

Ю. П. Кленин

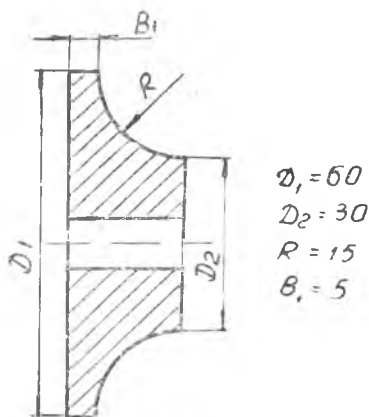
РАСЧЕТ МОЩНОСТИ ДИСКОВОГО ТРЕНИЯ В РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫХ МИКРОТУРБИНАХ

В настоящее время в микроэнергетике все более широкое применение находят микротурбины радиально-осевого типа. Как известно, одним из наиболее эффективных способов повышения к. п. д. микротурбин является увеличение окружной скорости рабочего колеса. Однако с ростом последней интенсивно увеличиваются потери мощности на дисковое трение.

Уже накоплен некоторый экспериментальный материал по определению дисковых потерь для гладких дисков, имитирующих рабочие колеса турбин осевого и радиального типов [1, 2, 3].

В настоящей работе приводятся результаты расчетного и экспериментального исследования, позволяющие определять мощность дискового трения для гладких дисков, имеющих форму колеса радиально-осевой микротурбины. Пользуясь этими данными, можно, например, рассчитывать дисковые потери рабочих колёс, имеющих бандаж.

На фиг. 1 изображен диск, форма которого характерна для колес радиально-осевого типа. Задачу определения мощности трения такого диска при его вращении в газе начнем решать с вывода формулы мощности трения для криволинейной поверхности диска.



Фиг. 1.

Обычно обвод криволинейной поверхности радиально-осевых колес выполняется в виде дуги окружности радиуса R , длина ко-

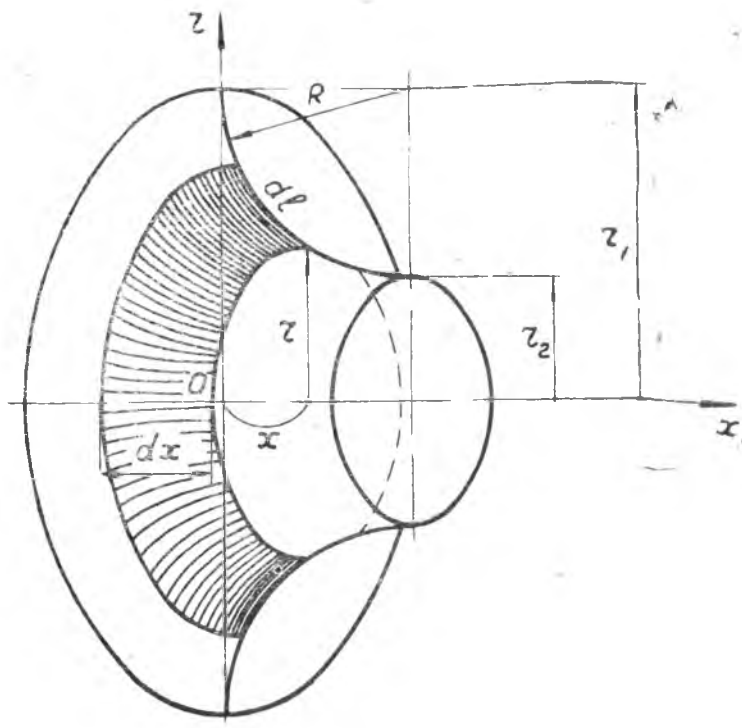
торой равна $\frac{\pi R}{2}$. Поверхность трения образуется вращением этой дуги вокруг оси ox (фиг. 2).

На расстоянии r от оси ox выделим на поверхности трения элементарный участок, образованный вращением дуги dl вокруг той же оси. Площадь выделенного участка:

$$ds = 2\pi r dl. \quad (1)$$

dl — дифференциал дуги, равный:

$$dl = \sqrt{1 + \left(\frac{dr}{dx}\right)^2} dx.$$



Фиг. 2.

Найдя производную $\frac{dr}{dx}$ из уравнения образующей поверхности трения и сделав соответствующие замены, получим:

$$ds = 2\pi r R (2Rx - x^2)^{-\frac{1}{2}} dx.$$

На выделенный участок будет действовать сила трения:

$$dP = C_f \frac{\rho}{2} u^2 ds = C_f \rho u^2 \pi r R (2Rx - x^2)^{-\frac{1}{2}} dx,$$

где C_f — коэффициент трения;

ρ — плотность газа;

u — окружная скорость выделенного участка.

