

## ИССЛЕДОВАНИЕ ВЕНТИЛЯЦИИ ЗАКРЫТЫХ АСИНХРОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ И ИХ ПРИБЛИЖЕННЫЙ ВЕНТИЛЯЦИОННЫЙ РАСЧЕТ

В. А. Жадан, Д. И. Санников

(Представлена научным семинаром кафедр электрических машин и  
общей электротехники)

В работах [1, 2] показано, что вентиляторы дискового типа дают больше возможностей для значительного увеличения их производительности, хотя они имеют несколько повышенные вентиляционные потери по сравнению с бездисковыми вентиляторами. Поэтому исследования проводились на базе двигателей серии АО2 1—4-го габаритов и Д-132 только для дисковых вентиляторов, размеры которых изменялись в широких пределах. Испытания проводились при различных скоростях вращения. Поскольку характер основных зависимостей на различных скоростях вращения одинаков, то на рис. 1 — 4 приведены для иллюстрации зависимости расхода воздуха и потерь на вентиляцию от основных размеров вентиляторного узла только для одной скорости вращения — 1500 об/мин.

Получены зависимости расхода воздуха  $V$  и потерь на вентиляцию  $P_v$  от основных размеров вентиляторного узла: наружного диаметра вентилятора  $D^*_2 = \frac{D_2}{D_k}$ ; внутреннего диаметра вентилятора  $D^*_1 = \frac{D_1}{D_2}$ ; ширины лопатки  $b^* = \frac{b}{D_k}$ ; числа лопаток вентилятора  $N$  и диаметра входной решетки кожуха  $D^*_{вх} = \frac{D_{вх}}{D_k}$ . Для того, чтобы сравнивать дви-

гатели разных габаритов, основные размеры вентилятора взяты в относительных единицах; в качестве базового размера, определяющего габариты двигателя, выбран диаметр кожуха в цилиндрической части  $D_k$ .

При увеличении наружного диаметра вентилятора  $D^*_2$  (рис. 1, а) расход растет почти пропорционально, а потери на вентиляцию растут более резко. Поскольку испытываемые двигатели серии АО2 и еще большей степени Д-132 имеют поджатие кожуха, максимальный наружный диаметр составляет 0,9. В двигателях на 3000 об/мин, где вентиляционные потери составляют значительную величину,  $D^*_2$  целесообразно уменьшить до 0,8 для уменьшения вентиляционных потерь и шумов.

Изменение внутреннего диаметра вентилятора  $D^*_1$  в пределах 0,1—0,6 не приводит к существенному изменению  $V$  и  $P_v$  (рис. 1, б,) однако при увеличении  $D^*_1$  расход воздуха уменьшается, а вентиляционные потери возрастают, что объясняется ростом потерь на удар при входе в вентилятор в связи с увеличением окружной скорости на внутреннем диаметре вентилятора. Поэтому внутренний диаметр вентилятора

