

УДК 533.4/6

## **Особенности работы диаметрального дискового вентилятора при низком давлении**

**Ю.В. Афонин, А.П. Гольшев, А.М. Оришич, Ю.М. Приходько,  
В.М. Фомин, В.П. Фомичев**

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

Экспериментально исследована работа диаметрального дискового вентилятора при низких (5–50 тор) давлениях в воздухе. Обнаружен эффект резкого уменьшения объемного расхода вентилятора при давлении менее 40 тор (кризис расхода), что не согласуется с имеющимися в литературе сведениями. Найдено и экспериментально обосновано критическое значение безразмерного параметра, при котором происходит перестройка течения и формирование замкнутого потока внутри вентилятора.

### **ВВЕДЕНИЕ**

Успехи в создании мощных газовых лазеров с конвективным охлаждением газа в замкнутом цикле неразрывно связаны с развитием систем прокачки газа. С точки зрения организации замкнутого контура с минимальным газодинамическим сопротивлением перспективно применение дисковых вентиляторов, которые могут быть использованы одновременно как для перекачки газа, так и для его охлаждения [1]. Необходимо отметить, что существует два типа дисковых вентиляторов — диаметральные и центробежные [2]. Для формирования потока в замкнутом контуре газового лазера удобней использовать диаметральный дисковый вентилятор. Однако в литературе не удалось найти информации об успешной реализации такого лазера. После того, как нами были проведены исследования работы диаметрального дискового вентилятора при низких давлениях, характерных для таких лазеров, стало ясно, что это не случайно. При низких давлениях газа ( $\approx 10$  тор) диаметральный дисковый вентилятор переставал перекачивать газ по газодинамическому каналу лазера [3].

Эксперименты, выполненные на установке, моделирующей газодинамический тракт  $\text{CO}_2$  лазеров, показали, что при уменьшении давления после некоторого критического значения скорость потока резко падает до нуля, т. е. вентилятор перестает создавать поток в рабочем канале. Если сравнивать результаты экспериментов с расчетами по формулам [4, 5], то можно заметить, что при низких давлениях характер зависимости расхода от давления принципиально различен. Оценка по формулам [5] дает возрастание объемного расхода в области низких давлений на 15–20 %. Оценка по методике [4] показывает, что объемный расход не зависит от давления. Экспериментальные данные показали резкое убывание расхода до нуля, наблюдался “кризис расхода” при давлении менее 40 тор. Таким образом, методики оценки расхода газа в дисковом вентиляторе [4, 5] не могут быть

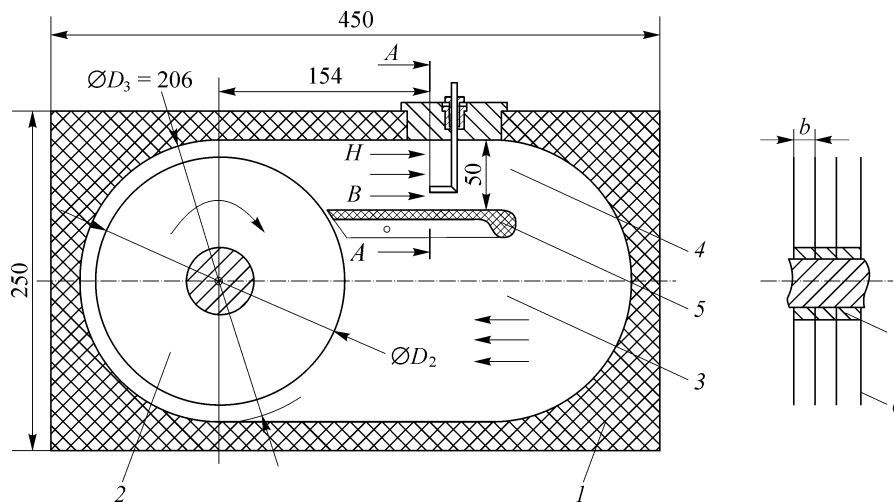


Рис. 1. Установка для исследования при низких давлениях.