Момент этой силы относительно оси ox :

$$dM = r dP = C_f \rho \omega^2 r^4 \pi R (2Rx - x^2)^{-\frac{1}{2}} dx. \quad (2)$$

Интегрируя уравнение (2) по x в пределах от $x=0$ до $x=R$, получим момент сил трения, действующий на всю криволинейную поверхность относительно оси вращения:

$$M = \pi C_f Q_{cp} \omega^2 R \int_0^R \left[r_1 - (2Rx - x^2)^{\frac{1}{2}} \right]^4 (2Rx - x^2)^{-\frac{1}{2}} dx.$$

Здесь плотность принимается равной $\rho_{cp} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$.

Мощность дискового трения криволинейной поверхности будет равна:

$$N_d = M\omega = 0,736\beta \cdot 10^{-2} u_1^3 \rho_{cp} \frac{R}{r_1^3} \int_0^R \left[r_1 - (2Rx - x^2)^{\frac{1}{2}} \right]^4 \times \\ \times (2Rx - x^2)^{-\frac{1}{2}} dx, \quad (3)$$

где

$$\beta = \frac{\pi C_f \cdot 10^2}{0,736}.$$

Интегрируя уравнение (3) разложением в ряд, получим выражение для мощности трения криволинейной поверхности диска:

$$N_d = 0,736\beta \cdot 10^{-2} \rho_{cp} u_1^3 D_1 R \times \\ \times \left[0,78 - 3,97 \frac{R}{D_1} + 9,30 \left(\frac{R}{D_1} \right)^2 - 10,55 \left(\frac{R}{D_1} \right)^3 \right] \text{ вт}. \quad (4)$$

Здесь ρ_{cp} — кг/м³; u_1 — м/сек; D_1 и R — м.

Аналогичным образом можно получить выражение для мощности трения по двум боковым поверхностям и ободу диска (фиг. 1):

$$N_d = 0,736\beta \cdot 10^{-3} \rho_{cp} u_1^3 D_1^2 \left\{ 0,5 \left[1 + \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^5 \right] + \frac{5B_1}{D_1} \right\} \text{ вт}, \quad (5)$$

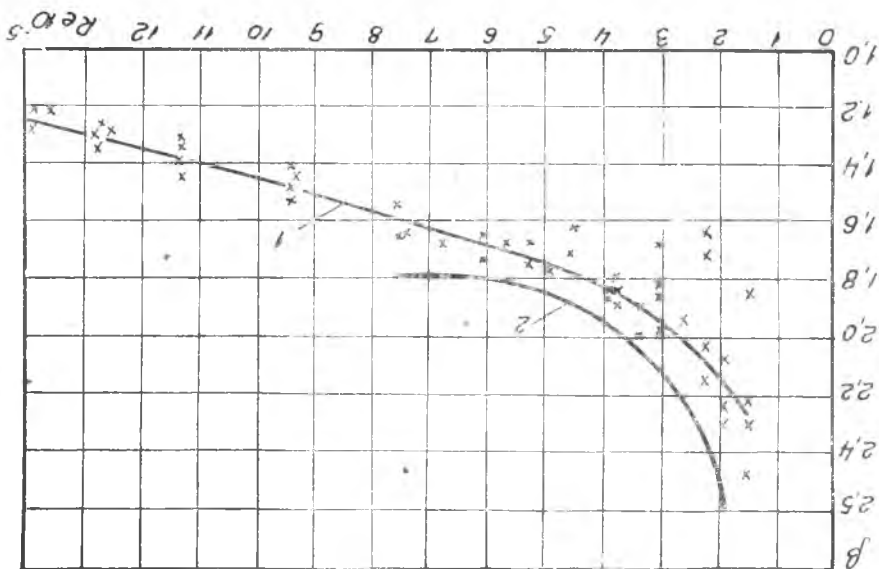
Суммируя (4) и (5), получим формулу для расчета мощности трения по всей поверхности диска:

$$N_d = 0,736\beta \cdot 10^{-3} \rho_{cp} u_1^3 D_1^2 \left\{ 0,5 \left[1 + \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^5 \right] + \right. \\ \left. + \frac{5}{D_1} \left[B_1 + 2R \left(0,78 - 3,97 \frac{R}{D_1} + 9,30 \frac{R^2}{D_1^2} - 10,55 \frac{R^3}{D_1^3} \right) \right] \right\} \text{вт.} \quad (6)$$

Здесь, как и раньше $\beta = \frac{\pi C_f \cdot 10^2}{0,736}$.

