

72 451280

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ СССР ПО НАРОДНОМУ ОБРАЗОВАНИЮ
МОСКОВСКИЙ ОРДЕНА ЛЕНИНА, ОРДЕНА ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ
И ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ИМ. Н. Э. БАУМАНА

На правах рукописи

СТАРОВЕРОВ Константин Владимирович

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ
ВИХРЕВОЙ МАШИНЫ С ПЕРИФЕРИЙНЫМ КАНАЛОМ
В РЕЖИМЕ ПНЕВМОПРИВОДА

05.04.06 вакуумная и компрессорная техника

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

Москва 1990

Работа выполнена в Московском государственном техническом университете им. Н. Э. Баумана

Научный руководитель - кандидат технических наук,
доцент Хмара В. Н.

Официальные оппоненты : доктор технических наук
Нуждин А. С.

кандидат технических наук
Корнев А. М.

Ведущая организация - Специальное конструкторско-техно-
логическое бюро автоматизации
микропроцессорной и турбокомпрес-
сорной техники (СКТБА, Москва)

Защита

1990 г. в 14⁰⁰ час.
по Совету К. 053. 15. 07 в
университете им. Н. Э.
5-5, Лефортовская наб.,
эние".

ся в библиотеке МГТУ

сентябрь 1990 года.

нный печатью, просьба
Бауманская ул. д. 5,

М 491280

В. Н. КОЗЛОВ

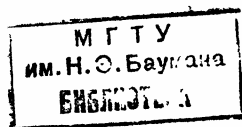
ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Широкое распространение пневмоприводов в различных отраслях народного хозяйства обусловило как совершенствование существующих типов, так и разработку принципиально новых машин. Сравнительно недавно разработан пневмопривод на базе вихревой ступени. В отличие от известных турбинных приводов, вихревой имеет номинальные окружные скорости, а, следовательно, и частот вращения на порядок меньшие. Это значительно упрощает конструкцию опор ротора - возможно использование подшипников качения. Кроме того, при подключении потребителя не требуется установка промежуточных понижающих редукторов. Из пневмоприводов объемного типа наиболее близким к вихревому по своим характеристикам является ротационно-пластинчатый. Преимущества вихревых в этом случае заключаются в том, что они проще в изготовлении, а также не имеют трущихся частей и, следовательно, не загрязняют поток рабочей среды, обладают значительно лучшими показателями ресурса и надежности. Тому, что вихревые приводы не получили до настоящего времени широкого распространения есть несколько причин. Этот тип привода достаточно "молод" - приемлемые значения к. п. д. были достигнуты лишь в последнее десятилетие. Именно поэтому ощущается нехватка сведений, необходимых для проектирования данного типа приводов. Одновременно с этим можно отметить отставание по сравнению с приводами некоторых других типов по энергетическим показателям. Поэтому задача создания низкооборотного надежного пневмопривода, обладающего высокими ресурсными и энергетическими характеристиками, является достаточно актуальной.

Цель работы. Повышение к. п. д. и улучшение пусковых характеристик вихревой машины с периферийным каналом и сопловым аппаратом, работающей в режиме пневмопривода.

Методы исследования. В работе применены методы теоретического анализа и экспериментального исследования.

Научная новизна. Доказана возможность повышения эффективности работы вихревой ступени в режиме пневмопривода за счет совершенствования геометрии соплового аппарата и рабочего канала. Разработана расчетная схема вихревого пневмопривода с сопловым аппаратом, основанная на теоретическом описании



рабочего процесса. Экспериментально подтверждена пригодность разработанной идеализированной расчетной схемы для качественно-го определения зависимости эффективности работы машины от геометрии ее проточной части. Разработаны алгоритм и программа расчета на ЭВМ, реализующие эту расчетную схему. Определены пути дальнейшего повышения эффективности вихревых приводов.

Практическая ценность результатов работы состоит в увеличении к.п.д. и пускового момента вихревого пневмопривода при сохранении таких его свойств как надежность, большой ресурс, низкоборотность, "сухая" проточная часть и др. Для широкого диапазона режимных параметров выработаны практические рекомендации по выбору геометрии проточной части, обеспечивающей работу в зоне высоких значений к.п.д. и пусковых параметров.