1 — корпус, 2 — ротор с дисками, 3 — газодинамический тракт, входной канал, 4 — газодинамический тракт, выходной канал, 5 — разделительная перегородка, 6 — диски, 7 — междисковые проставки.

использованы для описания его работы при низких давлениях. Это послужило обоснованием проведения детальных комплексных экспериментальных исследований работы диаметральных дисковых вентиляторов при низком давлении.

#### ОПИСАНИЕ УСТАНОВКИ

Экспериментальные исследования выполнялись на установках, принципиальная схема которых представлена на рис. 1. Базисная установка состояла из корпуса 1, размещенного в нем дискового ротора 2, каналов ввода-вывода 3 и 4, расположенных смежно с одной стороны ротора и разделенных перегородкой 5. Ротор представлял собой пакет алюминиевых дисков 6, установленных на валу с равными зазорами  $b$  между ними при помощи разделительных колец 7.

Конструкция установки позволяла изменять размер камеры вентилятора  $D_3$ , внешний  $D_2$  диаметр дисков, зазор между ними  $b$  и расстояние между дисками и камерой вентилятора  $(D_3 - D_2)/2$ , угловую скорость вращения вала  $\omega$ , давление  $P$  в камере. Диапазон изменения параметров представлен ниже. Длина ротора вдоль

$D_3$ , mm	$D_2$ , mm	$b$ , mm	$(D_3 - D_2)/2$ , mm	$\omega$ , об/с	$P$ , тор.
206–510	168–500	5–30	3–30	10–100	1–760

оси вращения составляла 100 мм. Измерения скорости газа производились с помощью трубки Пито и дифференциального жидкостного манометра. Скорость потока и расход измерялись в середине выходного канала (на расстоянии 50 мм от стенки) на расстоянии 154 мм от дисков в сечении  $AA$ , отмеченном на рис. 1. Для визуализации течения применялся метод тонких нитей.

#### РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТОВ

Типичные результаты экспериментов приведены на рис. 2 и 3. На рис. 2 представлены распределения скорости по высоте в сечении  $AA$  при различных давлениях воздуха и различных частотах вращения вентилятора. Приведенная здесь относительная скорость равна отношению измеренной локальной скорости потока

