

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ВЕНТИЛЯЦИОННОЙ СИСТЕМЫ МАШИН ПОСТОЯННОГО ТОКА СЕРИИ П 1-6 ГАБАРИТА

В. А. ЖАДАН, Д. И. САННИКОВ, М. А. САННИКОВА

(Представлена научным семинаром кафедр общей электротехники
и электрических машин)

Электрические машины серии П защищенного исполнения 1-6 габарита имеют аксиальную вытяжную систему вентиляции с неразветвленным воздухопроводом и центробежным вентилятором.

По договору с заводом «Электромашина» (г. Прокопьевск) в ТПИ выполнялась работа по усовершенствованию охлаждения этих машин. Для проведения вентиляционных испытаний был спроектирован и изготовлен аэростенд в виде уплотненной камеры, в выходном отверстии которой устанавливается испытуемая машина, а вход снабжен расходомерным устройством, действующим по принципу измерения разрежения в плавном входном коллекторе. Аэростенд имеет вспомогательный вентилятор осевого типа с плавной регулировкой скорости вращения, позволяющей изменять в широких пределах расход воздуха через машину V и давление в камере H .

Методика испытаний заключалась не только в обычном измерении расхода, но и в снятии характеристик вентиляционной системы $H(V)$ как при неподвижной, так и при вращающейся машине. В первом случае по характеристике определяется гидравлическое сопротивление машины z_3 , во втором — напор вентилятора.

Опытные характеристики машин приведены в [2]. Пересечение их с горизонтальной осью дает значение рабочего расхода воздуха через машину V_p , с вертикальной — напор холостого хода вентилятора H_0 .

Значения расхода, найденные из опыта, оказались в 1,7—2,4 раза меньше рассчитанных по обычной методике. Малая величина расхода приводит к снижению коэффициента теплоотдачи на охлаждаемых поверхностях и к подогреву воздуха в машине выше рекомендуемого уровня. Однако это обстоятельство может быть не обнаружено при тепловых испытаниях, поскольку температура воздушного потока в исследовавшихся машинах достигает максимума перед вентилятором, а затем быстро падает по мере приближения к выходному отверстию.

Поскольку расчетные и опытные значения эквивалентного гидравлического сопротивления машин z_3 , хорошо согласуются между собой, то расхождение между расчетным и опытным расходом необходимо отнести за счет снижения напора вентилятора под влиянием потоков утечки и циркуляционных потоков в междулопаточных каналах.

Удобным способом исследования свойств вентиляторов является построение характеристик их условного напора $H_y(V)$ путем вычитания ординат характеристик вентиляционной системы $H(V)$, снятых при неподвижном состоянии и при вращении машины.

$$H_y(V) = z_y V^2 - H(V)_{(n \neq 0)}, \quad (1)$$

Вид опытных характеристик $H_y(V)$ показан на рис. 3.

Условный напор вентилятора превышает полезный напор H_B на величину падения напора на внутреннем сопротивлении вентилятора z_B .

$$H_y(V) = H_B(V) + z_B V^2. \quad (2)$$

В рабочем режиме (при $H=0$) условный напор равен падению давления на полном гидравлическом сопротивлении машины

$$H_p = V_p^2 z_p. \quad (3)$$

Для вентилятора с идеальной параболической характеристикой

$$H_B(V) = H_0 - z_B V^2 \quad (4)$$

условный напор

$$H_y(V) = H_0 = \text{Const.} \quad (5)$$

Отличие опытных характеристик от случая (5) может быть объяснено влиянием утечки, а также влиянием циркуляционных потоков, имеющим такой же характер в качественном отношении. Если вентилятор с параболической характеристикой

$$H_B(V) = H_0' - z_B' V^2 \quad (6)$$

(кривая 1 на рис. 1) на схеме замещения вентиляционной системы машины зашунтировать сопротивлением утечки z_y (рис. 1), характери-