Апробация и реализация результатов работы. Содержание работы и ее результаты докладывались на технических семинарах и заседании кафедры "Компрессорные, вакуумные машины и пневмоагрегаты" МГТУ им. Н.Э.Баумана, на Всесоюзной научно-технической конференции "Создание компрессорных машин и установок, обеспечивающих интенсивное развитие отрасли топливно-энергетического комплекса" (Сумы, 1989). По материалам работы сделано 5 публикаций, из них 3 - авторские свидетельства на изобретения. Результаты работы реализованы при выполнении хозяйственной научно-исследовательской темы, в рамках которой разработан газовый привод системы самообдува промышленных теплообменников-испарителей типа ИА-185, ИА-345.

Объем и структура работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы и приложения: изложена на 100 страницах машинописного текста, содержит 2 таблицы, 50 рисунков.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность работы, в обобщенном виде приведены направление и результаты теоретического и экспериментального разделов работы, показана научная и практическая ценность работы.

В первой главе представлен обзор научно-технической литературы, посвященной исследованиям вихревых машин. Установлено, что наиболее точно рабочий процесс описывается на основе

положений регенеративной теории, подразумевающей наличие в проточной части сложного спиралеобразного течения с многократным взаимодействием потока и лопаток колеса. Существуют единичные работы, посвященные исследованию вихревых машин в режиме пневмопривода. Однако эти работы носят преимущественно экспериментальный характер и не содержат методик расчета, учитывающих специфику рабочего процесса в пневмоприводе. Максимальные значения к. п. д. достигнуты в ступени вихревого пневмопривода с внешним периферийным каналом и сопловым аппаратом. Этот тип проточной части выгодно отличается от остальных тем, что позволяет наиболее просто образовывать многоканальные схемы. Все методики расчета, основанные на учете особенностей структуры течения, посвящены режимам нагнетания и основаны на подходе, при котором пространственное течение условно сосредотачивается на торовой поверхности некоторого эффективного радиуса. Различия в подходах исследователей сводятся к способам определения этого эквивалентного радиуса. Очевидно, что такой двухмерный подход, давая хорошие результаты при описании режимов нагнетания, оказывается неприемлем при рассмотрении работы вихревых пневмоприводов с сопловым аппаратом; осреднение параметров потока по радиусу меридионального сечения противоречит экспериментально установленной зависимости характеристик от перемещения оси сопла по этому радиусу. Таким образом, установлено, что отсутствуют исследования рабочего процесса, позволяющие оценить зависимость характеристик от различных геометрических и режимных параметров для случая работы вихревой машины в режиме пневмопривода, а тем более — при наличии соплового аппарата на входе. Исходя из этого, для достижения поставленной цели было предусмотрено решение следующих задач:

1. Разработка расчетной схемы, учитывающей особенности рабочего процесса в вихревом пневмоприводе с сопловым аппаратом. Исследование качественного влияния геометрических параметров проточной части на характеристики машины.
2. Создание экспериментальных моделей и стенда для их испытаний. Проведение экспериментальных исследований и сравнение полученных результатов с выводами теоретического анализа.
3. Выработка рекомендаций по проектированию вихревых пневмоприводов.

4. Проведение работ по внедрению результатов исследования.

Во второй главе изложена методика расчета вихревого пневмопривода с сопловым аппаратом, построенная на анализе трехмерного течения в проточной части машины. Теоретически для широкого диапазона режимных параметров были определены зависимости эффективности работы ступени от геометрии сопла и рабочего канала. Исследование позволило выявить характерные для режима привода особенности рабочего процесса и определить пути совершенствования структуры течения рабочей среды.

На рис. 1 показана расчетная схема вихревого пневмопривода с сопловым аппаратом. Задача заключалась в том, чтобы при известности всех геометрических параметров машины и скорости вращения колеса и при заданных давлениях воздуха на входе (p_n) и выходе (p_k) из машины, определить величину крутящего момента на роторе ($M_{кр}$).

Для решения этой задачи были приняты допущения, общепринятые при рассмотрении идеализированных динамических машин:

- рассматривается стационарное адиабатное течение идеального газа;
- колесо содержит бесконечное количество бесконечно тонких плоских лопаток;
- отсутствуют все виды энергетических потерь: механические и гидравлические (ударные и профильные потери, потери при внезапном сжатии-расширении, потери на трение дисков, вихреобразование и т. д.).