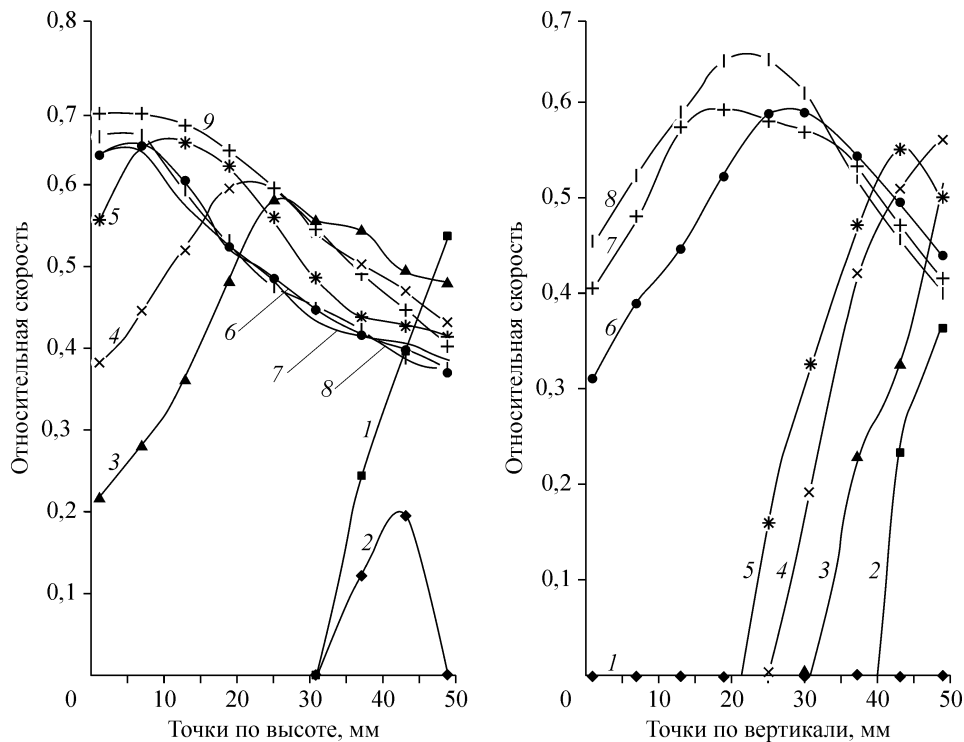


Рис. 2. Зависимость профиля скоростей от давления газа и от числа оборотов вентилятора:  $\omega = 60$  Гц, распределения скорости 1–9 сняты при давлении газа  $p = 10, 20, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 756$  тор соответственно (а);  $p = 60$  тор, распределения скорости 1–8 сняты при частоте вращения  $\omega = 15, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50$  Гц (б).

к максимальной линейной скорости вращения диска  $V_{\max} = \omega \frac{D_2}{2}$ . По изменению профиля скоростей в сечении  $AA$  (см. рис. 1) при изменении давления (рис. 2, а) или оборотов (рис. 2, б) хорошо наблюдается перестройка течения.

При высоком давлении или высоких оборотах ротора максимум скорости наблюдался в верхней части канала, у плоскости  $H$  (см. рис. 1), что совпадает с результатами работ [4, 5]. С уменьшением давления или оборотов максимум скорости перемещается в нижнюю часть канала к плоскости  $B$ , что не совпадает с результатами работ [4, 5], а затем при уменьшении давления до 20–30 тор и числа

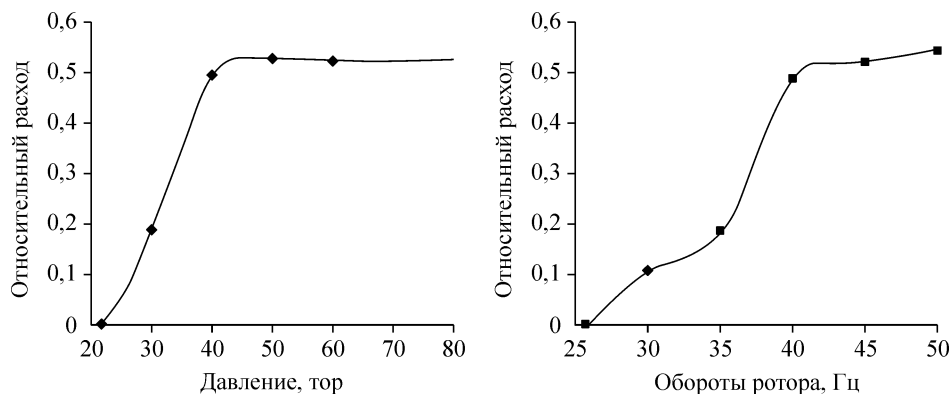


Рис. 3. Зависимость среднего относительного расхода  $K$  дискового вентилятора от давления  $p$  при  $\omega = 60$  Hz (а) и от числа оборотов  $\omega$  при  $p = 60$  тор (б).

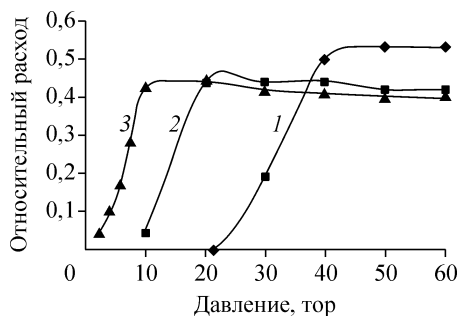


Рис. 4. Зависимость относительного расхода от расстояния между дисками.  
 $b = 5$  (1),  $10$  (2),  $15$  (3) мм,  $\omega = 60$  Гц.

