

УДК 533.1

О безразмерных параметрах обобщения расходно-напорных характеристик центробежных дисковых вентиляторов

И.Е. Наумов, Ю.М. Приходько, В.П. Чехов, В.П. Фомичев

*Институт теоретической и прикладной механики
им. С.А. Христиановича СО РАН, Новосибирск*

E-mail: prih@itam.nsc.ru

Экспериментально исследована работа центробежного дискового вентилятора при атмосферном давлении воздуха. Предложены безразмерные параметры для обобщения экспериментальных данных по расходу и напору, а также метод расчета расходно-напорных и дроссельных характеристик с использованием полуэмпирических обобщающих формул. Метод обеспечивает достаточную точность расчетов, что подтверждается сопоставлением расчетных и экспериментальных данных для исследованного вентилятора.

Ключевые слова: дисковый вентилятор, машины трения, безразмерные параметры.

Введение

Дисковые вентиляторы относятся к машинам трения. В таких устройствах рабочая среда перемещается за счет сил трения. Основной рабочий элемент дисковых вентиляторов — ротор, представляет собой набор параллельных плоских дисков, установленных соосно на общем валу с некоторым зазором. При вращении ротора возникает движение газа вследствие вязкого трения на поверхностях дисков и центробежного ускорения. Ротор размещается в корпусе, который формирует зоны входа и выхода газа. Существует два типа дисковых вентиляторов, отличающихся расположением входного и выходного каналов. В диаметральной дисковом вентиляторе (ДДВ) они размещены с одной стороны корпуса. Газ входит в устройство и выходит из него тангенциально [1]. В центробежном дисковом вентиляторе (ЦДВ) рабочая среда поступает от оси вращения ротора и выводится на периферии дисков. Характеристики ДДВ исследованы в работах [1–3], в которых описаны их расходные, напорные и теплообменные свойства. ЦДВ, работающие на жидкостях, описаны в [4–6], где представлены их расходно-напорные характеристики и некоторые конструктивные особенности. Работа ЦДВ на газовых средах исследована недостаточно полно. В работе [7] описаны характеристики ЦДВ применительно к работе турбомолекулярных насосов, используемых для откачки газов из замкнутых объемов. ЦДВ могут использоваться во многих технологических

приложениях, например, для очистки газов от твердых и жидких частиц [8, 9]. Это делает актуальным более подробное исследование их характеристик.

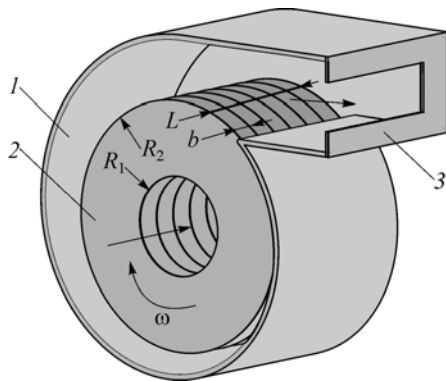
Исследованию течения среды в междисковом пространстве посвящена обширная литература как теоретического, так и экспериментального характера. В большинстве работ рассматривается осесимметричная задача, когда набор дисков вращается либо в свободном пространстве без обечайки [10], либо в закрытой обечайке без воздухообмена [11]. Однако для практического использования дисковых вентиляторов в конкретных устройствах необходимы соответствующие расчетные формулы, учитывающие движение газа в междисковом пространстве. Имеющаяся информация о работе ЦДВ не позволяет осуществлять прогнозный расчет характеристик и конструирование устройств с использованием такого типа вентиляторов.

Цель данной работы — на основании экспериментальных исследований получить расходные, напорные и дроссельные характеристики вентилятора при различных геометрических и гидравлических параметрах.

1. Экспериментальная установка

Были исследованы характеристики ЦДВ, схема которого представлена на рис. 1. Дисковый вентилятор состоит из корпуса 1, выполненного в виде “улитки”, размещенного в нем ротора 2 и дросселирующей вставки 3, расположенной на выходе. Ротор представляет собой пакет гладких алюминиевых дисков с отверстиями в центре, соединенных между собой шпильками с разделительными кольцами, обеспечивающими равные зазоры между дисками. Спиральный профиль корпуса 1 строился по принципу так называемого конструкторского квадрата в соответствии с рекомендациями для корпусов центробежных вентиляторов [12]. Ширина корпуса была постоянной и примерно равна высоте пакета дисков. Исследование влияния параметров “улитки” на характеристики ЦДВ в данной серии экспериментов не проводилось.