Кроме того, принято еще одно допущение, специфичное для данной расчетной схемы - выход из сопла и выход из канала являются поверхностными, соответственно, источником и стоком с равномерным распределением параметров по поверхностям. Поскольку рабочий процесс - процесс обмена энергией между потоком рабочей среды и лопатками колеса - происходит в замкнутом объеме тора, то сочтено целесообразным использовать для его описания "тороидальные" координаты. В них положение произвольной точки задается угловой координатой φ , характеризующей окружное положение меридиональной плоскости, в которой расположена эта точка, угловой координатой ψ - направлением на эту точку в меридиональной плоскости и линейной координатой r - расстоянием от определяемой

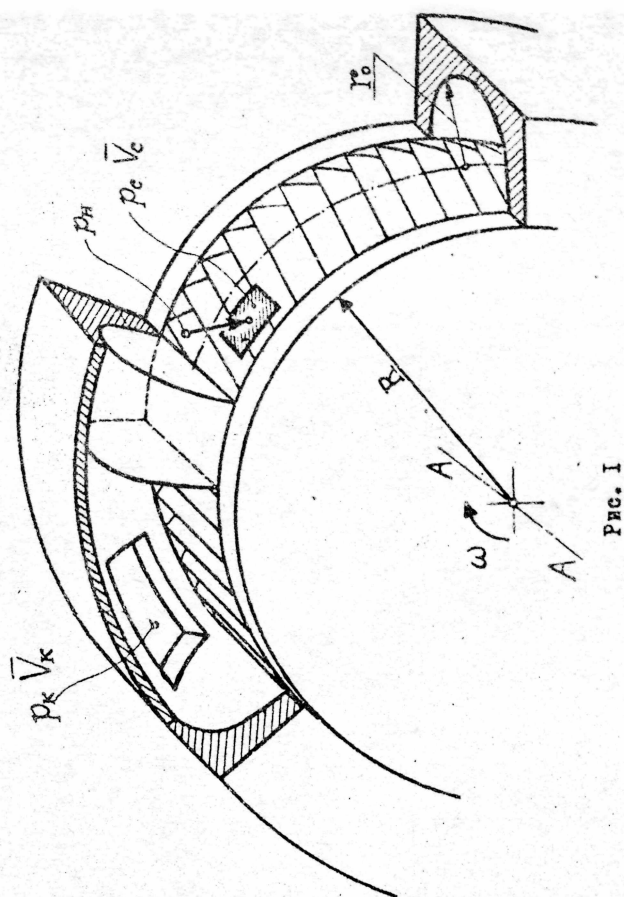


Рис. I

точки до оси тора радиусом R . Для этих координат были определены необходимые геометрические и кинематические зависимости и дифференциальные операторы. Основными уравнениями, используемыми для описания течения, являлись уравнения движения идеального газа (в векторной форме) и уравнения неразрывности:

$$\rho \frac{d\vec{V}}{dt} = \rho F - \text{grad } p$$

$$\text{div} (\rho \cdot \vec{V}) = 0$$

где $\vec{V}$ - абсолютная скорость газа;
 p - давление;
 ρ - плотность;
 F - результирующая объемных сил.

Кроме этого, при описании течения в колесе использовано уравнение непроницаемости лопаток:

$$(\vec{W} \cdot \vec{n}_n) = 0$$

где $\vec{W}$ - относительная скорость газа в колесе;

$\vec{n}_n$ - вектор нормали к плоскости лопатки в данной точке.

Система этих уравнений, преобразованных к приемлемому для решения виду (в частных производных) выглядит следующим образом:

$$\left(\frac{V_\varphi}{R_0} \frac{\partial V_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{V_\varphi}{r} \cdot \frac{\partial V_\varphi}{\partial \psi} + V_r \frac{\partial V_\varphi}{\partial r} \right) + A_1 = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{1}{R_0} \frac{\partial \rho}{\partial \varphi} + F \cdot n_{n\varphi}$$