оборотов до 35–40 Гц средняя по сечению скорость быстро уменьшается до нулевого или даже приобретает отрицательное значение. О смене направления движения газа свидетельствует регистрация трубкой Пито “отрицательного” динамического давления вблизи поверхности  $H$ . Такой профиль скорости, вероятно, можно связать с образованием вихря между плоскостями  $HВ$ . Образование такого вихря в выходном канале дискового вентилятора хорошо визуализируется с помощью размещенных в потоке нитей. На фотографиях можно было видеть, что верхние два ряда ниточек вблизи плоскости  $H$  направлены к ротору, а нижний ряд вблизи плоскости  $B$  — от ротора. Здесь следует отметить, что в условиях вихревого течения измерения трубкой Пито носят качественный характер. Но в данном случае нас интересует именно факт появления вихрей, что свидетельствует о перестройке течения и наступлении кризиса расхода.

Полученные распределения скорости по сечению  $AA$  (см. рис. 2) позволили определить полный интегральный поток газа через сечение  $AA$ . Типичные результаты приведены на рис. 3. Под относительным расходом, представленным на рис. 3, 4, подразумевается отношение измеренного расхода газа к максимально возможному

(геометрическому) расходу 
$$K = \frac{C}{\omega R_2 F} \int_0^{50} V(y) dy \quad \text{или} \quad K = \frac{\sum (V_i F_i)}{\omega R_2 F},$$
 где

$V$  — скорость потока газа в выходном канале,  $F$  — площадь его сечения,  $C$  — ширина канала,  $y$  — координата по высоте канала в сечении  $AA$ ,  $i$  — номер точки измерения скорости в середине элемента площади  $F_i$ .

Перестройка потока и появление вихря приводили к резкому уменьшению расхода газа через дисковый вентилятор. Этот эффект проявляется как при уменьшении давления при фиксированных оборотах, (рис. 3,  $a$ ), так и при уменьшении числа оборотов ротора при фиксированном давлении (рис. 3,  $b$ ).

Следует отметить, что критическое давление, при котором происходила перестройка, зависело также от расстояния между дисками (см. рис. 4). Увеличение расстояния в три раза с 5 до 15 мм позволило приблизительно в 3–4 раза снизить пороговое значение давления, при котором начинается перестройка потока и снижение расхода. Это, вероятно, объясняется тем, что уменьшение сил инерции из-за понижения давления или числа оборотов компенсируется уменьшением влияния сил вязкости при увеличении междискового расстояния. Появляется возможность перекачивать газ при более низких давлениях.

#### ОБСУЖДЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ

Следует отметить, что проявление кризиса расхода происходило при сохранении ламинарного режима течения между дисками. Такой режим течения для свободно вращающегося диска наступает при числах Рейнольдса  $Re_r = \omega R^2 / \nu < 1,9 \cdot 10^5$  [6]. Следуя этому определению, можно заключить, что в данном эксперименте течение между дисками соответствует ламинарному режиму, поскольку эффект уменьшения расхода наблюдался при числах Рейнольдса менее  $6 \cdot 10^3$ . К этому же выводу можно прийти, анализируя зависимость расхода от числа