Следует иметь в виду, что, если по формуле (6) рассчитывается мощность трения облопаченного диска турбины, то в поверхность трения не включается площадь облопачивания по входному и выходному сечениям колеса. Трение по этим поверхностям включается во внутренние потери на колесе.

Коэффициент дискового трения β определялся при прокрутке диска (фиг. 1) на тормозной установке. Диск прокручивался в воздушной среде с $\rho = 1,21 \text{ кг/м}^3$. По мощности дискового трения, измеренной на тормозной установке, и формуле (6) подсчитывался коэффициент β для различных чисел $Re = \frac{D_1 u_1}{\nu}$. Для измерения крутящего момента, соответствующего мощности трения диска, использовался тормоз, обладающий высокой чувствительностью. Его рычажные весы реагируют на минимальный груз весом $5 \cdot 10^{-4} \text{ Н}$, что при плече в 15 см соответствует моменту $75 \cdot 10^{-4} \text{ Н} \cdot \text{см}$. При $Re < 5 \cdot 10^5$ точность определения коэффициента β зависит в основном от погрешности измерения момента трения диска $M_{тр}$. Максимальная погрешность измерения момента при $(M_{тр})_{\min} = 44 \cdot 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{см}$



Фиг. 3. Зависимость β от Re :

1—по данным эксперимента; 2—по данным работы [1].

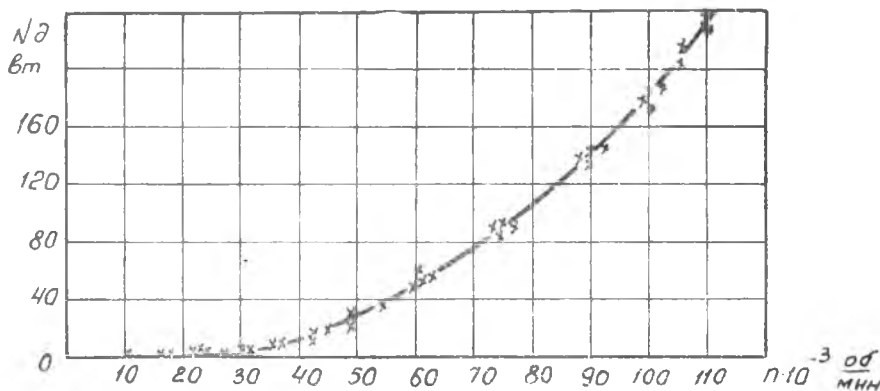
равнялась 17%. При $Re > 5 \cdot 10^5$ на точность определения β основное влияние оказывает погрешность измерения оборотов диска. Последние измерялись частотомером ИЧ-7 с точностью 2%.

На фиг. 3 приведена экспериментальная зависимость $\beta = f(Re)$.

Максимальное значение $Re = 1,4 \cdot 10^6$ соответствовало оборотам $n = 110 \cdot 10^3$ об/мин. На той же фигуре приведена аналогичная кривая для диска радиальной микротурбины, полученная в работе [1]. Из сравнения кривых видно, что форма диска оказывает влияние на характер изменения $\beta = f(Re)$. Различие в величине β для сравниваемых кривых при $Re = 7 \cdot 10^5$ составляет 13% и продолжает увеличиваться с ростом Re .

Влияние зазора между камерой тормоза и диском на коэффициент β в рассматриваемом диапазоне изменения Re не было обнаружено.

Фиг. 4 дает представление об изменении мощности трения исследуемого диска в зависимости от оборотов. Из фигуры видно, что, например, при $n = 100 \cdot 10^3$ об/мин $N_d = 190$ вт. Это составляет 26% от мощности микротурбины в 736 вт.



Фиг. 4.

ВЫВОДЫ

1. Получена формула, позволяющая рассчитывать мощность трения гладких дисков, имеющих форму колеса радиально-осевой микротурбины.

2. В результате проведенного экспериментального исследования получена зависимость коэффициента дискового трения β от числа Re для данного типа колес.

ЛИТЕРАТУРА

1. А. Г. Б л а т о в. Мощность дискового трения в микротурбинах, «Вопросы микроэнергетики», труды КуАИ, выпуск XXII. 1965.
 2. Н. М. М а р к о в. Теория и расчет турбинных ступеней, Машгиз, 1963.
 3. А. Г. З а р я н к и н, А. Н. Ш е р с т ю к. Радиально-осевые турбины малой мощности, Машгиз, 1963.
-