$$\left(\frac{V_\psi}{R_0} \frac{\partial V_\psi}{\partial \varphi} + \frac{V_\psi}{r} \cdot \frac{\partial V_\psi}{\partial \psi} + V_r \frac{\partial V_\psi}{\partial r} \right) + A_2 = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{1}{r} \frac{\partial \rho}{\partial \psi} + F \cdot n_{n\psi}$$

$$\left(\frac{V_r}{R_0} \frac{\partial V_r}{\partial \varphi} + \frac{V_r}{r} \cdot \frac{\partial V_r}{\partial \psi} + V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} \right) + A_3 = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial r} + F \cdot n_{nr}$$

$$\frac{1}{R_0} \frac{\partial V_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial V_\varphi}{\partial \psi} + \frac{\partial V_r}{\partial r} + \frac{1}{np} \left(\frac{V_\varphi}{R_0} \frac{\partial \rho}{\partial \varphi} + \frac{V_\psi}{r} \frac{\partial \rho}{\partial \psi} + V_r \frac{\partial \rho}{\partial r} \right) = -A_4$$

$$\frac{1}{\rho} \left(\frac{n_{n\varphi}}{R_0} \frac{\partial \rho}{\partial \varphi} + \frac{n_{n\psi}}{r} \frac{\partial \rho}{\partial \psi} + n_{nr} \frac{\partial \rho}{\partial r} \right) - F + A_5 = 0$$

где

$$\begin{aligned} A_1 &= V_\psi (V_r \sin \psi + V_\psi \cos \psi) / r \\ A_2 &= V_\psi V_r / r - (V_\psi^2 \cos \psi) / R_0 \\ A_3 &= -[V_\psi^2 / r + (V_\psi^2 / R_0) \sin \psi] \\ A_4 &= (V_\psi \cos \psi) / R_0 + V_r (R_0 + r \sin \psi) / (R_0 r) \\ A_5 &= (1 + \omega R_0 / V_\psi) \cdot A_1 n_{n\psi} + A_2 n_{n\psi} + A_3 n_{n\psi} - \\ &\quad - [(V_\psi - \omega R_0) \cdot \dot{n}_{n\psi} + V_\psi \cdot \dot{n}_{n\psi} + V_r \dot{n}_{n\psi}] \end{aligned}$$

Эта система пяти уравнений описывает течение как в колесе, так и в канале: для течения в колесе реализуются все пять уравнений, а для перехода к течению в канале достаточно формально положить $n_{A\psi} = n_{A\psi} = n_{A\psi} = 0$ (отсутствие лопаток и объемных сил). При этом исключается одно неизвестное (F) и пятое уравнение превращается в тождество.

Принимается скачкообразное изменение параметров потока при входе из канала в колесо, описываемое уравнениями сохранения расхода и импульса.

Решение системы уравнений производилось методом конечных разностей. Для этого весь объем тора представляется в форме дискретного пространства с равномерным распределением узлов по каждой из координат.

Порядок решения заключается в следующем. Первоначально задаются приближенным значением давления p_c на выходе из сопла. Определяют по интегральным соотношениям крутящий момент M'_{kr} , действующий со стороны потока на корпус и, реализуя разностный метод, крутящий момент M''_{kr} , действующий на колесо:

$$\begin{aligned} M'_{kr} &= M_r + M_\psi \\ M''_{kr} &= R \cdot \sum_{i=1}^{k_{max}} \left(\sum_{k=1}^{k_{max}} l_k(\psi = \pi) - \sum_{k=1}^{k_{max}} l_k(\psi = 0) \right) \end{aligned}$$

где

M_p - крутящий момент от перепада давлений на отсекателе;

M_s - момент от силы, действующей на сопло;

I и K - порядковые номера узлов в направлении координат φ и r ;

$I_\varphi(\varphi=0)$ и $I_\varphi(\varphi=\pi)$ - элементарные импульсы потока входящего в колесо и выходящего из него.

В случае недопустимого расхождения между M'_{kr} и M''_{kr} корректируют p_c и цикл повторяют.