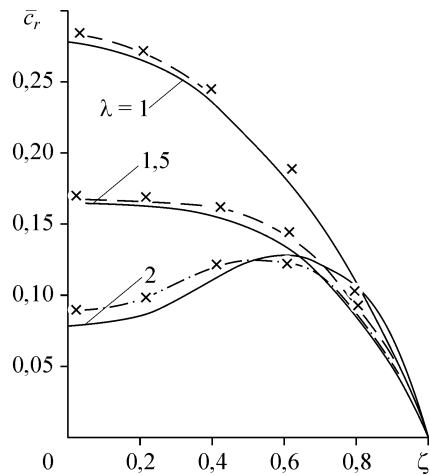
Рейнольдса, определенного по междисковому зазору,  $Re_b = \omega Rb/v$ . Согласно [7], изменение режима течения в потоке жидкости между дисками происходит при числах Рейнольдса  $Re_b = 1200 \div 2300$ . В наших экспериментах резкое падение расхода наблюдается при значениях  $Re_b < 800$ . Следовательно, и по этому параметру поток между дисками можно считать ламинарным. Анализ результатов позволяет сделать вывод, что число Рейнольдса, рассчитанное как по радиусу диска, так и по междисковому зазору, не является универсальными параметром, описывающим течение между вращающимися дисками.

Известно, что для центробежных дисковых вентиляторов характер течения жидкости между дисками можно определить по величине параметра  $\lambda = \frac{b}{2} \sqrt{\frac{\omega}{\nu}}$

[7], где  $b$  — междисковый зазор,  $\omega$  — угловая скорость вращения ротора,  $\nu$  — кинематическая вязкость газа. Физический смысл параметра  $\lambda$  легко понять, если учесть, что при ламинарном течении толщина пограничного слоя на вращающемся диске не зависит от радиуса и равна  $\delta = (\nu/\omega)^{1/2}$  [6]. Тогда  $\lambda = b/2\delta$ , это параметр  $\lambda$ , равный отношению половины междискового расстояния к толщине пограничного слоя. На рис. 5 показаны профили радиальной скорости жидкости в междисковом зазоре центробежного дискового насоса (насоса Тесла) в зависимости от параметра  $\lambda$  [7]. Значение  $\lambda = 1$  означает, что все междисковое пространство охвачено вязким течением (пограничные слои сомкнулись). Профиль скорости в этом случае наиболее наполнен и соответствует профилю скорости установившегося вязкого течения. Далее, с увеличением  $\lambda$ , профиль становится все более плоским и после значения  $\lambda = 1,5$  в центральной части появляется прогиб. Таким образом, данный параметр описывает структуру течения между дисками.

Можно предположить, что этот же параметр может быть использован для описания характера течения между дисками и расходных характеристик диаметрального дискового вентилятора. Однако при построении зависимости относительного расхода от параметров, входящих в число  $\lambda$  (числа оборотов, давления и расстояния между дисками), необходимо учитывать следующие два факта. Во-первых, толщина пограничного слоя  $\delta = (\nu/\omega)^{1/2}$  была определена для одиночного бесконечного вращающегося диска [6], а в нашем случае дисков два, они находятся на расстоянии, сравнимом с толщиной пограничного слоя, и имеют конечный радиус, что существенно влияет на формирование пограничного слоя на дисках. Во-вторых, течение газа от входного до выходного каналов происходит в протяженном узком канале между двумя дисками. При этом газ движется, имея изменяющиеся составляющие скорости, как по радиусу, так и по окружности. Такое течение аналогично течению в узком канале конечной длины с развивающимся пограничным слоем. Поэтому для описания расходных характеристик необходимо ввести еще один параметр, пропорциональный удлинению канала  $R_2/b$ , учитывающий отклонение реальной зависимости толщины

Рис. 5. Зависимость профиля радиальной скорости в междисковом зазоре от параметра  $\lambda$  [7],  $\xi = 0$  — середина зазора,  $\xi = 1$  — поверхность диска,  $\bar{c}_r$  — безразмерная радиальная составляющая скорости:  $\bar{c}_r = c_r / \sqrt{\dot{u} \dot{r}}$ .



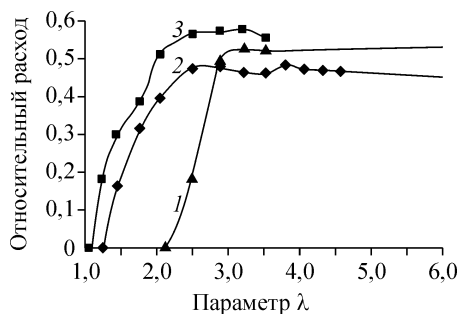


Рис. 6. Зависимость расхода газа от параметра  $\lambda$  для разных зазоров от обечайки до дисков.