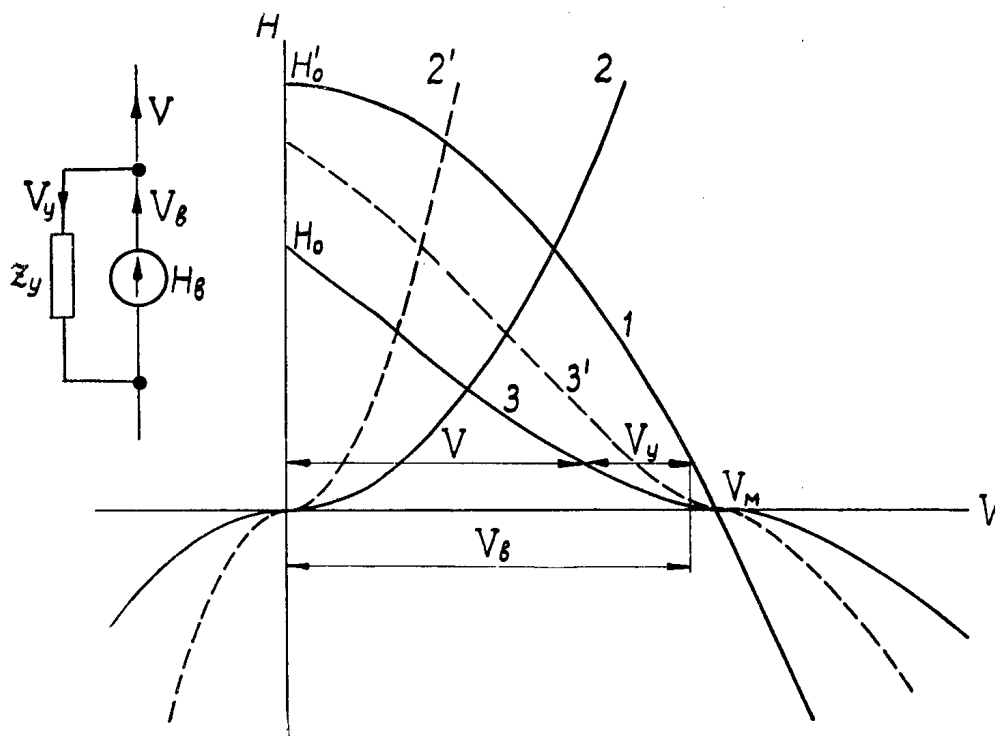


Рис. 1. Влияние утечки на характеристику вентилятора.

стика которого представлена кривой 2, то зависимость полезного напора от расхода воздуха через машину

$$H_B(V) = H_B(V_B - V_y) \quad (7)$$

определится путем вычитания абсцисс кривых 1 и 2 (кривая 3). Характеристика условного напора может быть построена с помощью формулы (2), где

$$z_B = \frac{z_B' \cdot z_y}{(\sqrt{z_B'} + \sqrt{z_y})^2} \quad (8)$$

внутреннее сопротивление вентилятора с учетом утечки.

Расчетные характеристики условного напора при различном отношении

$$\gamma = \sqrt{\frac{z_B'}{z_y}} \quad (9)$$

показаны на рис. 2 в относительных единицах. Их форма в основных чертах близка к форме опытных характеристик, следовательно, предлагаемое объяснение является удовлетворительным. Однако оно имеет только иллюстративный характер, поскольку расчет кривых (рис. 2) основан на существенных упрощениях.

