

**ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ
ВЕНТИЛЯТОРОВ И ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ
МАШИН ПОСТОЯННОГО ТОКА**

Р. Я. КЛЯЙН, Д. И. САННИКОВ

(Представлена научным семинаром кафедр общей электротехники и электрических машин)

Для интенсификации охлаждения машин постоянного тока используются различные пути: развитие поверхности охлаждения; компаундирование обмоток для создания хорошего теплового контакта с деталями конструкции, осуществляющими теплоотвод; увеличение производительности вентилятора и т. д. Последний путь достаточно эффективен и менее трудоемок.

Конструкция вентиляционной системы, применяемой в современных машинах постоянного тока единой серии П, в силу своего несовершенства не может обеспечить достаточной интенсивности охлаждения в высокоиспользованных машинах вновь проектируемых серий. Низкий напор вентилятора существующей конструкции обусловлен большими потерями в кольцевом канале между вентилятором и подшипниковым щитом. В частности, ухудшение аэродинамических характеристик этого участка связано с односторонним расположением выходных окон в подшипниковом щите и с недоиспользованием их площади вследствие образования аэродинамических теней и вихревых зон. Затрудненный характер выхода воздуха усиливает потоки утечки вентилятора, в особенности через зазор между передним диском и станиной.

Меры, направленные на повышение интенсивности охлаждения, должны заключаться, прежде всего, в устранении указанных недостатков.

Конструкция вентилятора, представленная на рис. 1, позволяет в значительной степени избавиться от потоков утечки и выровнять поле скоростей воздуха на выходе из камеры вентилятора.

Особенность рассматриваемого вентилятора 2 состоит в том, что он выполнен без переднего диска, вместо которого установлена неподвижная диафрагма 1 кольцевой формы. Диаметр заднего диска 3 увеличен до наружного диаметра вентилятора. Четыре выходных окна расположены равномерно по окружности подшипникового щита, ширина промежутков между ними выбрана по условию достаточной жесткости конструкции. Такой щит для краткости назовем «открытым».

Исследование параметров вентилятора проводилось на машинах серии П двух типоразмеров: П42 и П63 при скорости вращения 1500 об/мин. Испытания проводились как с открытым щитом, так и со щитом серийной конструкции. Площадь выходных окон открытого щита для машины П42 в 3,5 раза, а для П63 в 2 раза больше, чем у подшипникового щита существующей конструкции.

Вентиляционные испытания проводились с помощью аэростенда, выполненного в виде воздухо непроницаемой камеры, в выходное отверстие которой помещалась испытуемая машина. Вход в камеру снабжен расходомерным устройством, действующим по принципу измерения раз-

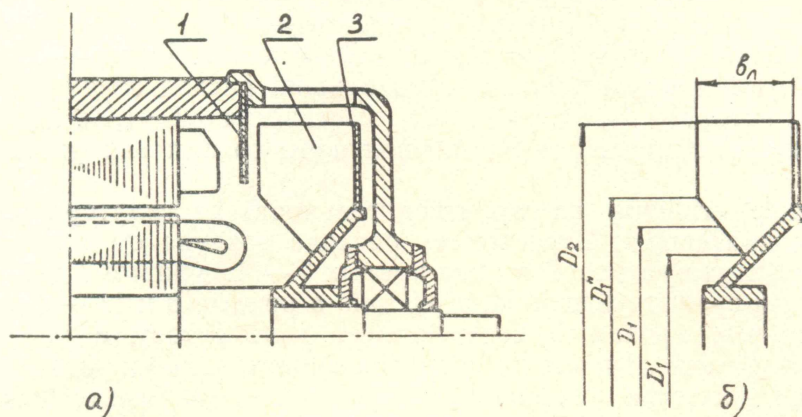


Рис. 1

ряжения в плавном входном коллекторе. Расход воздуха изменялся с помощью вспомогательного вентилятора, встроенного в аэростенд.

Влияние внешнего диаметра D_2 (см. рис. 1, б) на производительность вентилятора показано на рис. 2 кривыми 1—4. Границы измене-

