

М417511

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР

М о с к о в с к о е

ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового
Красного Знамени высшее техническое училище имени Н.Э.Баумана

На правах рукописи

СЕРГЕЕВ Владимир Николаевич

РАЗРАБОТКА ПНЕВМОПРИВОДА ВИХРЕВОГО ТИПА С ВНУТРЕННИМ
ПЕРИФЕРИЙНЫМ КАНАЛОМ И ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ
И ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ НА ЕГО ЭФФЕКТИВНОСТЬ

05.04.06 вакуумная и компрессорная техника

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

М о с к о в с к о е

ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового
Красного Знамени высшее техническое училище имени Н.Э.Баумана

На правах рукописи

СЕРГЕЕВ Владимир Николаевич

РАЗРАБОТКА ПНЕВМОПРИВОДА ВИХРЕВОГО ТИПА С ВНУТРЕННИМ
ПЕРИТЕРИЙНЫМ КАНАЛОМ И ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ
И ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ НА ЕГО ЭФФЕКТИВНОСТЬ

05.04.06 вакуумная и компрессорная техника

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

10417511

НТБ МГТУ им. Н.Э.Баумана



1417511

Сергеев В.Н. Разработка пневм

Москва - 1984



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

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

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Бекнев Виктор Сергеевич;
кандидат технических наук, доцент
Корнев Алексей Михайлович.

Ведущая организация - СКБ ТХМ, г. Москва

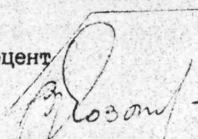
Защита состоится "28" мая 1984 г. в 16 час.
00 мин. на заседании специализированного Совета К.053.15.07
при МВТУ им. Н.Э.Баумана по адресу:
107005, Москва, Б-5, 2-я Бауманская, 5.

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

Автореферат разослан "26" апреля 1984 г.

Ученый секретарь
специализированного Совета
кандидат технических наук, доцент

КОЗЛОВ В.Н.



ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы. Пневматические приводы находят все более широкое применение в различных отраслях народного хозяйства. Такие их важные преимущества, как взрыво и пожаробезопасность, способность работать в тяжелых климатических условиях, надежность, длительный срок службы и другие, в отдельных случаях являются определяющими при выборе типа привода. Основной недостаток пневмопривода — сравнительно низкий КПД, составляющий обычно 20–30%, а с учетом энергии, подводимой к компрессорам, он снижается до 5–15%. Наряду со сравнительно низкой эффективностью известные типы пневмоприводов, применяемых и серийно выпускаемых в СССР, обладают рядом существенных недостатков, в конечном итоге определяющих область их применения. Так шестеренные пневмоприводы имеют большую массу и габариты, поршневые — сложны по конструкции и быстро изнашиваются. Из наиболее широко применяемых компактных пневмоприводов следует выделить ротационные и турбинные. Однако первые имеют низкую надежность, относительно сложны в изготовлении, работают, как правило, с маслом и загрязняют окружающую среду масляными аэрозолями. Вторые (турбинные) хотя и работают без масла, с "сухой" проточной частью и конструктивно проще, однако имеют большую частоту вращения, низкие номинальные моменты. Поэтому задача создания надежного, компактного и низкооборотного пневмопривода, обладающего улучшенными технико-экономическими характеристиками является в достаточной степени актуальной.

Цель работы. Разработка и исследование вихревого пневмопривода с проточной частью нового типа — с внутренним периферийным каналом, с получением основных расчетных зависимостей и выдачей конкретных рекомендаций по проектированию.

Задачи работы:

1. Обосновать эффективность новой проточной части вихревого пневмопривода — с внутренним периферийным каналом.
2. Провести анализ рабочего процесса вихревого пневмопривода с рассмотрением структуры потерь и КПД, с определением направлений его совершенствования.
3. Провести анализ рабочего процесса вихревого пневмопривода с новым типом проточной части (с внутренним периферийным каналом) с интегральной оценкой потерь в проточной части. Для режима максимальной эффективности рассмотреть основные зависимости,

определяющие работу привода.