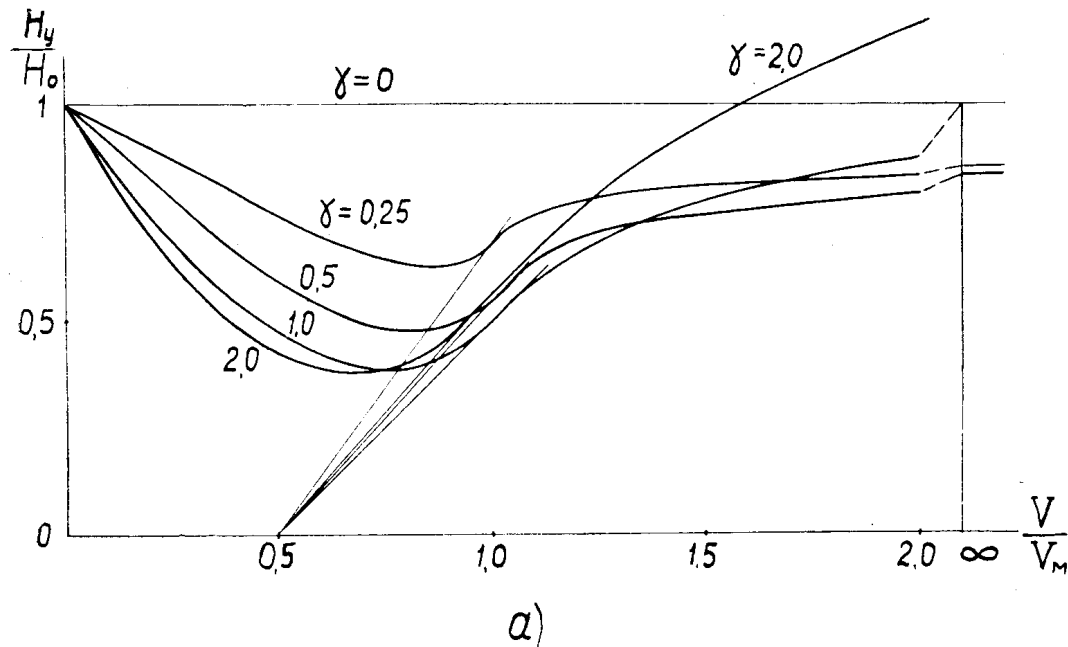
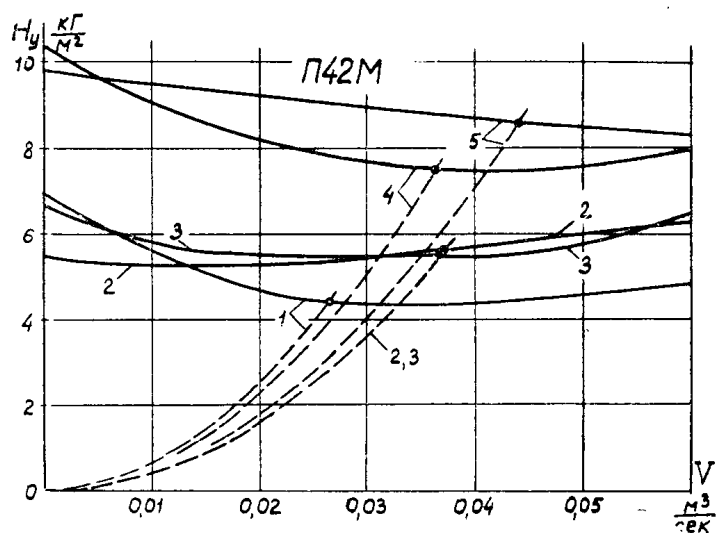
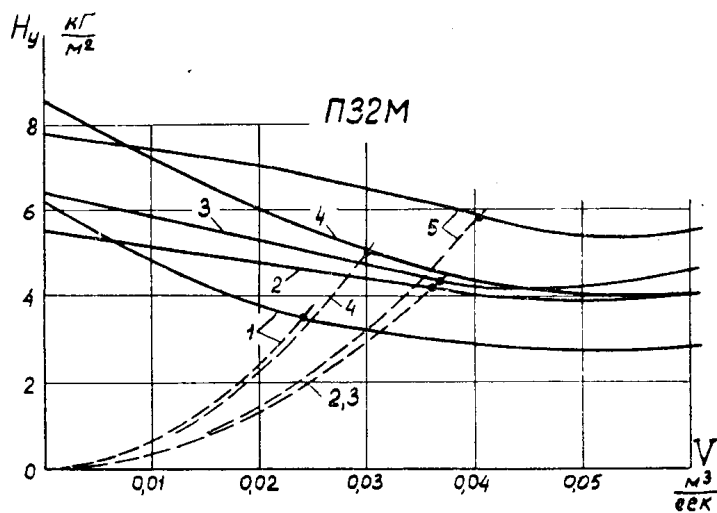