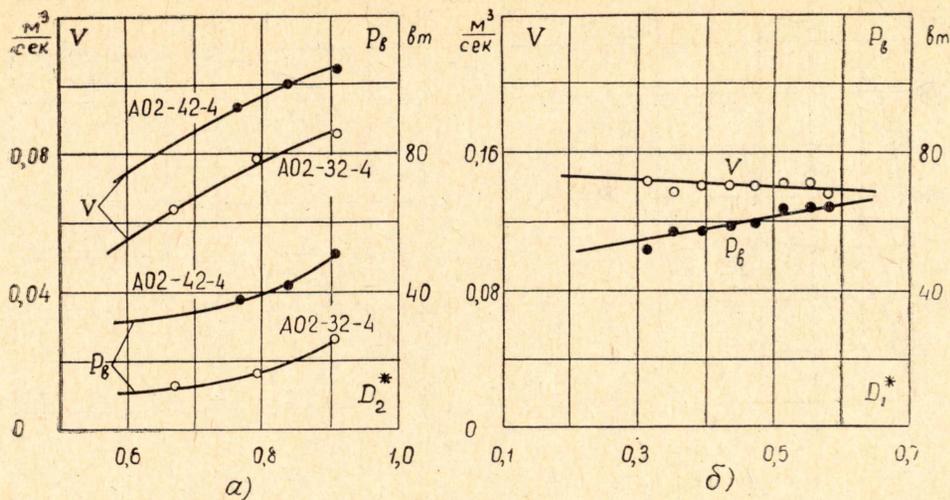


Рис. 1. а) зависимость расхода воздуха и вентиляционных потерь от наружного диаметра вентилятора;  
 б) зависимость расхода воздуха и вентиляционных потерь от внутреннего диаметра вентилятора для двигателя D — 132 М — 4

нужно выбирать наименьшим. Практически для вентиляторов со ступицей можно рекомендовать

$$D^*_1 = 0,3.$$

Зависимость расхода воздуха от ширины лопатки  $b^*$  (рис. 2, а) имеет максимум при

$$b^* = 0,25.$$

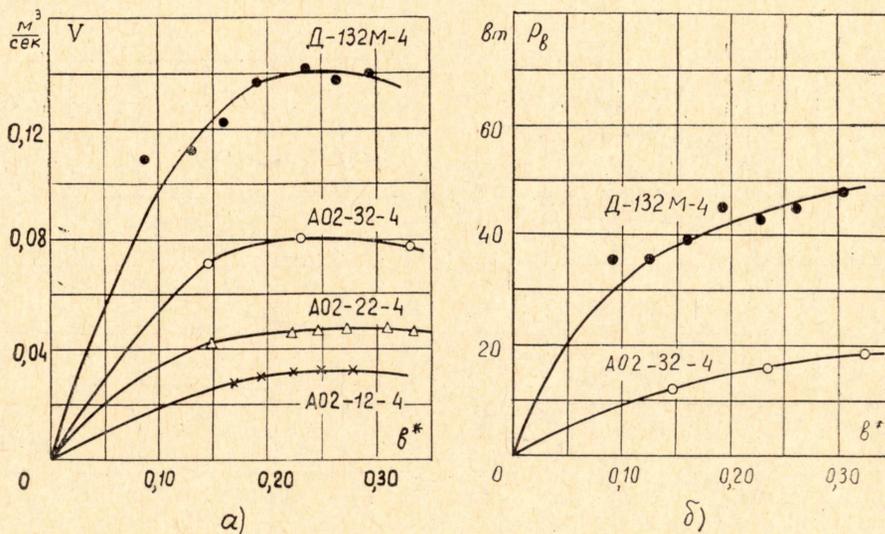


Рис. 2. Зависимость расхода воздуха и потерь на вентиляцию от ширины лопатки

для всех испытанных двигателей. Потери на вентиляцию монотонно возрастают с увеличением ширины лопатки. Поскольку зависимость  $V=f(b^*)$  пологая в области оптимума, возможны отклонения в сторону меньших значений  $b^*$ .

Зависимости расхода и потерь на вентиляцию от числа лопаток показаны на рис. 3, а, б. Установлено, что для каждого габарита имеется такое число лопаток вентилятора, при котором увеличение расхода практически прекращается. На рис. 3, а линия АА показывает предельное це-

