

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОТЕРЬ ТРЕНИЯ  
ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ РОТОРА  
МАСЛОЗАПОЛНЕННОГО ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ  
ГИДРОТОЛКАТЕЛЯ

Э. М. ГУСЕЛЬНИКОВ, В. А. ЖАДАН

(Представлена научным семинаром кафедр электрических машин  
и общей электротехники)

Стремление создать компактные электрогидравлические толкатели (ЭГТ), насосы вызывает необходимость приблизить электродвигатель непосредственно к рабочему колесу и выполнять электродвигатели маслозаполненными, т. е. погруженными. При проектировании погружных электродвигателей для ЭГТ, насосов важно правильно определить механические потери, так как они могут превышать сумму всех других потерь в машине. Потери трения на торцах ротора рассматриваются как дисковые и могут быть определены по [4].

Течение жидкости в зазоре между статором и ротором схематически можно представить как плоское движение между двумя концентрическими цилиндрами, когда вращается внутренний цилиндр, а наружный неподвижен.

Как известно, момент трения вращающейся цилиндрической поверхности о жидкость может быть представлен в виде

$$M = 2\pi r^2 \tau l, \quad (1)$$

где

$l$  и  $r$  — соответственно длина и радиус цилиндрической поверхности;  
 $\tau$  — касательное напряжение, у стенки, равное

$$\tau = \lambda \frac{v^2}{2g} = \frac{\omega^2 r^2 j}{2g}, \quad (2)$$

где

$v$  — средняя скорость жидкости в зазоре;  
 $\lambda$  — безразмерный коэффициент сопротивления, являющийся критерием подобия;  
 $j$  — удельный вес жидкости.

Для подсчета величины коэффициента сопротивления  $\lambda$  и цилиндрических потерь авторами [1—3] предложено несколько формул. Расчет цилиндрических потерь в ЭГТ по предлагаемым формулам не обеспечивает достаточной для практики точности. Поэтому на основании анализа этих формул и экспериментальных исследований, результаты которых приведены в табл. 1, величина коэффициента сопротивления для трущихся цилиндрических поверхностей в ЭГТ нами установлена равной

$$\lambda = 0,46k_\delta \left(\frac{\delta}{r}\right)^{0,25} Re^{-5} \text{ для } 10 < Re < 10^4, \quad (3)$$

Таблица 1

№ пп	2r, мм	l, мм	t, мм	b <sub>s</sub> , мм	δ, мм	v · 10 <sup>-6</sup> м <sup>2</sup> /сек	j кг/м <sup>3</sup>	Потери трения, вт		ΣN <sub>оп</sub>	ΣN <sub>р</sub>
								опыт ΣN <sub>оп</sub>	расчет ΣN <sub>р</sub>		
1	55	52	—	—	0,1	7,58	862	—	24	—	—
2	»	»	»	»	0,2	»	»	20	20	1	1
3	»	»	»	»	0,3	»	»	18	18	1	1,05
4	»	»	»	»	0,4	»	»	18	17	1	1,03
5	»	»	»	»	0,5	»	»	16	15,5	1	1,04
6	»	»	»	»	0,6	»	»	16	15,3	1	1,04
7	55	52	7,3	1	0,3	7,58	862	20	20	1	1
8	»	»	»	2	»	»	»	21	22	0,95	0,95
9	»	»	»	3	»	»	»	25	26	0,96	0,96
10	»	»	»	4	»	»	»	26	29	0,9	0,9
11	»	»	14,6	3	»	»	»	21	22	0,95	0,95
12	»	»	7,3	2	0,3	25	870	39	42	0,93	0,93
13	55	52	»	»	»	60	875	62	66	0,94	0,94
14	»	»	»	»	»	130	880	93	97	0,96	0,96
15	»	»	»	»	»	290	900	136	148	0,92	0,92
16	»	»	»	»	»	7,58	862	127	132	0,96	0,96
17	100	50	17	2	0,4	»	»	144	148	0,97	0,97
18	»	»	»	4	»	»	»	123	130	0,95	0,95
19	»	»	8,5	1	»	»	»	138	143	0,96	0,96
20	»	»	»	2	»	»	»	153	157	0,97	0,97
21	»	»	»	3	»	»	»	136	142	0,96	0,96
22	100	50	»	—	0,2	7,58	862	126	129	0,98	0,98
23	»	»	»	»	0,3	»	»	120	120	1	1
24	»	»	»	»	0,4	»	»	119	113,5	1,05	1,05
25	»	»	»	»	0,5	»	»	118	108,5	1,09	1,09
	»	»	»	»	0,6	»	»				

