных вариантах распределения нагрузки по профилю.

В работе исследовались два варианта профилирования лопаток с двумя различными формами наружного меридионального обвода. В первом случае лопатки были спрофилированы по общепринятым рекомендациям. Средняя линия лопатки в области входного участка изгибалась по дуге параболы, в остальной части колеса лопатки представляли собой радиальные пластины. Во втором случае средняя линия профиля лопатки была получена из решения обратной задачи с учетом рационального распределения нагрузки по среднему сечению. Форма профиля на периферийном и втулочном сечениях была получена из условия изготовления лопаток без навала.

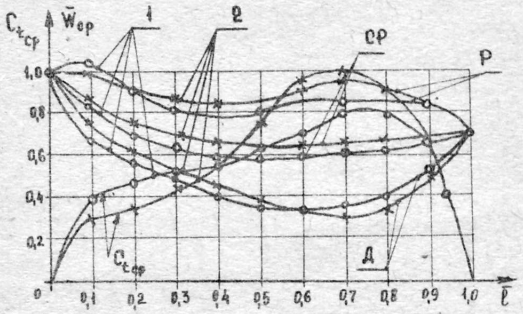


Рис.I. Распределение скоростей и коэффициентов нагрузки в среднем сечении исследованных колес (меридиональный контур П)

I – случай обычного профилирования
2 – случай рационального профилирования
Д – сторона давления
СР – средняя линия
Р – сторона разрежения

На рис.I приведено распределение скоростей и коэффициентов нагрузки в среднем сечении для двух случаев профилирования колеса с меридиональным контуром П. Меридиональный контур П был получен из меридионального контура I путем сдвига наружного корпуса. Вектор скорости и полные давления замерялись в 3-х цилиндрических сечениях при относительных радиусах $\bar{r}_i = r_i/r_2$ равных I,0 (сечение аIУ), 0,925 (сечение аШ), 0,75 (сечение аП), причем в каждом сечении - в 33 точках по шагу и высоте канала.

Результаты замеров скорости в сечениях аП и аIУ приведены на рис.2, где кривые I соответствуют случаю обычного профилирования, а кривые 2 - случаю рационального профилирования. В случае обычного профилирования отрыв на периферийном сечении имеем место уже при $\bar{r}_i = 0,75$, в то время как в случае рационального профилирования отрыва в данном сечении не наблюдается.

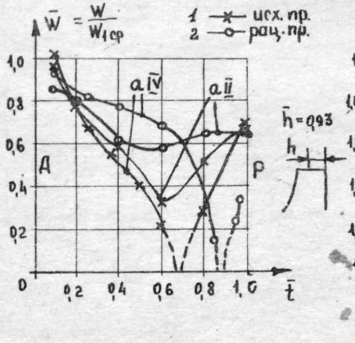


Рис.2. Результаты измерения скоростей.

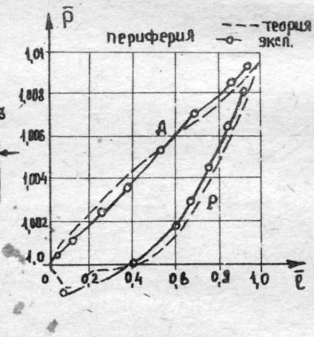


Рис.3. Результаты измерения давлений.

Ширина зоны отрыва на выходе из колеса при переходе к рациональному профилю уменьшилось $\approx$ в I,5 раза. Эпюры вторичных течений также показали преимущество рационального профиля. Интенсивность вторичных течений во всех исследованных сечениях уменьшилась $\approx$ в I,7 раза, причем вместо преимущественно одного вихря большой интенсивности, занимавшего почти все поперечное сечение, в случае рационального профиля наблюдаются мелкие вихри меньшей интенсивности. Результаты измерений статических давлений

(рис.3) показали, что расчетные статические давления хорошо совпадают с экспериментальными, причем нет скачкообразного изменения в зоне отрыва. Аналогичное явление наблюдалось в опытах С.Н.Шкарбуля. Это явление, повидимому, объясняется влиянием вторичных течений. Результаты измерений полных давлений в сечениях аШ и аIУ представлены на рис.4 в виде коэффициентов потерь полных давлений в относительном движении, причем коэффициент потерь $\bar{\zeta}^*$ рассчитывался по следующему выражению: $\bar{\zeta}^* = 1 - \frac{\Delta P_{эк}^*}{\Delta P_т^*}$

где: $\Delta P_{эк}^*$ – экспериментальное увеличение полного давления,

$\Delta P_т^*$ – теоретическое увеличение полного давления. Эксперимент показал, что в колесе с рациональным профилем потери полного давления уменьшаются от 0,35 до 0,20 на среднем сечении, и от 0,45 до 0,28 на периферийном сечении. Наибольшие потери полного давления наблюдаются на стороне разрежения на выходе из колеса.

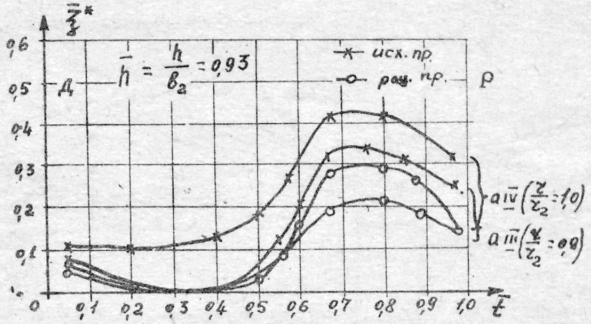


Рис.4. Распределение коэффициентов потерь в сечениях аШ и аIУ.