4. Экспериментально исследовать эффективность новой проточной части с внутренним периферийным каналом и выявить влияние геометрических и газодинамических параметров; исследовать пусковые характеристики вихревого пневмопривода с внутренним периферийным каналом.

5. Определить место вихревого пневмопривода среди пневмоприводов известных типов, используемых в промышленности.

6. На основе проведенных исследований дать практические рекомендации по проектированию вихревого пневмопривода с внутренним периферийным каналом.

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

Научная новизна. Обоснована эффективность новой проточной части вихревого пневмопривода с внутренним периферийным каналом. Разработана структура потерь и КПД для вихревых машин, работающих в режиме привода. Выявлен характер влияния основных газодинамических и геометрических параметров на эффективность вихревого пневмопривода с новой проточной частью и получены их оптимальные значения в относительных величинах. Показана эффективность работы нового пневмопривода в пусковом режиме. Определены пути дальнейшего совершенствования пневмопривода вихревого типа.

Практическая ценность. На основе проведенных исследований вихревого пневмопривода с новым типом проточной части определена область его рационального применения в гамме пневмоприводов других типов, как пневмопривода, сочетающего в себе преимущества "сухой" проточной части, сравнительной низкооборотности при достаточно высоких пусковых и номинальных моментах. Разработана методика расчета пневмопривода вихревого типа с внутренним периферийным каналом, с использованием практических рекомендаций.

Апробация и реализация результатов работы. Материалы исследований доложены на технических семинарах кафедры "Компрессорные и вакуумные машины и пневмоагрегаты" МВТУ им. Н.Э.Баумана. По теме диссертации получено авторское свидетельство на изобретение и опубликовано две статьи. Результаты работы использованы при выполнении научно-исследовательской темы.

Объем и структура работы. Диссертация изложена на 100 страницах машинописного текста. Состоит из введения, четырех глав и основных выводов. Содержит 2 таблицы, 41 рисунок.

Библиография включает 58 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе сделан обзор теоретических и экспериментальных исследований вихревых машин в режиме привода, произведен анализ состояния вопросов и определены задачи исследования.

Установлено, что подавляющее большинство советских и зарубежных исследователей при качественном описании процесса, происходящего в вихревой машине, исходят из положений регенеративной гипотезы, которая подразумевает в проточной части машины сложное пространственное спиралевидное движение частиц рабочего тела, являющееся базовым при обмене энергией между рабочим телом и колесом, независимо от режима работы – привод или компрессор (насос). Причем чем интенсивнее организовано это движение (продольно-вихревое движение), тем эффективнее работа машины. В этом смысле значительную роль играет правильный выбор типа проточной части для заданного режима работы (привод или компрессор).

Исследованию вихревой машины, работающей в режиме привода, посвящено сравнительно мало работ, а в режиме пневматического привода – достаточно полные исследования практически отсутствуют. В режиме привода испытывались, как правило, насосные (компрессорные) типы проточных частей. Эти исследования были направлены в основном на поиск оптимальных геометрических соотношений элементов ступеней вихревых приводов с конкретной проточной частью. Полностью отсутствует исследование возможности повышения эффективности вихревого привода за счет поиска рационального типа проточной части. Отсутствует теоретический анализ рабочего процесса вихревого пневмопривода, как машины, работающей на сжимаемой среде. Нет достаточно полных экспериментальных исследований вихревой машины в режиме пневмопривода, определяющих ее место среди пневмоприводов других типов и дающих практические рекомендации по расчету и проектированию таких машин.

В соответствии с данными проведенного анализа была предложена принципиально новая схема проточной части вихревого пневмопривода (с внутренним периферийным каналом), по которой получено авторское свидетельство СССР № 979716 класс *F 04 D 17/06*, и определены основные цель и задачи работы.

Во второй главе проведен анализ преимуществ новой схемы проточной части вихревого пневмопривода; рассмотрены особенности рабочего процесса пневмопривода, разработана структура потерь и КПД; получены основные расчетные зависимости вихревого пневмо-

привода с интегральной оценкой потерь в проточной части; предложена методика расчета вихревого пневмопривода с внутренним периферийным каналом.