$\Delta = 3$  (1), 19 (2), 12 (3),  $\Delta/b = 0,6$  (1), 3,8 (2), 2,4 (3) мм;  $b = 5$  мм,  $\omega = 60$  Гц,  $p = 2 \div 100$  тор для всех экспериментов.

пограничного слоя на дисках от модельного  $\delta = (v/\omega)^{1/2}$ . Обработка всех полученных в данных исследованиях экспериментальных данных показала, что коэффициент, учитывающий удлинение канала, может быть равен  $K_1 = (R_2/b)^{1/3}$ .

В диаметральных дисковых вентиляторах существует еще один размер, который необходимо учитывать при исследовании расходных характеристик, — это зазор между ротором и обечайкой. В исследованиях [5] этот размер выбирался примерно равным расстоянию между дисками. Однако он также влияет на формирование течения между дисками и на расходные характеристики вентилятора при низком давлении. На рис. 6 представлена зависимость относительного расхода газа от параметра  $\lambda$  для трех величин расстояния между дисками и обечайкой. Можно видеть, что по этому параметру должен существовать оптимум. Обработка всех полученных экспериментальных данных показала, что коэффициент, учитывающий величину зазора до обечайки может быть равен  $K_2 = (d/R_2)^{1/3}$ .

Таким образом, обобщение экспериментальных данных было проведено с использованием безразмерного критерия  $\lambda K_1 \cdot K_2$ . На рис. 7 представлены значения относительного расхода в зависимости от безразмерного комплекса  $\lambda \cdot K_1 \cdot K_2$  для всего диапазона изменяемых в экспериментах величин. Можно видеть, что кривые

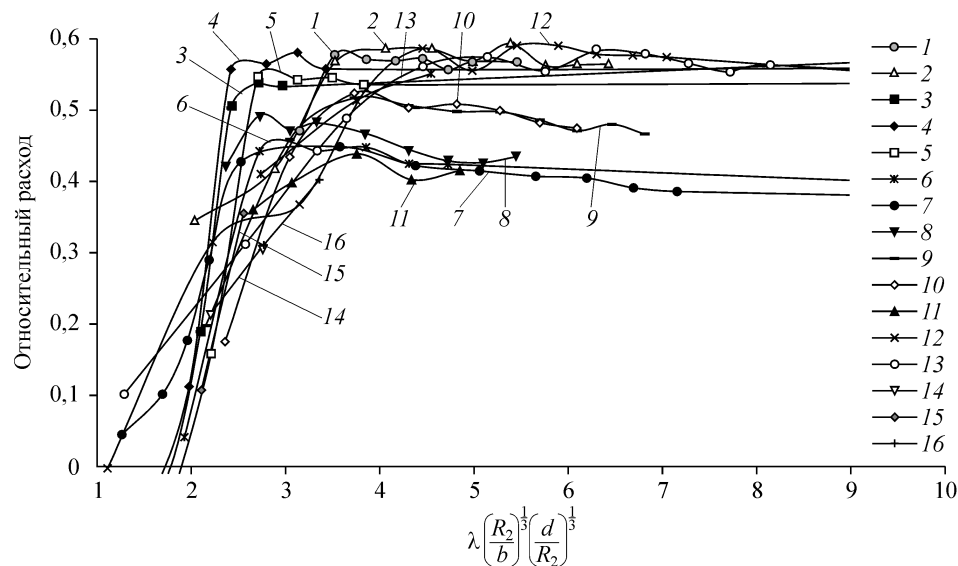


Рис. 7. Зависимость относительного расхода газа от комплекса  $\lambda \cdot K_1 \cdot K_2$ . Кривые получены как при постоянном давлении (30, 60 и 100 тор) и переменном числе оборотов, так и при постоянном числе оборотов ротора (30, 60, 80 и 100 Гц) и переменном давлении. Расстояние между дисками  $b = 5 \div 20$  мм.