В свою очередь, для определения M''_{kr} задаются произвольным распределением параметров по слою $\varphi=\pi$ на входе в колесо. Определяют разности параметров, соответствующих частным производным $\partial/\partial\varphi$ и $\partial/\partial r$ и, решая систему уравнений, находят разности, соответствующие $\partial/\partial\varphi$. Таким образом осуществляется переход от слоя (φ) в слой ($\varphi+\Delta\varphi$). Циклическое повторение этой процедуры для φ от π до 0 и от 0 до π означает цикл "заматания" объема проточной части и соответствует продвижению одного витка опирали. Эта процедура повторяется 6...10 раз до стабилизации значения M''_{kr} , которое определяется каждый раз при выходе потока из колеса как разность моментов импульса входящего и выходящего потоков.

Для реализации этого расчета была разработана программа, структурная схема которой показана на рис. 2. С ее помощью были исследованы зависимости крутящего момента на роторе машины от геометрических параметров соплового аппарата (диаметр сопла, угол наклона его оси и величина смещения относительно оси канала, а также форма сопла) и канала (глубина канала и переменность его сечения в окружном направлении).

Программа написана на алгоритмическом языке MS-FORTRAN v. 4.1 и MS-C v. 5.0. Расчеты проводились на компьютере IBM PS/2 с выводом промежуточных результатов в табличной и графической форме на дисплей и цветную печать.

Расчеты показали (см. рис. 3), что при изменении диаметра сопла d_c , угла его наклона α_c имеются максимумы M_{kr} и определены положения этих максимумов: $d_c = (0, 35 \dots 0, 45)d_k$, $\alpha_c = (30 \dots 60)^\circ$.

Определено, что при увеличении смещения X оси сопла относительно оси канала происходит монотонное увеличение M_{kr} . Также показано, что смещение X и, соответственно, M_{kr} можно увеличить, перейдя к некруглым формам сопла - квадратной ($a=b$) или прямо-

