

УДК 621.4/6:533.6

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МАССООБМЕННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ДИАМЕТРАЛЬНОГО ДИСКОВОГО НАСОСА ТРЕНИЯ

В.П. ФОМИЧЕВ, С.В. ХАЙДАРОВ

*Институт теоретической и прикладной механики СО РАН,
Новосибирск*

Экспериментально исследованы в диаметральном дисковом насосе трения в широком диапазоне параметров такие важные интегральные характеристики, как объемный расход, напор и полезная мощность насоса. Обнаружена универсальность распределения \bar{H}_b (\bar{q}_b): при фиксированном значении \bar{h} все точки ложатся на одну кривую независимо от значений других безразмерных параметров: Re , \bar{r} и \bar{b} . По результатам исследования получены эмпирические зависимости и предложена инженерная методика расчета этих параметров, необходимая для их проектирования.

Объектом настоящего исследования стал диаметральный дисковый насос трения, в котором подача и вывод рабочей среды осуществляются с периферии (рис. 1). Такие насосы имеют определенное практическое значение [1, 2], так как обладая преимуществами насосов Тесла и имея развитую поверхность дисков, они могут использоваться как проточные реакторы. Известно их применение в качестве аппаратов-очистителей воздуха от аэрозолей [3]. Однако отсутствие осевой симметрии течения и высокая чувствительность к организации входа и выхода крайне осложняют теоретическое исследование течения газа в насосах подобного типа. О сложном характере течения в такой конфигурации свидетельствуют результаты исследований, проведенных с помощью ЖК-индикаторов и на гидрлотке [4, 5].

В настоящей работе экспериментально исследовалось течение в диаметральном дисковом насосе трения с целью нахождения эмпирической методики определения расхода и напора аппаратов данного типа. Для этого рассмотрено течение в зазоре между двумя дисками в канале описанной конфигурации и исследовано влияние таких параметров, как внешний и внутренний радиусы дисков ротора R_2 и R_1 , расстояние между ними b , высота выходного канала h , угловая скорость вращения ω и кинематическая вязкость перекачиваемой среды ν .

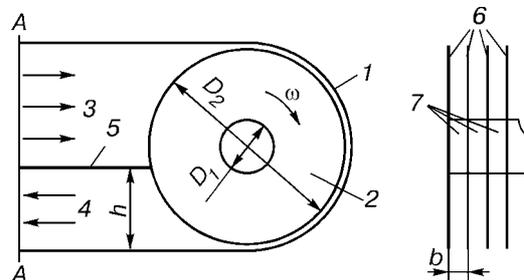


Рис. 1. Схема экспериментальной установки.

Поясн. см. в тексте.

Экспериментальная установка (см. рис.1) состояла из корпуса 1, размещенного в нем горизонтально дискового ротора 2 и 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 при помощи разделительных колец 7. При вращении вала газ поступает из области всасывания в область нагнетания вследствие вязкостного трения в пограничных слоях на поверхностях дисков. Скорость вращения измерялась строботачетом. С помощью трубки Пито и дифференциального жидкостного манометра производились измерения скоростного напора и напора насоса в выходном сечении. Напор определяется как

$$H = \frac{1}{\gamma h} \int_0^h (p_o - p_a) dy, \quad (1)$$

где h — высота выходного канала, $\gamma = \rho g$ — удельный вес жидкости, p_o — полное, p_a — атмосферное давление. Все измерения проводились по высоте выходного канала в плоскости, отстоящей от оси вала на 250 мм. Расстояние от плоскости AA до оси вала составляло 300 мм.

Методика исследования. Геометрическая конфигурация используемого аппарата определялась внешним R_2 и внутренним R_1 радиусами дисков ротора, расстоянием между дисками b и их толщиной Δ , высотой выходного канала h , длиной вала L . Радиальный зазор между обечайкой и краем диска был постоянен по окружности и много меньше радиуса R_2 . Его влияние на исследуемые характеристики не исследовалось. Отнеся геометрические размеры к внешнему радиусу дисков R_2 , вместе с числом Рейнольдса Re будем иметь четыре безразмерных параметра: $\bar{r} = R_1/R_2$, $\bar{b} = b/R_2$, $\bar{h} = h/R_2$, $Re = \omega R_2 b/\nu$. Скорость будем относить к скорости внешнего радиуса диска $u_D = \omega R_2$; $\bar{u} = u/u_D$; напор обезразмеривается по скоростному напору $\rho u_D^2/2$: $\bar{H} = 2H/\rho u_D^2$. Тогда объемный расход через единичный зазор выражается в виде