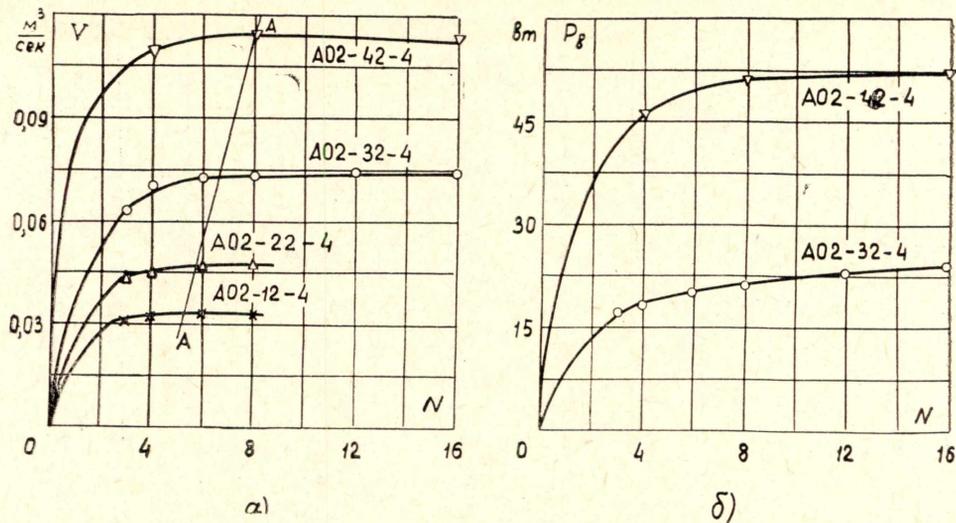


Рис. 3. Зависимость расхода воздуха и потерь на вентиляцию от числа лопаток

лесообразное число лопаток вентилятора для различных габаритов двигателей при 1500 об/мин. При скорости вращения 3000 об/мин, для уменьшения вентиляционных потерь предельное число лопаток следует уменьшить.

Зависимость  $V$  от входного диаметра вентилятора (рис. 4, а) имеет максимум при

$$D_{\text{вх}}^* = 0,75 - 0,80.$$

Вентиляционные потери (рис. 4, б) растут с увеличением  $D_{\text{вх}}^*$  и особенно резко при  $D_{\text{вх}}^* > 0,80$ , что объясняется значительным увеличением утечек.

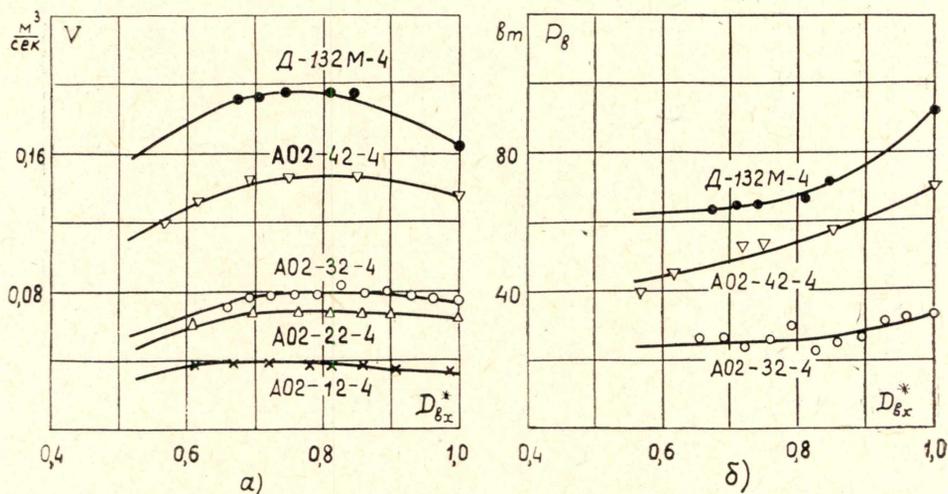


Рис. 4. Зависимость расхода воздуха и потерь на вентиляцию от входного диаметра кожуха

На основании исследований вентиляторов дискового и бездискового типов для закрытых асинхронных двигателей 1—4 габаритов была разработана методика упрощенного вентиляционного расчета, заключающаяся в определении скорости воздуха, обдувающего поверхность двигателя. Указанная скорость является важнейшим фактором, определяющим коэффициент теплоотдачи оболочки. Ввиду того, что у различных участков поверхности скорость воздуха существенно отличается, за рас-

четную скорость принимается ее среднее значение при выходе воздушного потока из-под кожуха.

$$v_p = \frac{V}{S_e},$$

где  $S_e$  — площадь выхода.