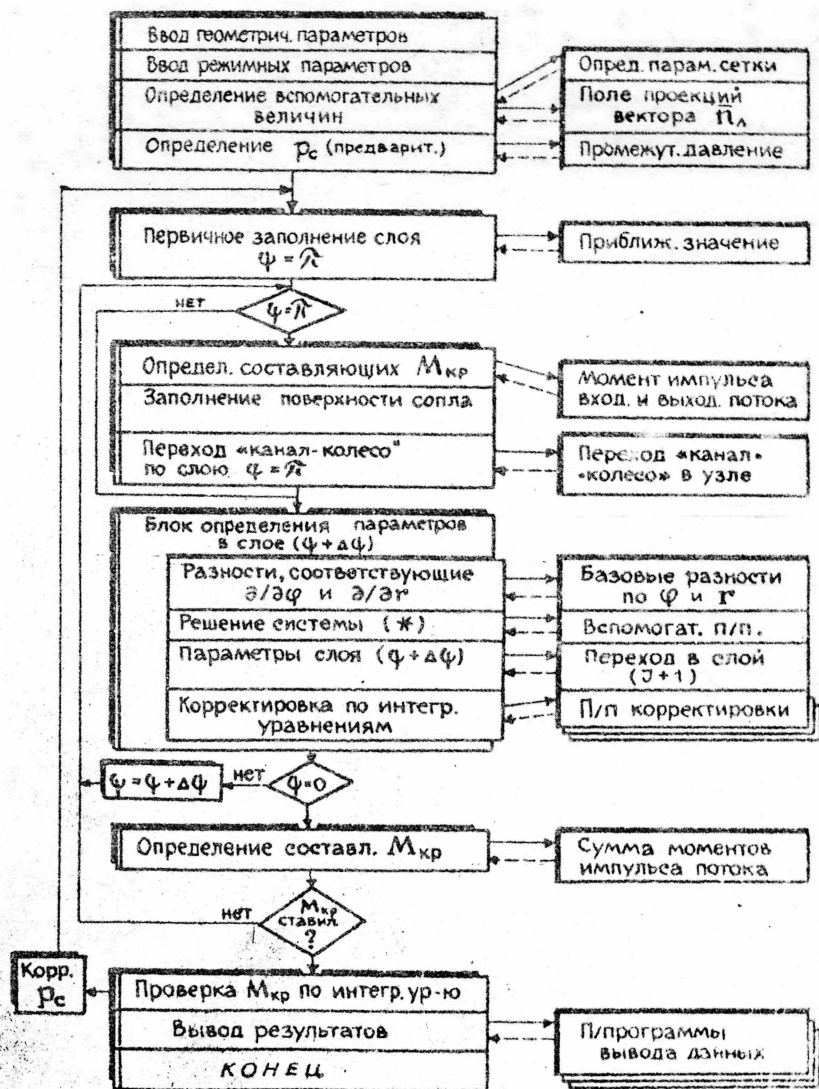


Рис. 2

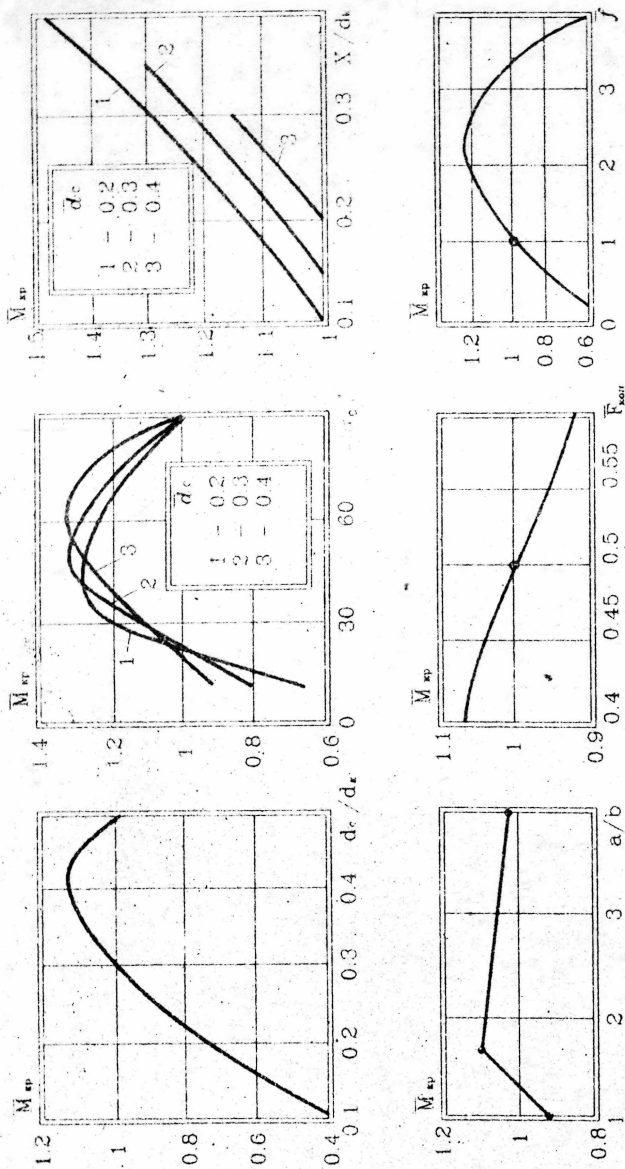


Рис.3

угольной ($a > b$), вытянутой в окружном направлении. Изучение влияния геометрии канала показало, что поджатие потока ($F_{кан} < F_{кол}$ или $F_{кан} > 0,5$) приводит к однозначному снижению $M_{кр}$, а расширение канала ($F_{кан} > F_{кол}$ или $F_{кан} < 0,5$) в определенных пределах позволяет повысить $M_{кр}$. Установлено, что использование сужающихся в окружном направлении каналов ухудшает характеристики, а расширение до значений $\tau = F_{кан}/F_{н} = 1,5 \dots 2,3$ — улучшает.

Анализ структуры течения позволил установить специфические особенности потока в канале вихревого пневмопривода и обосновать целесообразность корректировки потока с помощью неподвижных направляющих лопаток.

В третьей главе определены задачи экспериментального исследования, дано описание экспериментальных ступеней вихревого пневмопривода, программы и методики эксперимента, сделана оценка погрешности измерений и приведены результаты испытаний.

Перед экспериментальным исследованием ставились следующие задачи:

- а) исследование влияния геометрии соплового аппарата на характеристики машины;
- б) проверка возможности повышения эффективности работы машины за счет совершенствования формы рабочего канала;
- в) экспериментальная оценка правильности переноса рекомендаций по выбору геометрических параметров лопаток колеса, полученных для машин с иной проточной частью и при работе в режимах нагнетания.