По результатам измерений были рассчитаны к.п.д. рабочего колеса с обычной и рациональной формой профиля для меридионального контура П. В первом случае к.п.д. рабочего колеса $\eta_{эк}^* \approx 0,865$, а во втором случае $\eta_{эк}^* \approx 0,895$, т.е. к.п.д. повысился на 3%, т.е. эксперимент показал значительное повышение эффективности рабочего колеса с рациональной формой профиля.

Для оценки точности предложенного значения критерия отрыва η_0^{**} и оценки точности предлагаемой методики расчета погра-

ничного слоя с учетом нагруженности лопатки были проведены экспериментальные исследования, включающие визуализацию течения на поверхности лопатки и замеры распределения скоростей поперек пограничного слоя в начале зоны отрыва. Визуализация течения проводилась с помощью пыли оргстекла и покрытия лопаток калькой, пропитанной маслом. Положение начала зоны отрыва определялось по следам пыли на поверхности лопаток. После определения положения начала зоны отрыва конструктивно оформлялось крепление насадка и проводились замеры распределения скоростей поперек пограничного слоя. Насадок был изготовлен из медицинских игл суммарной толщиной $\approx$ I,0 мм. со скошенными боковыми отверстиями. Эксперимент показал, что распределение скоростей поперек пограничного слоя в начале зоны отрыва в турбулентном подслое хорошо согласуется с расчетной эпюрой (ламинарный подслой не исследовался), а положение начала зоны отрыва, определенное теоретически, совпадает с экспериментальным с точностью $\approx$ I0%.

В Ы В О Д Ы

I. Проведен обзор существующих методов профилирования рабочих колес центробежных компрессоров. Показано, что в настоящее время отсутствует единый подход к профилированию рабочих колес, а из существующих методов наиболее рациональным является метод профилирования по нагрузке.

2. Разработана методика и алгоритм расчета пограничного слоя на поверхности рабочей лопатки. В разработанной методике учитываются нормальные турбулентные напряжения, нагруженность лопатки с помощью коэффициентов $C_t = \frac{\Delta P_t}{\rho W_{cp}^2}$; $C_h = \frac{\Delta P_h}{\rho W_{cp}^2}$ и степень торможения относительной скорости $\bar{W}_i = \frac{W_i}{W_{icp}}$ по средней линии тока.

3. Проведенный анализ методов профилирования показал, что в рабочих колесах, спрофилированных по нагрузке, поток находится в предотрывном состоянии, соответствующем высокоэффективному режиму работы колеса.

4. Приведены результаты расчетов эпюр скоростей над точкой отрыва при различных моделях турбулентности, положение начала зоны отрыва предложено определять по критерию $\varphi_0^{**} = \frac{\delta^{**}}{\rho W_0^2} \frac{dP}{dx}$, численное значение которого рассчитывается с учетом эффектов вращения.

5. Создана установка и отработана методика экспериментальных исследований рабочих колёс центробежных компрессоров в относительном движении с различной формой лопаток и с изменяемым меридиональным обводом.

6. Проведены экспериментальные исследования 4-х рабочих колёс осерадиального типа с различной формой лопаток и с различным наружным обводом. Экспериментальные исследования подтвердили результаты расчётов, показавших, что в межлопаточных каналах рабочих колёс с рациональным распределением нагрузки начало зоны отрыва смещается к выходу, ширина зоны отрыва на выходе из колеса значительно уменьшается, интенсивность вторичных течений в поперечных сечениях межлопаточного канала также значительно уменьшается.

7. Полученные результаты расчётно-экспериментальных исследований центробежных компрессоров с рациональной формой профиля используются в работах, проводимых кафедрой Э-3 факультета "Энергомашиностроение" МВТУ им. Н.Э. Баумана с различными организациями, а также в учебном процессе.

8. Работа внедрена в производство.

Вид внедрения: а) создание модели центробежной газодувки б) использование методики расчёта центробежной газодувки в) использование результатов испытания модели центробежной газодувки для создания опытно-промышленного образца.

Достигнутые технические результаты: а) расчётно-теоретическое обоснование выбора оптимальных параметров гелиевой центробежной газодувки, позволяющее повысить КПД газодувки на 2÷3%, б) расчётно-теоретическое обоснование метода профилирования рабочих колёс центробежной газодувки по коэффициентам нагрузки.

Фактический экономический эффект- девяносто (90) тыс. рублей.

Основные положения диссертации изложены в следующих работах:

1. "О распределении давления поперёк пограничного слоя на плоской вращающейся пластине". Известия ВУЗов. Машиностроение №11 1976. Соавторы: Зенкин В.С., Куфтов А.Ф.

2. "Влияние характера распределения нагрузки на течение в рабочем колесе центробежного компрессора". Известия ВУЗов

Машиностроение №4 1977. Соавторы: Бекнев В.С., Куфтов А.Ф.

3."Профилирование рабочего колеса центробежного компрессора" Госфонд алгоритмов и программ СССР рег. №П002355 (автокодовая программа). Соавторы: Куфтов А.Ф., Тумашев Р.З.

4."Расчёт ступени центробежного компрессора по средней линии тока". Госфонд алгоритмов и программ СССР рег. № П002796 (автокодовая программа). Соавторы: Бекнев В.С., Куфтов А.Ф., Тумашев Р.З.

Л-77018 от 17/IV-79г. Тираж 100 Ротапринт ГПИ-8