На рис. 1 представлена схема ступени вихревого пневмопривода с внутренним периферийным каналом.

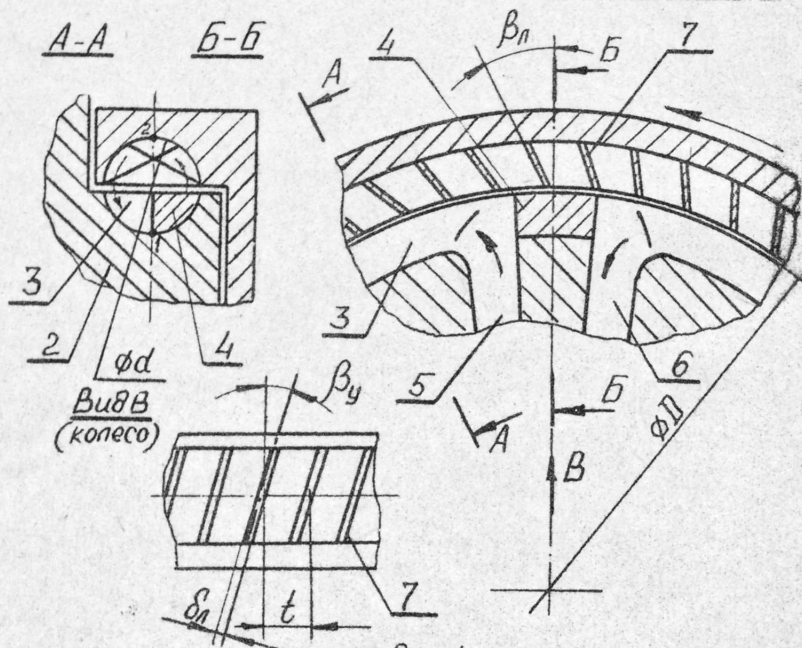


Рис. 1

Рабочее колесо 1 вращается в корпусе 2 с малыми радиальными и торцевыми зазорами. Рабочий канал 3 корпуса разделен отсекателем 4, отделяющим области высокого и низкого давлений. Воздух подводится и отводится через окна в канале и подсоединенные к ним входной 5 и выходной 6 патрубки. На колесе имеются лопатки 7, закрепленные под углами (β_y - угол установки и β_n - угол наклона) к оси вращения и радиусу колеса.

Вектор абсолютной скорости частицы газа в процессе продольно-вихревого движения в проточной части является векторной суммой трех составляющих: C_u - окружной, C_g - мери-

дианальной и C_z - радиальной скорости. При этом элементарные частицы газа попеременно двигаются то в канале, то в межлопаточном пространстве колеса. В общем случае, в зависимости от принятого типа проточной части, действие поля центробежных сил сказывается либо в интенсификации меридианального вихря, либо в его ослаблении или полном "гашении". В настоящее время имеются экспериментальные данные по исследованию вихревого привода на жидкости. Проточная часть с внешним периферийным каналом, являющаяся одной из наиболее эффективных в насосном (компрессорном) режиме, оказалась малоэффективной в режиме гидротурбопривода. При работе на сжимаемой среде в режиме пневмопривода необходимо принимать во внимание также влияние поля центробежных сил на деформацию линий тока газа в рабочем канале ступени. Суммарное влияние центробежных сил от окружной C_u и меридианальной C_θ составляющих скорости сказывается в уплотнении линий тока на периферии проточной части. Во вновь предложенной проточной части с внутренним периферийным каналом, кроме положительного влияния поля центробежных сил на вихреобразование, происходит уплотнение линий тока в рабочем колесе. В этой схеме большая часть массы газа взаимодействует с лопатками колеса, по сравнению со схемой проточной части с внешним периферийным каналом. В работе показано влияние поля центробежных сил на течение в рабочем канале. Принимая, что линии тока лежат на тороидальных поверхностях, с учетом осредненных значений окружной и меридианальной (ω_u и ω_θ) угловых скоростей частиц газа получено:

$$\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} = \sum j_z = \omega_u^2 R [\sin L + \left(\frac{z}{R}\right) \sin^2 L + \frac{\omega_\theta}{\omega_u} \cdot \frac{z}{R}]$$

где: $\sum j_z$ - сумма центростремительных ускорений, действующих в радиальном направлении меридианального сечения;

$\frac{\partial p}{\partial z}$ - градиент давления в этом направлении;

z и R - радиусы окружностей диаметром d и D (рис. I);

L - центральный угол в плоскости меридианального сечения, отсчитываемый от горизонтали;

ρ - плотность газа.