Для решения поставленных задач были изготовлены модели ступеней вихревого привода с диаметром колес 60 и 180 мм и экспериментальный стенд. Модели позволяли изменять геометрию проточной части, при этом изменение угла наклона и смещение оси сопла — без разборки машины. Стенд представлял из себя собственно испытуемую модель, подключенную с тормозному устройству через устройство измерения крутящего момента и был оборудован необходимой аппаратурой для определения расхода воздуха (диафрагма и дифференциальный манометр ДТ-50), давлений и температуры в контрольных точках (манометры образцовые типа МО, класс точности 0.25 и 0.4, хромаль-копелевые термопары с записью на потенциометры КСП-4), скорости вращения ротора и интервала времени между

прохождениями меток на концах торсионного валика (частотомеры ЧЗ-33) устройства измерения крутящего момента. Тормозом являлся воздушный вихревой компрессор. Воздух подавался в испытуемую модель из сети с давлением до 0,55 МПа. Было исследовано более 60 типов проточных частей, отличающихся сочетанием геометрических параметров сопла и рабочего канала.

Результаты показали удовлетворительное качественное совпадение теоретических и экспериментальных исследований влияния геометрии проточной части на характеристики ступени. На основе этих результатов были сформулированы практические рекомендации, позволяющие обеспечить работу ступени в зоне максимальных значений к. п. д. и пусковых моментов (для режимов работы при степени расширения $\pi=(1,5 \dots 3,5)$:

- отношение площади сечения сопла к площади меридионального сечения канала $(F_c/F_{kan})=0,2 \dots 0,3$;
- угол наклона оси сопла к касательной к окружности колеса $\alpha_c=30 \dots 60$ (соответствует нулевым углам атаки входа потока из сопла в колесо);
- смещение оси сопла относительно оси канала должно быть максимально возможным в пределах канала;
- форма сечения сопла - прямоугольная вытянутая в окружном направлении с отношением сторон $1 \leq (a/b) < (2 \dots 4)$;
- отношение площадей меридионального сечения канала и колеса $(F_{kan}/F_{кол})=1,15 \dots 1,35$;
- расширение канала от входа к выходу в 1,8...2,1 раза;
- угол установки лопаток $\beta_y=10^\circ$;
- неподвижная пластина, перекрывающая все сечение канала и установленная непосредственно за соплом под углом $\alpha_{пл}=(1 \dots 1,2) \cdot \alpha_c$;
- решетка лопаток, установленных в канале со стороны входа в колесо.

В четвертой главе сообщается о практической реализации результатов исследования. В соответствии с предварительными исследованиями, проведенными в НПО "Криогениаш", было установлено, что можно повысить эффективность теплообменного аппарата (промышленных испарителей ИА-185, ИА-345) путем снабжения их системой самообдува. Требования автономности установки предопредели-

ли, что для вращения вентилятора должен применяться газовый привод, использующий поток газа, выходящего из испарителя.

Анализ возможных вариантов показал, что известные приводы объемного типа не удовлетворяют требованиям надежности, ресурса и отсутствия контакта рабочего тела с технологическими средами (смазка, продукты механического трения). Турбинные приводы при диаметральных размерах, ограниченных ступицей вентилятора, не могут обеспечить эффективную работу, поскольку их номинальные скорости вращения на порядок превышают требуемые заказчиком. Поэтому выбор был остановлен на газовом приводе вихревого типа.

В разработанной машине реализовано преимущество ступени с периферийным каналом, заключающееся в простоте образования многоканальных схем - привод содержит три параллельных ступени. Каждая ступень снабжена сопловым аппаратом, поперечное сечение которого имеет форму, вытянутую в окружном направлении.

Основные геометрические параметры определены в соответствии с результатами теоретических и экспериментальных исследований, проведенных в рамках данной работы.