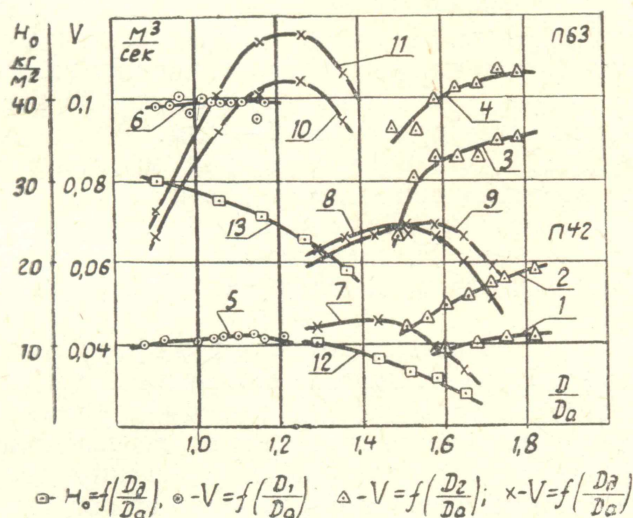


Рис. 2

ния внешнего диаметра по отношению к внутренней расточке подшипникового щита составляли 0,8—0,97. Кривые 1 и 3 соответствуют щиту существующей конструкции, 2 и 4 — открытому щиту. Уменьшение аэродинамического сопротивления выхода приводит к более резкой зависимости расхода воздуха от наружного диаметра вентилятора. Как видно по кривым 1—4, по мере увеличения диаметра D_2 и приближения его к внутренней расточке щита расход воздуха непрерывно увеличивается. Однако это явление сопровождается большим ростом затрат мощности на вентиляцию и усилением вентиляторного шума. Очевидно, в этом случае критерием оптимальности не может быть принята лишь величина расхода воздуха. Необходимо исходить из соотношения эффекта ин-

тенсивности охлаждения от увеличения диаметра вентилятора и затрат мощности на вентиляцию, принимая при этом допустимые границы вентиляторного шума.

Весьма незначительное влияние на расход и напор оказывает внутренний диаметр вентилятора D_1 (кривые 5 и 6) независимо от того, изменяется ли внутренний диаметр за счет изменения D_1' (рис. 1, б) при $D_1'' = \text{const}$ или за счет $D_1'' = \text{var}$ при $D_1' = \text{const}$. Потери на вентиляцию изменяются незначительно. Наибольший расход воздуха дает вентилятор, у которого отношение D_1/D_a составляет 1,1—1,12. Здесь D_a — диаметр якоря. Кривые 5 и 6 были получены со щитом серийной конструкции.

Большое влияние на производительность вентилятора оказывает кольцевая диафрагма. Зависимость расхода воздуха от диаметра диафрагмы показана на рис. 2 в виде кривых 7—11. Кривые 7 и 10 получены со щитом существующей конструкции, а кривые 8 и 11 — с открытым щитом, причем кривая 9 соответствует вентилятору с увеличенным в два раза числом лопаток по сравнению с остальными зависимостями. Увеличение диаметра диафрагмы сопровождается значительным понижением напора вентилятора вследствие возникновения завихрения у передней кромки лопаток, усиления утечки в зазоре между диафрагмой и вентилятором. Зависимость напора от диаметра диафрагмы показана на рис. 2 кривыми 12 и 13 соответственно для машин П42 и П63. Однако при малом диаметре диафрагмы увеличивается аэродинамическое сопротивление воздухопровода машины. Вентиляционные затраты мощности, как показывает опыт, не зависят от диаметра диафрагмы. Максимальный расход охлаждающего воздуха может быть получен при отношении диаметра диафрагмы к диаметру якоря в пределах 1,2—1,5, что является оптимальным. Причем, точное значение этой величины должно определяться для каждого габарита машин индивидуально. Зазор между вентилятором и диафрагмой, на основании исследований ряда авторов, рекомендуется принимать 2—4 мм.

Опыты показывают, что увеличение ширины лопатки вентилятора приводит к росту вентиляционных потерь, хотя расход воздуха при этом увеличивается незначительно. Поэтому ширину лопатки, принятую в современных машинах серии П, следует считать достаточной, а именно, отношение ширины лопатки к диаметру якоря следует брать в пределах 0,3—0,35.

Зависимость расхода воздуха от числа лопаток вентилятора показана на рис. 3 кривыми 1—4. Здесь зависимости 1 и 3 сняты со щитом существующей конструкции, а кривые 2 и 4 — с открытым щитом. Из рис. 3 видно, что увеличение числа лопаток вентилятора свыше 15 не только не увеличивает расход воздуха, но даже приводит к некоторому снижению его, при этом значительно возрастают затраты мощности на вентиляцию (кривая 5). Поэтому количество лопаток 11—15 следует считать оптимальным. Уменьшение аэродинамического сопротивления выхода воздуха из камеры вентилятора за счет увеличения площади выходных окон подшипникового щита является существенным резервом повышения производительности вентилятора. Как видно из рис. 2 и 3, увеличение расхода только за счет уменьшения аэродинамического сопротивления выхода при прочих равных условиях у исследуемых машин достигает 35%. На рис. 4 показана зависимость расхода воздуха от площади выходных окон подшипникового щита. Здесь S_{max} — площадь кольца на боковой поверхности подшипникового щита.

Критерием выбора оптимальной площади открытия щита, обеспечивающей достаточно малое значение аэродинамического сопротивления выхода, может служить лишь условие брызгозащищенности и условие прочности конструкции щита.

Рекомендации, полученные в результате исследования параметров вентилятора, были проверены в тепловом режиме на двигателе П42, номинальные данные которого $P_n = 3,8$, кВт $U_n = 110$ в, $n_n = 1500$ об/мин.