Для двух диаметрально противоположных точек меридианального сечения проточной части (на рис. I - точки 1 и 2) величина

$$\bar{j}_z = \frac{\sum j_z}{\omega_u^2 R}$$

различна. Разница может быть значительной, что приводит к уплот-

нению линий тока на периферии проточной части, т.е. в колесе.

Повышение эффективности вихревого пневмопривода за счет нового типа проточной части оказывается существенным.

Чисто теоретическое описание процесса, происходящего в ступени вихревого пневмопривода достаточно сложно из-за неравномерности потока, наличия окружного градиента давления, возможности передачи энергии за счет турбулентного обмена и пр. В работе, для расчета ступени вихревого пневмопривода использованы интегральные коэффициенты и КПД, отражающие потери в ступени и на основном участке рабочего канала, где происходит расширение газа.

Рабочий процесс ступени вихревого пневмопривода в отношении срабатываемого перепада давлений характеризуется следующими этапами:

- снижение давления из-за сопротивления входного патрубка;
- снижение давления при наполнении ячеек межлопаточного пространства колеса, т.е. смешении массы газа, поступающего в рабочий канал и массы, переносимой в межлопаточном пространстве колеса с выхода на вход. В этом процессе снижение давления происходит из-за различных начальных параметров смешивающихся газов - с выхода на вход поступает газ меньшего давления и температуры, т.е. уже "отработавший" в проточной части;
- снижение давления в процессе расширения газа в проточной части ступени;
- снижение давления вследствие наличия в проточной части перетечек через зазоры, утечек во внешнюю среду, наличия трения диска колеса о газ;
- снижение давления из-за сопротивления выходного патрубка.

В общем случае КПД вихревого пневмопривода предлагается в виде:

$$\zeta_{ад} = \zeta_h \cdot \zeta_{пат} \cdot \zeta_{нап} \cdot \zeta_t \cdot \zeta_{т.п.} \cdot \zeta_{ут}$$

- где ζ_h - гидравлический КПД процесса расширения в проточной части, учитывающий потери на срывы, вихреобразования, удар из-за нерасчетного входа газа на лопатки, трение;
- $\zeta_{пат}$ - КПД патрубков, учитывающий потери давления во входном и выходном патрубках;
- $\zeta_{нап}$ - КПД наполнения, учитывающий потери давления при смешении массы газа, поступающего в рабочий канал и массы, переносимой в межлопаточном пространстве колеса с выхода на вход;

- ζ_t - КПД охлаждения, учитывающий влияние охлаждения газа от смешения с холодным газом, переносимым в межлопаточном пространстве колеса с выхода на вход;
- $\zeta_{т.п.}$ - КПД трения и перетечек, учитывающий влияние внутриступенчатых перетечек через зазоры между колесом и корпусом и потери от трения диска колеса о газ;
- $\zeta_{ут}$ - КПД утечек, учитывающий утечки газа во внешнюю среду.

Эффективность вихревой машины, работающей в режиме привода, по сравнению с режимом компрессора, в большей степени определяется гидравлическими потерями, потерями в патрубках и потерями из-за утечек, т.е. величинами ζ_h , $\zeta_{пат}$, $\zeta_{ут}$. Объясняется это особенностью рабочего процесса, при котором с выхода на вход поступает газ меньшего давления, а все основные перетечки через зазоры идут против вращения колеса.