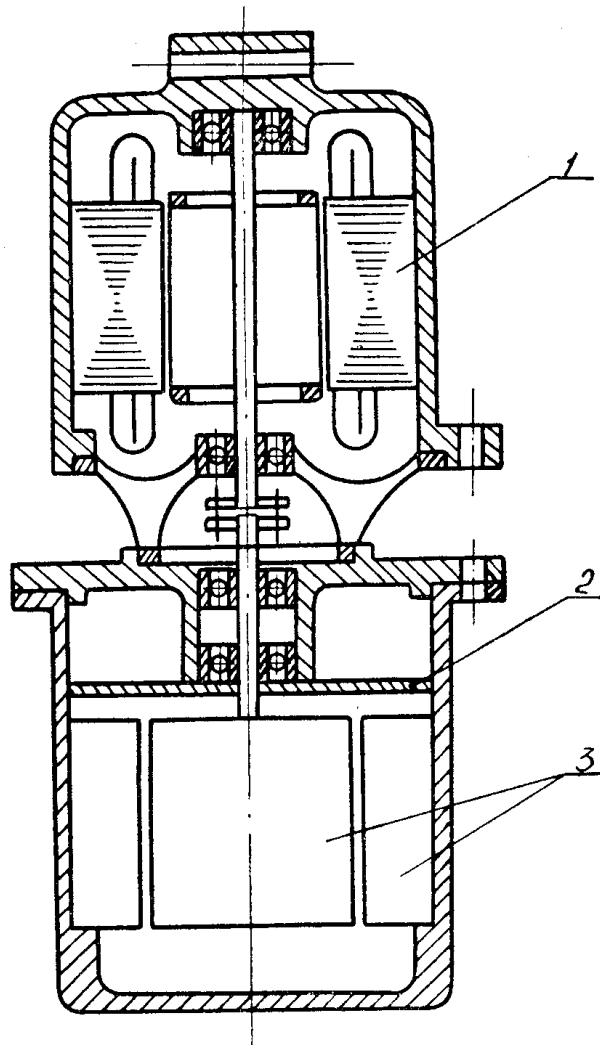


Рис. 1. Экспериментальная установка для исследования потерь трения цилиндрических поверхностей (1 — тарированный электродвигатель, 2 — маслоотбойный диск, 3 — исследуемые цилиндры)

$$\lambda = 0,073 \cdot k_{\delta} \left( \frac{\delta}{r} \right)^{0,25} Re^{-0,3} \text{ для } 10^4 < Re < 2,5 \cdot 10^4, \quad (4)$$

где

$$k_{\delta} = \frac{t_1 + 10\delta}{t_1 + 10\delta - b_s} - \text{коэффициент, учитывающий увеличение гидрав-$$

лического сопротивления, вызванного дополнительным завихрением жидкости в открытых или полузакрытых пазах статора, для гладких цилиндрических поверхностей  $k_{\delta} = 1$ ;

$$Re = \frac{\omega \cdot r \cdot \delta}{\nu} = \frac{\pi \cdot n \cdot r \cdot \delta}{30\nu} \text{ -- число Рейнольдса;}$$

$\delta$  — радиальный зазор между вращающейся цилиндрической поверхностью и неподвижной стенкой;

$\nu$  — вязкость рабочей жидкости;

$t_1$  — шаг по пазам статора;

$b_s$  — открытие паза статора.

Используя уравнения (1—4), найдем мощность трения цилиндрических поверхностей:

$$N = \omega M = \frac{1,65 \cdot 10^{-6}}{\sqrt{Re}} \cdot k_{\delta} \cdot j \cdot l \cdot n^3 \cdot r^4 \cdot \sqrt[4]{\frac{\delta}{r}}$$

для  $10^4 < Re < 10^4$ ;

$$N = 0,26 \cdot 10^{-6} \cdot k_{\delta} \cdot j \cdot n^3 \cdot r^4 \cdot Re^{-0,3} \cdot \sqrt[4]{\frac{\delta}{r}}$$

для  $10^4 < Re < 2,5 \cdot 10^4$ .

Исследование влияния на величину потерь вязкости рабочей жидкости, радиального зазора  $\delta$  между вращающимися и неподвижными цилиндрами, зубчатости статора и т. д. проводилось на экспериментальной установке, показанной на рис. 1. Результаты экспериментального исследования и расчетов приведены в табл. 1. Они свидетельствуют о том, что предлагаемые для расчетов цилиндрических потерь в ЭГТ формулы позволяют с достаточной для практики точностью учитывать влияние различных факторов на величину этих потерь.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. А. А. Ломакин. Центробежные и пропеллерные насосы. Машгиз, 1950.
2. М. Д. Айзенштейн. Центробежные насосы для нефтяной промышленности, Гостоптехиздат, 1957.
3. Е. И. Янговский. Механические потери в зазоре электродвигателя, заполненного жидкостью. — «Вестник электропромышленности», 1957, № 9.
4. Э. М. Гусельников, В. Ф. Ротт. Электродвигательные толкатели, «Энергия», 1968.