<u>Техническая характеристика</u> газового привода системы				
самообдува	испарителей	типа	ИА-185,	ИА-345:
Мощность, кВт	.	.	.	0.6
Частота вращения, 1/с.	.	.	.	105
Давление газа на входе, МПа.	.	.	.	1.3
Давление газа на выходе, МПа	.	.	.	1.2
Расход газа, кг/с	.	.	.	0.25-0.35
Рабочий газ	.	.	.	азот
Габариты привода, мм	.	.	.	300x300x270
Масса, кг.	.	.	.	30

Использование привода позволяет без привлечения внешних источников энергии организовать принудительный обдув воздухом рабочих элементов теплообменника и, тем самым, повысить его эффективность.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Анализ литературных источников показал, что пневмопривод на базе вихревой ступени с периферийным каналом обладает сочетанием свойств, определяющих его перспективность в целом ряде областей использования. Установлено, что полностью отсутствуют теоретические разработки, позволяющие на качественном уровне оценить влияние геометрических и режимных параметров на эффективность работы вихревого пневмопривода с сопловым аппаратом.

2. Впервые создана расчетная схема вихревого пневмопривода, учитывающая трехмерность течения и потому пригодная для исследования вихревых машин с сопловым аппаратом. Разработаны алгоритмы и программа расчета на ЭВМ, реализующие данную расчетную схему.

3. На основе исследований расчетной схемы показана возможность существенного повышения эффективности вихревого пневмопривода за счет совершенствования его проточной части. Определены геометрические параметры машины, обеспечивающие ее эффективную работу.

4. Разработаны и изготовлены экспериментальные модели вихревых ступеней и стенд для их исследования. Проведены эксперименты, в результате которых подтверждена пригодность разработанной расчетной схемы для качественной оценки параметров рабочего процесса и уточнены диапазоны геометрических параметров проточной части, обеспечивающие работу в зоне максимальных значений к. п. д. и пусковых моментов. Выработаны практические рекомендации по проектированию вихревых пневмоприводов в широком диапазоне режимных параметров.

5. В результате усовершенствования проточной части к. п. д. ступени вихревого привода повышен с 30% до 42...46%, а пусковой момент увеличен в 1.5 раза.

6. Результаты работы использованы при создании вихревого привода, внедренного в систему самообдува теплообменных аппаратов (промышленных испарителей ИА-185, ИА-345).

7. По результатам работы опубликовано 5 печатных работ, из них 3 - авторские свидетельства на изобретения.

По теме диссертации имеются следующие работы:

1. А. с. 1413252 СССР, МКИ F01 D 1/08, F04 D 17/06. Вихревая машина / В. Н. Хмара, В. Н. Сергеев, К. В. Староверов и др.; МВТУ им. Н. Э. Баумана (СССР). - N 4196661/24-06: Заявл. 24. 12. 86: Оpubл. 30. 07. 88. Бюл. N 28 // Открытия. Изобретения. - 1988. - N 28. - С. 88.

2. А. с. 1453051 СССР, МКИ F01 D 1/08, F04 D 17/06. Вихревая машина / В. Н. Хмара, К. В. Староверов, В. Н. Сергеев; МВТУ им. Н. Э. Баумана (СССР). - N 4267915/24-06: Заявл. 24. 06. 87: Оpubл. 23. 01. 89. Бюл. N 3 // Открытия. Изобретения. - 1989. - N 3. - С. 124.

3. А. с. 1462002 СССР, МКИ F01 D 1/08, F04 D 17/06. Вихревая машина / В. Н. Хмара, В. Н. Сергеев, К. В. Староверов; МВТУ им. Н. Э. Баумана (СССР). - N 4267878/24-06: Заявл. 24. 06. 87: Оpubл. 28. 02. 89. Бюл. N 8 // Открытия. Изобретения. - 1989. - N 8. - С. 141.

4. Хмара В. Н.; Староверов К. В. Работа вихревой машины с периферийным каналом в режиме пневмопривода // Создание компрессорных машин и установок, обеспечивающих интенсивное развитие отрасли топливно-энергетического комплекса: Тезисы докладов VIII Всесоюз. науч.-техн. конф. - Сумы, 1989. - С. 13.

5. Хмара В. Н. Староверов К. В. Сергеев В. Н. Совершенствование вихревой машины с сопловым аппаратом на входе, работающей в режиме пневмопривода. - 1990, 8 с. - Рукопись представлена МГТУ им. Н. Э. Баумана. Деп. в ЦИНТИХимнефтемаш 15 апр. 1990, N 1422MX-90 деп.

Подписано к печати 17.08.90

Объем 1.0 печ. л.

Тираж 100 экз. Заказ N 886

Типография МГТУ им. Н. Э. Баумана