$R_2 = 168$  (1, 2, 12, 13), 200 (3–8, 11), 182 (9, 10, 14), 174 (15, 16),  $b = 5$  (1–5, 12–16), 10 (6, 8–10), 15 (7), 20 (11) мм,  $P = 60$  (1, 8), 100 (2), 30 (10, 11) тор,  $N = 60$  (3, 6, 7, 12, 15), 80 (4, 13, 14), 100 (5, 16), 30 (9) Гц.

относительного расхода при зазорах между дисками  $b = 5 \div 20$  мм и зазорах до обечайки  $d = 3 \div 19$  мм хорошо обобщаются данным комплексом при переменном числе оборотов ( $5 \div 100$  Гц) и постоянных давлениях (30, 60 и 100 тор), а также и при переменном давлении ( $5 \div 100$  тор) и постоянном числе оборотов ротора (30, 60, 80 и 100 Гц). При этом кризис расхода наблюдается при  $\lambda \cdot K_1 \cdot K_2 < 4$ .

#### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Выполненные комплексные экспериментальные исследования позволяют сделать вывод, что резкое уменьшение объемного расхода газа в диаметральном дисковом вентиляторе (кризис расхода) происходит при ламинарном режиме течения. Дано физическое объяснение обнаруженному явлению, которое связано с увеличением влияния вязких сил по сравнению с силами инерции при движении газа между дисками при низком давлении. Найден и экспериментально обоснован безразмерный комплекс, который определяет характер течения газа в выходном канале вентилятора, и впервые определено его критическое значение, при котором, вероятно, происходит принципиальная перестройка течения в междисковом пространстве дискового вентилятора. Установлено, что при значении комплекса  $\lambda \cdot K_1 \cdot K_2$  меньше четырех средний расход вентилятора стремится к нулю. Таким образом, создана физическая модель течения и получена возможность прогнозировать работу диаметального дискового вентилятора в исследованном интервале параметров.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Afonin Yu.V., Golyshev A.P., Orishich A.M., Pravdin S.S., Prikhod'ko Yu.M., Fomin V.M., Fomichev V.P. Investigation of energy exchange in gas-dynamic contour of the CO2 laser with the disk fans — heat exchangers // Inter. Conf. Meth. Aerophys. Research: Proc. Pt. 3. — Novosibirsk, Russia. — С. 3–7.
2. Fomichev V.P., Prikhod'ko Yu.M., Naumov I.E., Chekhov V.P. Comparison of characteristics of diametrical and centrifugal disk pumps // Inter. Conf. Meth. Aerophys. Research: Proc. Pt. 5. — Novosibirsk, Russia. — С. 40–44.
3. Афонин Ю.В., Гольшев А.П., Оришич А.М., Приходько Ю.М., Пузырев Л.Н., Филев В.Ф., Фомин В.М., Фомичев В.П. Кризис расхода в диаметральных дисковых вентиляторах при низком давлении // Докл. Академии наук. — 2006. — Т. 411, № 2. — С. 186–189.
4. 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 // Inter. Conf. Meth. Aerophys. Research: Proc. Pt. 3. — Novosibirsk, Russia. — P. 47–52.
5. Фомичев В.П., Хайдаров С.В. Экспериментальное исследование массообменных характеристик диаметального дискового насоса трения. // Теплофизика и аэромеханика. — 1999. — Т. 6, № 4. — С. 549–554.
6. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. — М.: Наука, 1969. — 742 с.
7. Мисюра В.И., Овсянников Б.В., Присяжков В.Ф. Дисковые насосы. — М.: Машиностроение, 1986. — 112 с.

*Статья поступила в редакцию 25 июля 2007 г.*