На оптимальном режиме в проточной части вихревого пневмопривода устанавливается относительно организованное течение газа по спиральным линиям тока. Для ступени вихревого пневмопривода с внутренним периферийным каналом в работе получены основные зависимости для расчета составляющих структуры КПД, включающие интегральные коэффициенты, газодинамические и геометрические параметры ступени:

$$\zeta_h = \frac{16 \cdot A_L \cdot \bar{U}^2 \cdot K_\theta \cdot \varphi_\theta \cdot \left(\frac{D}{d} - 1\right) \cdot [\varphi_\theta \cdot \operatorname{ctg} \beta_{2i}(1 + \mu) + (1 - \mu)]}{3 \cdot (K_u \cdot \varphi_u + 1)} ;$$

$$\zeta_t = 1 - \frac{V_{мп} \cdot Z}{\pi \cdot D \cdot \bar{\pi}_{р.к.} \cdot \bar{p}_{нап} \cdot \bar{p}_{вх} \cdot \varphi_{\theta x} \cdot F_{р.к.}} \left[\frac{1}{1 - 2\alpha \cdot \left(1 - \bar{\pi}_{р.к.}^{\frac{1-K}{K}}\right)} - 1 \right] ;$$

$$\zeta_{нап} = \frac{1 - \bar{\pi}_{р.к.}^{\frac{1-K}{K}}}{1 - \left(\bar{\pi}_{р.к.} \cdot \bar{p}_{нап}\right)^{\frac{1-K}{K}}} ;$$

$$\bar{p}_{нап} = \frac{1}{1 - \frac{Z \cdot V_{мп}}{\pi \cdot D \cdot \varphi_{\theta x} \cdot \bar{p}_{вх}} \left[1 - \frac{1}{\bar{\pi}_{р.к.}} \right]} ;$$

$$\zeta_{нат} = \frac{1 - (\pi_{р.к.} \cdot \bar{p}_{нат})^{\frac{1-k}{k}}}{1 - (\pi_{р.к.} \cdot \bar{p}_{нат} \cdot \bar{p}_{вх} \cdot \bar{p}_{вых})^{\frac{1-k}{k}}};$$

$$\zeta_{u(р)} = \frac{(1 + A_{\varphi} \cdot \pi_{р.к.}^{\frac{1}{k}})}{2} \left\{ \varphi_{вх} \cdot \bar{p}_{вх} \cdot \bar{p}_{нат} \cdot \zeta_t + \frac{V_{мг} \cdot Z}{\pi \cdot D \cdot F_{р.к.}} \left[\frac{1}{\pi_{р.к.} [1 - \zeta_{ад} (1 - \pi_{р.к.}^{\frac{1-k}{k}})]} - 1 \right] \right\}$$

На основе полученных зависимостей для $\zeta_h, \zeta_{нат}, \zeta_{нат}, \zeta_t, \varphi$ и других, а также с использованием экспериментальных данных, разработана методика расчета пневмопривода вихревого типа с внутренним периферийным каналом. Из анализа расчетных зависимостей применимость предложенной методики расчета определяется рядом критериев, обеспечивающих кинематическое и геометрическое подобию. К ним относятся:

$\bar{U} = idem$ - приведенная окружная скорость колеса;

$\varphi = idem$ - коэффициент расхода;

$\pi_{р.к.} = idem$ - степень расширения в рабочем канале ступени;

$\beta_u = idem$ - угол установки лопаток;

$\beta_l = idem$ - угол наклона лопаток;

$\bar{d} = \frac{d}{D} = idem$ - относительная длина проточной части;

$\bar{t} = \frac{t}{D} = idem$ - относительный шаг лопаток.

Нахождение оптимальных значений этих критериев (параметров) являлось одной из задач экспериментального исследования.

Экспериментальные данные позволили при помощи расчетных зависимостей оценить значения составляющих структуры потерь:

$$\zeta_h = 0,6$$

$$\zeta_t = 0,95$$

$$\zeta_{нат} = 0,95$$

$$\zeta_{нат} = 0,8$$

$$\zeta_{т.г.} \cdot \zeta_{ум} = 0,75-0,8$$

Адиабатический КПД ступени: $\zeta_{ад} = 0,35-0,38$

В третьей главе определены цели и задачи экспериментального исследования; описан экспериментальный стенд и экспериментальная модель ступени вихревого пневмопривода с внутренним периферийным каналом; приведена методика исследования и оценена погрешность измерений.