Результаты вентиляционных исследований показывают, что скорость обдува  $V_p$  может быть рассчитана в зависимости от окружной скорости вентилятора

$$v_0 = \frac{\pi D_2 n}{60},$$

$$v_p = v_0 \cdot k_N \cdot k_b \cdot k_f \cdot k_i \cdot k_e \cdot k_T,$$

Здесь  $k_N$  — коэффициент, учитывающий влияние числа лопаток вентилятора, который равен

N	3	4	5	6	7—11	12—16
$k_N$	0,89	0,95	0,975	0,99	1,00	0,99

$k_b$  — учитывает влияние ширины лопатки, определяется по формуле

$$k_b = 1 - 6(0,32 - b_{л}^*)^2 \quad \text{при} \quad 0,12 \leq b_{л}^* = \frac{b_{л}}{D_{ст}} \leq 0,38;$$

$k_f$  — учитывает влияние относительного живого сечения решетки  $f_p$ , определяется по формуле

$$k_f = 1 - 1,333(1 - f_p)^3;$$

$k_i$  — учитывает диаметр входной решетки в кожухе вентилятора и определяется в зависимости от относительного диаметра входа

$$D_i^* = \frac{D_i}{D_{ст} + D_2},$$

$D_i$  — диаметр входной решетки,

$D_{ст}$  — диаметр станины, по формуле

$$k_i = 1 - 9(0,45 - D_i^*)^2 - 30(0,45 - D_i^*)^3 \quad \text{при} \quad 0,3 \geq D_i^* \geq 0,6;$$

$k_e$  учитывает относительную площадь выхода

$$S_e^* = \frac{S_e}{D_{ст}^2},$$

$k_e = 0,525$  при  $S_e^* \geq 0,25$

и  $k_e = 0,775 - S_e^*$  при  $S_e^* > 0,25$ ;

$k_T$  зависит от конструкции вентилятора и может приниматься:

для бездисковых вентиляторов — 0,9,

для вентилятора с малым диском — 1,0,

(до  $\frac{2}{3} D_2$ )

для вентилятора с большим диском — 1,1.

**Результаты вентиляционного расчета некоторых асинхронных двигателей**

	АО2-12-4	АО2-32-4	АО2-32-2	АО2-42-4	АО2-42-2	Д-132-М-4
$v_0$	12,8	16,3	30,7	19,3	33,7	18,6
N	4	4	3	4	3	8
$b^*_{\text{л}}$	0,22	0,235	0,23	0,24	0,24	0,206
$f_p$	0,63	0,58	0,58	0,53	0,53	0,53
$D^*_{\text{и}}$	0,355	0,380	0,390	0,340	0,365	0,384
$S^*_{\text{е}}$	0,315	0,250	0,250	0,290	0,290	0,240
$k_N$	0,95	0,95	0,89	0,95	0,89	1,0
$k_b$	0,940	0,957	0,950	0,972	0,972	0,922
$k_f$	0,932	0,900	0,900	0,862	0,862	0,862
$k_i$	0,894	0,946	0,960	0,850	0,917	0,952
$k_e$	0,460	0,525	0,525	0,485	0,485	0,525
$k_t$	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	1,0
$v_p$						
расчет	3,94	5,96	10,5	5,78	10,0	7,38
опыт	4,0	5,8	9,5	5,6	9,7	7,5
$\Delta v_p, \%$	-1,5	+2,8	+10,5	+3,2	+3,1	-1,6

### Выводы

1. Вентиляторы, имеющие оптимальные размеры, позволяют увеличить расход воздуха в 1,7—2,3 раза при увеличении потерь на вентиляцию в 1,4—2,2 раза по сравнению с исходным двигателем серии АО2.
2. Предложенная методика приближенного вентиляционного расчета имеет достаточную для инженерной практики точность (погрешность методики не превышает 10%).

### ЛИТЕРАТУРА

1. Е. Б. Ковалев, А. Т. Токаренко, А. Н. Бурковский. Вентиляционный расчет электродвигателей серии ВАО. «Электротехника», 1968, № 1.
2. В. А. Жадан, Д. И. Санников, Г. А. Сипайлов. Исследование вентиляции закрытых асинхронных двигателей малой мощности. Известия ТПИ, т. 190, 1968.