$$Q_L = \int u dy = \omega R_2^2 \int \bar{u} d\bar{h}. \quad (2)$$

Так как измерения проводились не между дисками, а на некотором расстоянии от них, то необходимо внести поправку на толщину дисков и привести, таким образом, результаты измерений к междисковому зазору:

$$Q_{Lb} = \frac{b + \Delta}{b} \omega R_2^2 \int \bar{u} d\bar{h}. \quad (3)$$

Обозначив

$$\bar{q}_b = \frac{b + \Delta}{b} \int \bar{u} d\bar{h}, \quad (4)$$

получим

$$Q_{Lb} = \omega R_2^2 \bar{q}_b. \quad (5)$$

Тогда суммарный объемный расход через аппарат определится как

$$Q = Q_L L = \frac{b}{b + \Delta} \omega R_2^2 L \bar{q}_b. \quad (6)$$

В эксперименте измерялись распределения по высоте выходного канала скоростного напора $q = p_o - p = \rho v^2/2$ и увеличение полного давления

$\Delta p = p_0 - p_a$. Измеряемые величины были близки между собой по всему сечению канала и во всех проведенных экспериментах. Таким образом, $p \approx p_a$. Такая равномерность распределения статического давления даже при значительной неравномерности распределения скорости характерна для потоков в насосах разных типов [6]. Так как $\Delta p \approx \rho v^2 / 2$, то по аналогии с (3) – (6) из соотношения (1) для напора будем иметь

$$H = \left(\frac{b}{b + \Delta} \right)^2 \frac{u_D^2}{2g} \bar{H}_b, \quad (7)$$

где

$$\bar{H}_b = \left(\frac{b + \Delta}{b} \right)^2 \frac{2g}{u_D^2} \frac{R_2}{\gamma h} \int (p_0 - p_a) d\bar{h}. \quad (8)$$

По данным экспериментов определялись профили скорости и давления в выходном канале и значения \bar{q}_b и \bar{H}_b , для которых по методу наименьших квадратов находились зависимости вида

$$y = c \text{Re}^l \bar{r}^m \bar{b}^n \bar{h}^k.$$

Данные экспериментов сравнивались с результатами расчетов по полученным эмпирическим зависимостям.

Результаты. Было проведено 13 опытных серий, каждая из которых состояла из 16 экспериментов. В каждой серии производились измерения для четырех значений \bar{h} : 0,5; 7/12; 2/3; 0,8, при каждом из которых, в свою очередь, проводились эксперименты при четырех значениях угловой скорости ω : 100,5; 141,37; 225,15; 286,93 с⁻¹. Серии характеризовались следующими геометрическими параметрами:

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
R_2	120	120	120	120	120	120	120	150	150	180	180	180	180
R_1	60	75	60	60	75	60	60	60	75	60	75	60	75
b	2	2	2,7	4	4	6	8	6	6	4	4	8	8

Безразмерные параметры в указанных сериях имели следующие диапазоны: $1,6 \leq 1/\bar{r} \leq 3$; $15 \leq 1/\bar{b} \leq 60$; $1600 \leq \text{Re} \leq 27400$; $0,5 \leq \bar{h} \leq 0,8$.

В экспериментах установлено, что профили безразмерных скоростей в координатах $\bar{u}(\bar{h})$ и коэффициентов давления в координатах $\Delta\bar{p}(\bar{h})$ при фиксированной геометрии практически совпадают (рис. 2, I), т. е. форма профиля слабо зависит от ω . Обнаружено также, что в каждой серии максимальные значения \bar{u} и $\Delta\bar{p}$ слабо зависят от относительной высоты выходного канала \bar{h} (рис. 2, II). Это свидетельствует об удачном выборе масштабных величин для обезразмеривания скорости и напора.

Дополнительные исследования показали, что функция $\bar{q}_b(\bar{h})$ имеет максимум при $\bar{h} \cong 0,6 - 0,7$. Далее при увеличении высоты выходного канала наблюдается ее уменьшение (рис. 3). Эта закономерность имела место для всех рассмотренных серий экспериментов. Поэтому такие значения \bar{h} будем считать практически нецелесообразными и в дальнейшем соответствующие им данные исключим из рассмотрения.