В задачи экспериментального исследования входило:

а) сравнение эффективности нового типа проточной части вихревого пневмопривода;

- б) выявление влияния основных геометрических и газодинамических параметров ступени на ее эффективность: $\beta_y, \beta_n, \alpha, \epsilon$;
 $\pi, \varphi, \tau_{p.k.}$;
- в) получение механических характеристик пневмопривода;
- г) исследование пускового режима (режима раскрутки инерционной массы).

Для выполнения поставленных задач были разработаны и созданы экспериментальная модель ступени вихревого пневмопривода с внутренним периферийным каналом и экспериментальный стенд для ее испытания. Конструкция экспериментальной модели позволяет исследовать влияние основных геометрических параметров ступени на ее эффективность в достаточно широком диапазоне изменения геометрии. Для этого в модели предусмотрены сменные роторные и статорные вставки. Всего было исследовано 18 проточных частей с внутренним периферийным каналом, различной геометрии.

Экспериментальный стенд включает в себя испытываемую модель, воздушный тормоз, устройство для измерения момента на валу привода во время его работы, систему замеров. Воздух подавался из сети с давлением до 0,5 МПа. На стенде осуществлялся замер статических давлений на входе, выходе и по длине проточной части ступени при помощи образцовых манометров типа МО. Расход воздуха измерялся при помощи стандартной камерной диафрагмы и дифференциального манометра ДТ-50, установленных на подводящем трубопроводе. Замер температур производился на входе и выходе ступени и перед диафрагмой с помощью хромель-копелевых термопар с записью на прибор КСП-4. Устройство измерения момента представляет собой торсиометр, угол скручивания которого, являющийся функцией приложенного момента, фиксировался частотомером ЧЗ-33, по сигналам с индукционных датчиков и магнитных меток, установленных на концах торсионного валика. Частота вращения измерялась также частотомером ЧЗ-33 и контролировалась строботаксиметром. В качестве воздушного тормоза использован серийно выпускаемый вихревой компрессор. Изменение нагрузки на валу привода производилось перекрытием вентиля на его нагнетании. Этот же компрессор, имеющий проточную часть с внешним периферийным каналом, был использован для сравнения эффективности нового типа проточной части (конструкция стенда позволяет менять ролями тормоз и модель). При исследовании пускового режима пневмопривода, рабочее колесо компрессора замещалось инерционной массой (маховиком), а изменения

частоты вращения во времени фиксировалось шлейфовым осциллографом Н-II7 по сигналам одного из индукционных датчиков.

Для оценки эффективности работы вихревой ступени в режиме пневмопривода использованы следующие параметры: потребляемый расход воздуха m_e , развиваемый крутящий момент M , частота вращения n , мощность N , газодинамические параметры φ , $\bar{U}$, $\Pi_{p.k.}$ и адиабатический КПД ступени - $\zeta_{ад}$. Предельная относительная погрешность при определении всех перечисленных величин лежит в пределах $2 + 5\%$.

В четвертой главе приведены результаты экспериментальных исследований и их анализ, на основании чего даны конкретные рекомендации по проектированию вихревого пневмопривода с внутренним периферийным каналом.

Экспериментально установлено, что эффективность вихревого пневмопривода с внутренним периферийным каналом практически на порядок выше эффективности такого же привода, только с внешним периферийным каналом. Характерно, что для проточной части с внешним периферийным каналом зона изменения КПД по расходу достаточно широка. Поскольку действие центробежных сил в схеме с внешним периферийным каналом выражается в снижении интенсивности продольно-вихревого движения и сосредоточении массы газа на периферии проточной части (т.е. в канале), то передача энергии от газа к колесу происходит в основном только за счет турбулентного обмена и касательных напряжений. Эффективность такой передачи сравнительно мало изменяется в широком диапазоне по φ . В схеме с внутренним периферийным каналом зона максимальных значений КПД имеет явно выраженные границы. Это говорит о существовании оптимального режима работы, определяемого условиями минимума потерь при входе газа на лопатки колеса в процесс продольно-вихревого движения.