Конструкция установки позволяла изменять зазор между дисками b , угловую скорость вращения ротора ω , внутренний радиус дисков R_1 при неизменном внешнем радиусе $R_2 = 150$ мм. Зазор между дисками b менялся от 1 до 5 мм с шагом 1 мм, при этом изменялось и количество дисков n при неизменной ширине ротора с дисками. Внутренний радиус дисков R_1 менялся от 25 до 100 мм с шагом 25 мм. Скорость вращения ротора варьировалась в пределах 1500–4000 об/мин. Дросселирование осуществлялось изменением площади выходного сечения дросселирующей вставки, составлявшей 0, 30, 50, 70, 90 и 100 % от площади выходного канала.



Измерение скорости и напора производилось в выходном сечении с помощью трубки Пито и U-образного жидкостного манометра. Поскольку распределение скоростей и давлений на выходе было неравномерным, выходное сечение было разбито на 12 равновеликих прямоугольников, в середине каждого из кото-

Рис. 1. Схема экспериментальной установки.
1 — спиральный кожух, 2 — дисковый ротор, 3 — дросселирующая вставка.

рых снимались показания манометра. В качестве результата записывалось осредненное по 12 точкам значение. Погрешность всех измерений не превышала 10 %.

Было проведено большое количество измерений (более 2000) и получены экспериментальные данные о расходных и напорных характеристиках для различных геометрических и гидравлических параметров. Максимальные значения расхода и напора были получены для величины междискового зазора 1 мм и частоты вращения ротора 4 000 об/мин. При площади сечения выходного канала $0,005 \text{ м}^2$ расход достигал $415 \text{ м}^3/\text{час}$, напор 442 Па, средняя скорость 23 м/с. В ходе экспериментов были обнаружены ограничения на величины некоторых геометрических параметров. Уменьшение величины внутреннего радиуса R_1 оказывает существенное влияние на характеристики вентилятора. Слишком малая относительно радиуса R_2 величина входного канала ограничивает количество поступающего воздуха, а слишком большая — уменьшает рабочую поверхность дисков, что также отрицательно сказывается на расходных характеристиках. Экспериментально получено наиболее удачное соотношение $0,4 < \frac{R_1}{R_2} < 0,6$. Кроме того, высота пакета дисков не должна превышать $0,5R_2$, иначе не все диски будут участвовать в работе по перемещению среды с равной эффективностью.

2. Безразмерные параметры для обобщения экспериментальных данных

Для обработки результатов экспериментов и получения обобщающих формул были введены определяющие безразмерные параметры. Геометрическими параметрами, характеризующими работу центробежных дисковых вентиляторов, являются: внутренний R_1 и наружный R_2 радиусы дисков, количество дисков n , зазор между дисками b . Гидравлические параметры: объемный расход — Q , напор — H , угловая скорость вращения ротора с дисками — ω , вязкость газа — ν .

Объемный расход газа в работе [1] нормировался на величину, описывающую геометрический объем, заключенный в пространстве между дисками при вращении ротора: $Q_{\max} = \omega D^2 L$, где D — внешний диаметр дисков, а L — высота пакета дисков. Это позволило описать расходные характеристики диаметрального дискового вентилятора (ДДВ) в некотором диапазоне физических и геометрических параметров [1]. Однако попытка использовать безразмерный расход Q_{ϕ}/Q_{\max} и число Рейнольдса $Re_b = \omega R_2 b / \nu$ для обобщения расходных характеристик ЦДВ при различных величинах удлинения канала $\bar{b} = \frac{b}{R_2 - R_1}$ и относительного радиуса дисков $\bar{r} = \frac{R_1}{R_2 - R_1}$ не увенчалась успехом [13].

са дисков $\bar{r} = \frac{R_1}{R_2 - R_1}$ не увенчалась успехом [13].

В настоящей работе предлагается сравнивать объемный расход дисковых вентиляторов с объемом газа, заключенного в пограничных слоях на дисках. При этом основной упор делается на физическую сущность задачи. Поскольку течение возникает за счет вязкого трения газа о поверхность дисков, то в состав безразмерного параметра, описывающего расход газа, вошли: частота вращения дисков, площадь поверхности всех дисков и величина, характеризующая толщину пограничного слоя на вращающемся диске. При ламинарном режиме течения толщина пограничного слоя на одиночном вращающемся диске определяется угловой скоростью вращения диска и кинематической вязкостью газа $\delta \sim (\nu/\omega)^{0,5}$ [10]. Площадь

всех дисков $S_d = 2n\pi(R_2^2 - R_1^2)$, $N = \omega/(2\pi)$ — число оборотов ротора в секунду. Следовательно, объем воздуха, увлекаемый пограничными слоями всех дисков в единицу времени, можно оценить величиной:

$$Q_b = 2n \frac{\omega}{2\pi} \pi(R_2^2 - R_1^2) \sqrt{\frac{v}{\omega}} = n \sqrt{v \omega} (R_2^2 - R_1^2).$$