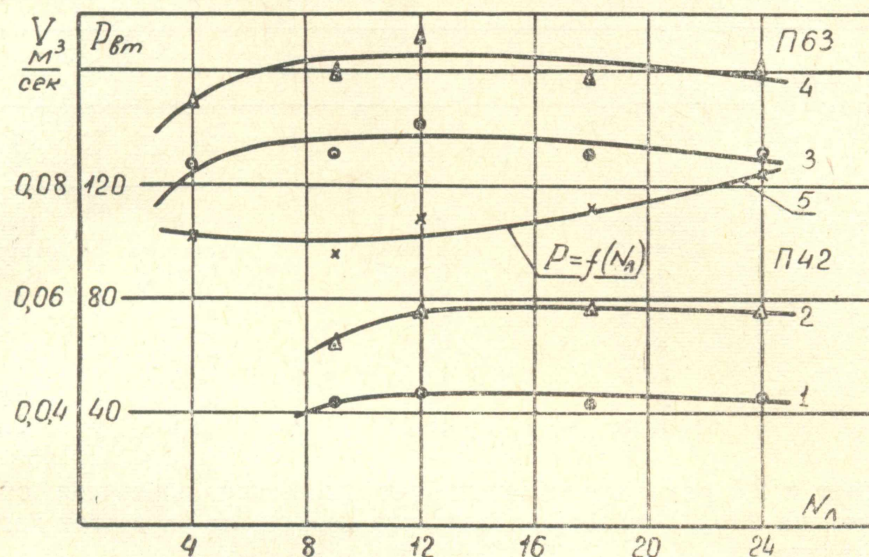


Рис. 3.

Испытания проводились при номинальном токе якоря $I_a = 42$ а в следующих режимах:

I — контрольный режим с серийным вентилятором и щитом;

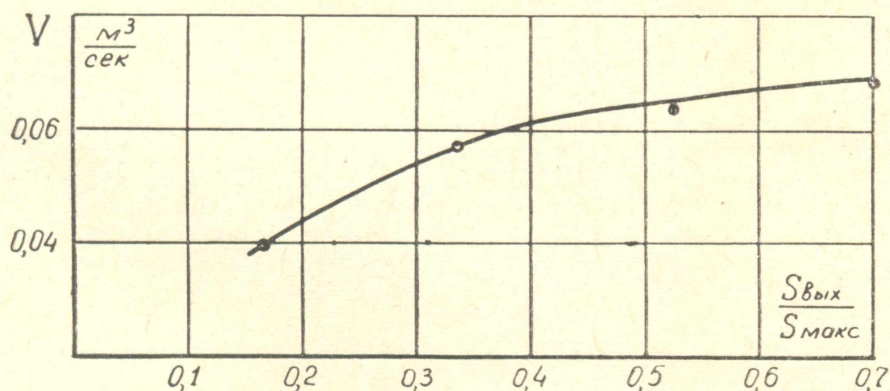


Рис. 4

II — усовершенствованный вентилятор (рис. 1) с оптимальными размерами и серийный щит;

III — усовершенствованный вентилятор и открытый щит;

IV — то же, причем на открытом щите установлен кожух, обеспечивающий брызгозащищенность. Перегревы обмоток определялись по методу сопротивления, перегрев станины — по термопарам, встроенным на поверхности станины. Результаты опыта представлены в таблице.

Здесь V — рабочий расход воздуха через машину;

θ_a — перегрев обмотки якоря над окружающим воздухом;

$\theta_{ш}$ — перегрев обмотки возбуждения;

θ_d — перегрев обмотки добавочных полюсов;

$\theta_{ст}$ — перегрев станины;

$t_{окр}$ — температура окружающей среды;

$\Delta\theta_f$ — подогрев охлаждающего воздуха в машине.

Как показывает опыт, применение вентилятора без переднего диска, но с неподвижной диафрагмой, обеспечивает увеличение расхода воздуха в 1,6 раза, благодаря чему перегрев обмотки якоря снижается на 11⁰/₀ и обмотки возбуждения на 25⁰/₀. При открытом щите расход

Условия и результаты опыта	Режимы			
	I	II	III	IV
Вентилятор	Серийный	Рис. I	Рис. I	Рис. I
Щит	Серийный	серийный	открытый	открытый
$V \text{ м}^3/\text{сек}$	0,027	0,0435	0,0689	0,068
$\theta_a \text{ }^\circ\text{C}$	95	84,8	75,2	73,5
$\theta_{ш} \text{ }^\circ\text{C}$	41,7	31,1	35,1	21
$\theta_{\delta} \text{ }^\circ\text{C}$	50,9	55,2	39,5	46
$\theta_{см} \text{ }^\circ\text{C}$	20,4	14,5	10,6	12,2
$t_{окр} \text{ }^\circ\text{C}$	36	34	33	33
$\Delta\theta_f \text{ }^\circ\text{C}$	17,5	15,5	8,0	7,0

возрастает в 2,5 раза, что обеспечивает снижение перегрева обмоток в среднем на 20⁰/₀. Установка защитного кожуха не ухудшает достигнутых результатов.