Исследование влияния основных геометрических параметров на эффективность ступени показало, что оптимальной, с точки зрения КПД является проточная часть с

$$\beta_y = 90^\circ \div 110^\circ$$

$$\beta_n = 33^\circ \div 37^\circ$$

$$\bar{E} = 0,9 \div 1,1$$

$$\bar{a} = 0,1 \div 0,13$$

Оптимальные значения газодинамических параметров:

$$\bar{U} = 0,15, \text{ что соответствует окружной скорости коле-}$$

са $U = 50-60$ м/сек;

$\overline{\tau}_{p.k.} = 2,5-2,8$;

$\varphi_{ex} = 1,15-1,2$ (коэффициент расхода, подсчитанный по условиям входа).

Нужно отметить, что соответствующий параметр относительной окружной скорости для микротурбоприводов известных типов лежит в зоне $\overline{U} = 0,5$, что соответствует окружной скорости $U = 200$ м/с. Это иллюстрирует преимущество вихревого турбопривода, как сравнительно низкооборотного.

В ступени с оптимальными геометрическими и газодинамическими параметрами в проточной части существует относительно устойчивое продольно-вихревое движение газа – базовое движение при передаче энергии от газа к колесу. Все газодинамические параметры взаимосвязаны. Увеличение $\overline{\tau}_{p.k.}$ одновременно приводит к увеличению φ_{ex} , $\overline{U}$. При этом большим значениям газодинамических параметров соответствуют большие значения углов β_u и β_n , определяемые из условия максимума эффективности. Физически, это объясняется увеличением шага пространственной спирали, которую образует поток газа в проточной части ступени, вследствие роста расходной составляющей скорости. Поэтому с ростом $\overline{\tau}_{p.k.}$, φ_{ex} , $\overline{U}$, уменьшается число заходов частиц газа на лопатки рабочего колеса, уменьшается эффективность передачи энергии. Кроме того, на выходе из рабочего канала местные скорости газа могут приближаться к звуковым, что резко увеличивает потери.

Анализ распределения давления по длине проточной части ступени показал, что давление падает практически равномерно. В зоне входа и выхода имеет место более резкое падение давления. Здесь происходит формирование и срыв вихревого движения (срыв вихря в конце проточной части наблюдается вследствие роста расходной составляющей скорости). Для дальнейшего повышения эффективности привода необходимо расширить область активного взаимодействия частиц газа с рабочим колесом. Этого можно добиться дополнительными конструктивными мероприятиями (установкой вихреобразователя на входе, выполнением рабочего канала расширяющимся от входа к выходу).

Исследования показали, что ступень чувствительна к торцевым зазорам. В работе дана количественная оценка их влияния. Предложено использовать комплекс вида:

$$\delta = \frac{\overline{S}_r}{\overline{a}^2} \cdot \sqrt{1 - \frac{1}{\overline{\tau}_{p.k.}}}$$

где $\bar{S}_T = \frac{S_T}{D}$ - величина относительного торцевого зазора.

Выражение $(1 - \frac{1}{\pi p.k.})$ характеризует уровень срабатываемого перепада давлений в щели, образованной зазором S_T .

Анализ механических характеристик вихревого пневмопривода с внутренним периферийным каналом показал, что основной его особенностью является сравнительно высокое отношение пускового момента к номинальному. В этом смысле он приближается к пневмоприводу поршневого типа, обладающему как известно, наибольшим вышеуказанным отношением. Для пневмопривода вихревого типа с внутренним периферийным каналом отношение моментов:

$$\frac{M_n}{M_H} = 1,6$$

Сравнительно высокое отношение пускового момента к номинальному позволяет успешно использовать вихревой пневмопривод с внутренним периферийным каналом например для раскрутки инерционных масс. Ступень с оптимальными геометрическими параметрами номинального режима была испытана на нерасчетном режиме (режиме запуска). В результате предложен безразмерный комплекс, представляющий собой отношение момента количества движения (кинетического момента) вращающейся массы к условному моменту импульса, определяемому геометрией ступени и параметрами газа на входе и выходе:

$$\mathcal{K} = \frac{2 \cdot J \cdot \omega}{F_{пр.ч.} \cdot \Delta P \cdot D \cdot T_p}$$

где J - момент инерции раскручиваемой массы;
 ω - угловая скорость вращения раскручиваемой массы;
 $F_{пр.ч.}$ - площадь меридианального сечения проточной части ступени;
 ΔP - перепад давлений на ступени;
 D - средний диаметр колеса;
 T_p - время раскрутки.