Разделив фактический объемный расход газа в выходном канале на эту величину, получим безразмерный расход:

$$\bar{q} = Q_{\text{real}}/Q_b.$$

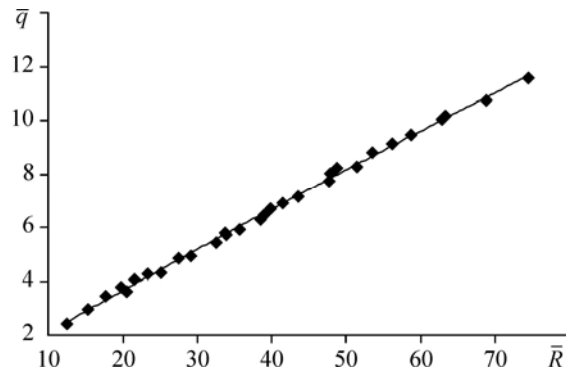
В качестве безразмерного параметра подобия обычно используется число Рейнольдса Re_b . Однако в нашем случае необходимо учитывать особенности дискового вентилятора, в частности, удлинение канала между дисками \bar{b} и относительный радиус \bar{r} . Поэтому уточненный безразмерный параметр, описывающий геометрические и кинематические свойства вентилятора, предполагался в виде: $\bar{R} = (\bar{r})^\alpha (\bar{b})^\beta (Re_b)^\gamma$. Обработкой всех экспериментальных данных методом наименьших квадратов был получен безразмерный комплекс, описывающий изменение безразмерного расхода \bar{q} в зависимости от этого комплекса: $\bar{q} = \bar{q}(\bar{R})$, где $\bar{R} = (\bar{r})^{0,32} (\bar{b})^{0,22} \sqrt{Re_b}$.

Выбранные параметры позволяют выполнить обобщение экспериментальных данных в более широком интервале изменения определяющих параметров.

На рис. 2 представлен график зависимости относительного расхода ЦДВ от параметра \bar{R} . Расчетная формула $\bar{q} = 0,15 \bar{R} + 0,73$ хорошо обобщает полученные экспериментальные данные при $10 < \bar{R} < 80$.

Напор, создаваемый ЦДВ, можно оценить, используя центробежное ускорение массы газа, удерживаемой дисками в пограничных слоях. При $b \rightarrow 0$ для полного напора, создаваемого ЦДВ при нулевом расходе, можно написать формулу: $H_0 = 0,5\omega^2 \rho (R_2^2 - R_1^2)$. Разделив фактический напор на эту величину, получим безразмерный напор: $\bar{h} = H_{\text{real}}/H_0$. Величина полного напора при нулевом расходе уменьшается с увеличением расстояния между дисками. Это может быть учтено зависимостью полного напора при нулевом расходе $H_{0\%}$ от параметра \bar{R} (рис. 3, а):

$$h_0 = \frac{H_{0\%}}{H_0} = (1 + 0,00003 \bar{R}^2 - 0,008 \bar{R}).$$



На рис. 3, б показана зависимость напора исследуемого ЦДВ от параметра \bar{R} при полностью открытом выходном канале, т. е. при максимальном объемном расходе. Соответствующие эксперимен-

Рис. 2. Зависимость относительного расхода ЦДВ от параметра \bar{R} .

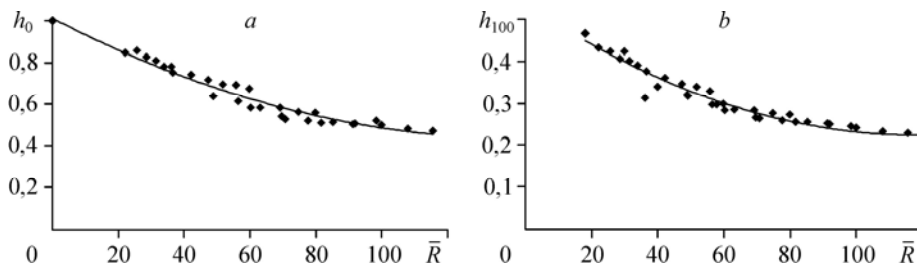


Рис. 3. Зависимость полного напора ЦДВ от параметра \bar{R} : *a* — при нулевом расходе, *b* — при максимальном объемном расходе.