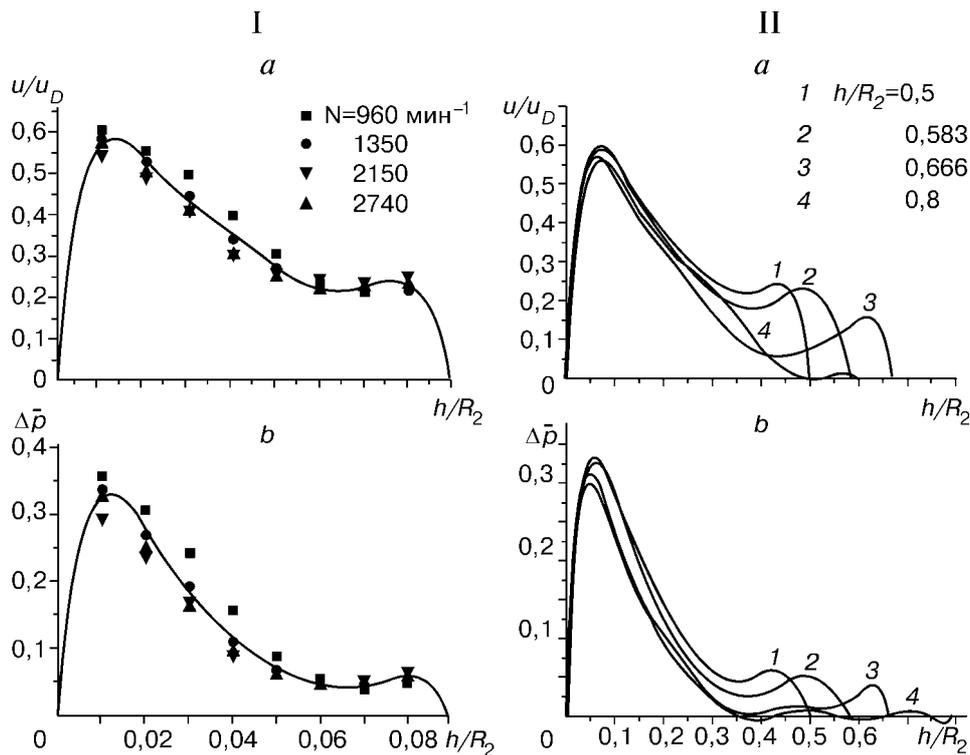
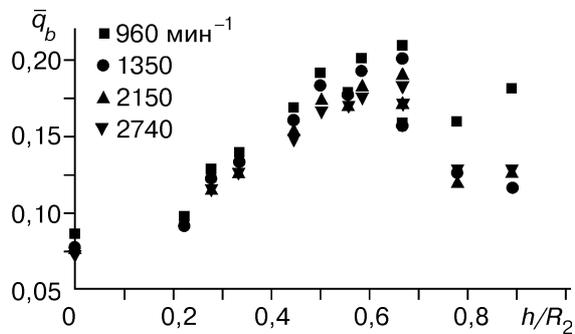


Рис. 2. Безразмерные профили скорости (а), профили коэффициентов давления (б).

I: $R_2 = 180$ мм, $R_1 = 75$ мм, $b = 4$ мм, $h = 90$ мм; II: $R_2 = 180$ мм, $R_1 = 75$ мм, $b = 4$ мм, $\Delta\bar{p} = 2\Delta p / \rho u_D^2$.

Рассмотрим зависимость $\bar{H}_b(\bar{q}_b)$ (рис. 4, а). Из графика видно, что все точки независимо от геометрических параметров исследованных конфигураций ложатся на кривые, соответствующие различным фиксированным значениям \bar{h} . Существенное отклонение от указанной зависимости имеет место лишь для $\bar{h} = 0,8$. Вместе с тем имеются точки, относящиеся к некоторым сериям, которые не подчиняются обнаруженной закономерности (рис. 4, б). По-видимому, это объясняется тем, что существуют предельные значения параметров \bar{r} и \bar{b} , при переходе через которые происходит резкое уменьшение рассматриваемых характеристик. Поэтому далее будем считать также практически нецелесообразными конструкции, в которых

$$1/\bar{r} \leq 1,6, \quad 1/\bar{b} \geq 60, \quad (9)$$



и исключим из рассмотрения данные, не удовлетворяющие этим ограничениям. Проведенные операции позволяют получить простую зависимость для определения \bar{H}_b :

Рис. 3. Зависимость $\bar{q}_b(\bar{h})$.

$$\bar{H}_b = 1,558 \bar{h}^{-1,76} \bar{q}_b^{2,083}. \quad (10)$$

На рис. 4, а показаны экспериментальные точки и соответствующие им теоретические кривые, рассчитанные по формуле (10). Аппроксимируя полученные данные по методу наименьших квадратов, получим зависимость для \bar{q}_b :

$$\bar{q}_b = 0,32 \text{Re}^{-0,125} \bar{r}^{-0,013} \bar{b}^{-0,27} \bar{h}^{0,322}. \quad (11)$$