Результаты исследования представлены в зависимости от комплекса $\mathcal{K}$, что может быть использовано при расчете.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Проведен обзор используемых в промышленности типов пневматических приводов и среди них определено место пневмопривода вихревого типа как сравнительно низкооборотного, со срав-

нительно высоким отношением пускового момента к номинальному пневмопривода, в настоящее время практически не исследованного.

2. Предложен новый тип проточной части вихревого пневмопривода, позволяющий существенно повысить КПД машины (на 25-30%) по сравнению с известными типами проточных частей вихревых машин и защищенный авторским свидетельством СССР № 979716 класс *F 04 D* 17/06.

3. Дан теоретический анализ работы вихревой машины в режиме пневмопривода с рассмотрением структуры потерь и КПД и получены основные расчетные зависимости.

4. Разработаны и созданы экспериментальная модель вихревого пневмопривода с новым типом проточной части (с внутренним периферийным каналом) и экспериментальный стенд для ее испытания.

5. На основании экспериментального исследования выявлены оптимальные газодинамические и геометрические параметры ступени вихревого пневмопривода с внутренним периферийным каналом и даны рекомендации по их выбору:

а) газодинамические параметры:

коэффициент расхода по условиям входа

$$\varphi_{вх} = 1,15 - 1,2 ;$$

приведенная окружная скорость колеса

$$\bar{U} = 0,14 - 0,16 ;$$

степень расширения воздуха в рабочем канале

$$\pi_{р.к.} = 2,5 - 2,8 ;$$

параметр быстроходности

$$M_u = 0,15 - 0,17 ;$$

б) геометрические параметры:

угол установки лопаток

$$\beta_y = 9^\circ - 11^\circ ;$$

угол наклона лопаток

$$\beta_{II} = 33^\circ - 37^\circ ;$$

относительный шаг лопаток

$$\bar{t} = 0,9 - 1,1 ;$$

относительная длина проточной части

$$\bar{d} = 0,1 - 0,13 ;$$

безразмерный комплекс, учитывающий влияние торцевого зазора

$$\bar{\delta} = 0,05 - 0,09.$$

6. На основании экспериментальных данных дана количествен-

ная оценка составляющих структуры КПД и определены пути дальнейшего повышения эффективности вихревого пневмопривода.

7. Исследован пусковой режим вихревого пневмопривода с новой проточной частью. Установлено, что привод обладает сравнительно высоким отношением пускового момента к номинальному:

$$\frac{M_n}{M_{\text{н}}} = 1,6$$

Получены рекомендации по расчету привода на этот режим.

8. Разработана методика расчета вихревого пневмопривода с внутренним периферийным каналом.

9. Результаты исследований и предложенная методика расчета использованы при разработке пневмопривода вихревого типа по плану работ, предусмотренных научно-исследовательской темой.

По теме диссертации опубликованы следующие работы:

1. А.с. 979716 /СССР/ Вихревая машина/ В.Д. Лубенец, В.Н. Хмара, В.Д. Анохин, В.Н. Сергеев, М.А. Радугин. - Опубл. Б.И. 1982, № 45. с. 159.

2. Хмара В.Н., Сергеев В.Н. Работа вихревой машины в режиме пневмодвигателя. - Известия ВУЗов. Машиностроение, 1982, № 5, с. 72-75.

3. Хмара В.Н., Сергеев В.Н. Влияние типа проточной части вихревой машины на ее работу в режиме пневмодвигателя. Известия ВУЗов. Машиностроение, 1983, № 9, с. 78-82.



Заказ 667

Объем №1 п.л., Тираж - 100 экз.

Ротапринт МВТУ им. Н.Э.Баумана, Москва, Г-5, 2-я Бауманская, 5.
Л-82985 от 3.IV.84z