тальные данные хорошо обобщаются формулой:

$$h_{100} = \frac{H_{100\%}}{H_0} = (0,55 + 0,00002 \bar{R}^2 - 0,005 \bar{R}).$$

3. Исследование дроссельных характеристик

Работа ЦДВ в реальных газовых сетях с некоторым конкретным сопротивлением приводит к уменьшению объемного расхода. При уменьшении объемного расхода из-за увеличения сопротивления выходного тракта происходит увеличение напора. Это увеличение обычно описывается дроссельными характеристиками конкретного вентилятора. Для исследования дроссельных характеристик исследуемого ЦДВ на выходе аппарата осуществлялось увеличение газодинамического сопротивления путем уменьшения площади выходного сечения. При этом расход Q изменялся от максимальной величины $Q_{100\%}$ до минимальной $Q_{0\%} = 0$. Экспериментальные данные об изменении напора H при изменении расхода Q исследуемого вентилятора обобщены зависимостью:

$$h = H/H_{0\%} = (1 - 0,06q^2 - 0,365q), \text{ где } q = Q/Q_{100\%}.$$

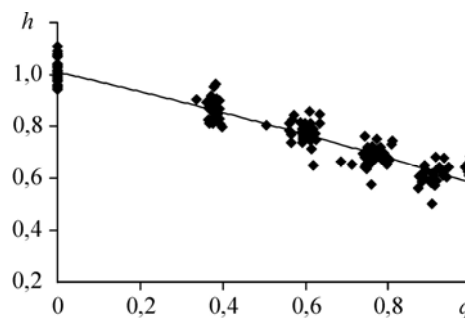
На рис. 4 представлено обобщение экспериментальных данных, полученных при уменьшении объемного расхода вследствие увеличения сопротивления выходного канала, позволяющее описать дроссельную характеристику исследуемого центробежного дискового вентилятора.

Следует отметить, что при исследовании дроссельных характеристик объемный расход менялся монотонно от максимального до нулевого значения. При этом не наблюдались явления кризисного характера, связанные со срывом потока в роторе.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Выполнено систематическое исследование расходных и напорных характеристик модели центробежного дискового вентилятора. В результате обработки экспериментальных данных предложены безразмерные параметры, позволяющие обобщить расходные,

Рис. 4. Расходно-напорная характеристика ЦДВ.



напорные и дроссельные характеристики модели центробежного дискового вентилятора. В исследованном диапазоне изменения задающих параметров предложенные обобщающие формулы позволяют описать работу ЦДВ с достаточно высокой для практического приложения точностью по расходу и напору — менее 10 %, а по дроссельным характеристикам — около 18 %). Данный подход позволяет описывать характеристики различных машин трения.

Список литературы

1. **Фомичев В.П., Хайдаров С.В.** Экспериментальное исследование массообменных характеристик диаметрального дискового насоса трения // Теплофизика и аэромеханика. 1999. Т. 6, № 4. С. 549–554.
2. **Жаркова Г.М., Коврижина В.Н., Правдин С.С., Фомичев В.П., Хайдаров С.В.** Об особенностях теплообмена в диаметральных дисковых насосах // Теплофизика и аэромеханика. 1998. Т. 5, № 4. С. 499–504.
3. **Baev V.K., Nikulinskih A.V., Potapkin A.V., Frolov A.D., Yakovlev V.N.** Aerodynamics and heat transfer in a disk rotor machine with tangential input and output of the working body // Int. Conf. on the Methods of the Aerophysical. Research: Proc. Part III. Novosibirsk, 1998. P. 47–51.
4. **Мисюра В.И., Овсянников Б.В., Присяжков В.Ф.** Дисковые насосы. М.: Машиностроение, 1986. 112 с.
5. **Райс.** Теоретическое и экспериментальное исследование многодисковых насосов и компрессоров // Энергетические машины и установки. 1963. Т. 85, № 3. С. 35–46.
6. **Хазингер, Керт.** Исследование насоса трения // Энергетические машины и установки. 1963. Т. 85, № 3. С. 47–55.
7. **Gaede W.** Die Molekularluftpumpe // Annalen der Physik. 1913. Vol. 41. P. 337–380.
8. **Шиляев М.И.** Гидродинамическая теория ротационных сепараторов. Томск: Изд-во Томского ун-та, 1983. 232 с.
9. **Шиляев М.И.** Аэродинамика и теплообмен газодисперсных потоков: Уч. пособие. Томск: Изд-во ТГФСУ, 2003. 272 с.
10. **Шлихтинг Г.** Теория пограничного слоя. М.: Наука, 1969. 742 с.
11. **Humphrey J.A.C., Schuler C.A., Webster D.R.** Unsteady laminar flow between a pair of disks corotating in a fixed cylindrical enclosure // Physics of Fluids 1995. Vol. 7, No. 6. P. 1225–1240.
12. **Михайлов А.К., Малюшенко В.В.** Лопастные насосы. Теория расчет и конструирование. М.: Машиностроение, 1977. 288 с.
13. **Fomichev V.P., Prikhod'ko Yu.M., Naumov I.E., Chekhov V.P.** Research of account and pressure head characteristics of centrifugal disk pumps // Intern. Conf. on the Methods of Aerophys. Research: Proc. Pt II. Novosibirsk, 2008. P. 83–84.

*Статья поступила в редакцию 3 июня 2010 г.,
после доработки — 27 декабря 2010 г.*