Полезная мощность насоса в этом случае равна

$$N = \gamma QH = \left(\frac{b}{b + \Delta} \right)^3 R_2^2 \frac{u_D^3}{2g} \gamma L \bar{H}_b \bar{q}_b = \left(\frac{b}{b + \Delta} \right)^3 R_2^2 \frac{u_D^3}{2g} \gamma L \bar{N}_b. \quad (12)$$

Таким образом, при равных R_2 и ω выше будет мощность насоса с большим значением \bar{N}_b . Из соотношений (10) – (11) следует

$$\bar{N}_b = \bar{H}_b \bar{q}_b = 1,558 \bar{h}^{-1,76} \bar{q}_b^{3,083}. \quad (13)$$

Как показали расчеты, коэффициенты линейной корреляции между измеренными экспериментально и полученными по найденным эмпирическим зависимостям значениями составили для \bar{q}_b , \bar{H}_b и \bar{N}_b соответственно 0,83, 0,913 и 0,885, что при выборке из 120 точек вполне достаточно для утверждения, что между экспериментальными и расчетными величинами исследуемых параметров существует неслучайная линейная зависимость.

Итак, по найденным зависимостям (10), (11), (13), а также соотношениям (6), (7), (12) можно определить основные интегральные параметры диаметрального дискового насоса трения описанной конфигурации с ротором из гладких дисков в следующем диапазоне изменения параметров: $1600 \leq \text{Re} \leq 27400$, $2 \leq 1/\bar{r} \leq 3$, $15 \leq 1/\bar{b} \leq 45$, $0,5 \leq \bar{h} \leq 2/3$ с точностью, достаточной для инженерного расчета аппаратов. Заметим, что при практическом использовании формул (6), (7) и (12) необходимо учитывать влияние боковых стенок.

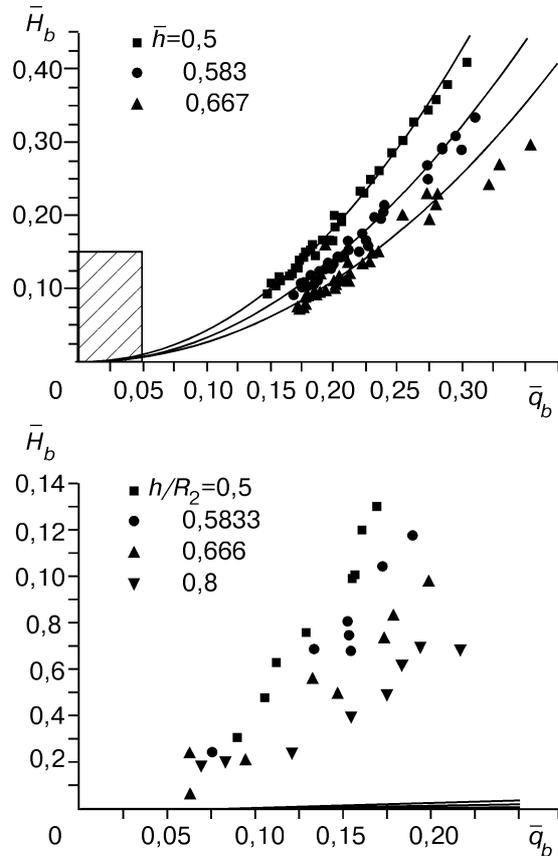


Рис. 4. Зависимость $\bar{H}_b(\bar{q}_b)$; внизу — для экспериментальных данных, не удовлетворяющих ограничениям (9).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пат. РФ № 1768801. Дисковый насос / П.И. Беломестнов. Заявка № 4406663. Приоритет от 08.04.88. — БИ № 38, 1992.
2. Пат. РФ № 1679142. Устройство для осушения и очистки воздуха / П.И. Беломестнов. Заявка № 4092240. Приоритет от 30.05.86. — БИ № 35, 1991.
3. Пат. № 1769667. Газовый лазер с замкнутой системой циркуляции газа / П.И. Беломестнов. Заявка № 3401856. Приоритет от 25.02.82. — БИ № 27, 1995.
4. Жаркова Г.М., Коврижина В.Н., Правдин С.С. и др. Об особенностях теплообмена в диаметральных дисковых насосах // Теплофизика и аэромеханика. — 1998. — Т. 5, № 4. — С. 499 – 504.
5. Zharkova G.M., Fomichev V.P., Khaidarov S.V., Kovrizhina V.N., Pravdin S.S. Flow visualization , Sorrento, September 1–4, 1998.— CD Rom Proc. — Rep. 149.
6. Идельчик И.Е. Потери на удар в потоке с неравномерным распределением скоростей // Тр. ЦАГИ. — 1948. — № 662.

*Статья поступила в редакцию 15 апреля 1998 г.,
в доработанном виде — 22 августа 1999 г.*