Рис. 2. Расчетные характеристики условного напора вентилятора.

Значительное развитие потоков утечки и циркуляционных потоков вызвано большим местным гидравлическим сопротивлением при выходе воздуха из машины, наличием зазора между передним диском вентилятора и корпусом, а также тем, что задний торец рабочей зоны вентилятора закрыт диском лишь частично.

Уменьшение влияния утечки позволяет повысить производительность вентилятора без увеличения его диаметра и количества лопаток, то есть практически без увеличения шумности и расхода мощности на вентиляцию. Для этой цели предлагаются следующие мероприятия:

1. При существующей конструкции машин выходные окна, расположенные на боковой поверхности заднего подшипникового щита, занимают от 96 до 136° дуги окружности; рекомендуется увеличить эту дугу приблизительно до 270° , то есть до величины, при которой еще может быть обеспечена брызгозащищенность с помощью жалюзийных решеток. На рис. 3 показаны характеристики вентилятора и воздухопровода для данного случая (кривые 2) в сравнении с характеристиками существующей конструкции (кривые 1). Помимо уменьшения гидравлического сопротивления машины в $1,4$ — $1,8$ раза происходит повышение напора вентилятора на 15 — 30 проц. Некоторое снижение на-



Р и с. 3. Опытные характеристики вентиляторов и воздухопроводов.

пора на начальном участке характеристики объясняется большей свободой протекания циркуляционных потоков при работе вентилятора на холостом ходу. Повышение расхода воздуха составляет 25—40 проц. от первоначального значения.

2. Рекомендуется заменить передний диск вентилятора неподвижной кольцевой диафрагмой, расположенной на расстоянии 2—4 мм от лопаток, при этом практически устраняется утечка через зазор между передним диском и корпусом, вследствие чего напор увеличивается на 50—80 проц. и расход воздуха — на 20—40 проц. (кривые 4 на рис. 3).

3. Увеличение диаметра заднего диска до наружного диаметра рабочего колеса устраняет утечку через заднюю торцевую поверхность вентилятора и вызывает некоторое повышение напора, главным образом на начальном участке характеристики, как видно из сравнения кривых 2 и 3. Это влияние является незначительным ввиду близости стенки щита. Поэтому данные изменения конструкции целесообразно применять только одновременно с предыдущим мероприятием в целях обеспечения механической прочности вентилятора.

4. Одновременное осуществление всех рекомендаций приводит к увеличению расхода воздуха на 45—70 проц. (кривые 5).

Тепловые испытания, проведенные при различных усовершенствованиях вентиляционной системы показали, что снижение перегревов

обмоток составляет в среднем 0,25 проц. на каждый процент увеличения расхода воздуха.

Выводы

1. Характеристика условного напора вентилятора дает достаточно полное представление о его свойствах и легко определяется опытным путем с помощью азростенда.

2. Сильное влияние на характеристику вентилятора оказывают утечка воздуха и циркуляционные потоки.

3. Предлагаемые мероприятия по уменьшению утечек обеспечивают в машинах серии П 1=6 габарита значительное увеличение расхода охлаждающего воздуха практически без увеличения мощности, потребляемой вентилятором.

ЛИТЕРАТУРА

1. А. Е. Алексеев. Конструкция электрических машин, ГЭИ, 1958.
2. Д. И. Санников. Исследование вентиляции машин постоянного тока серии П 1-6 габарита, Вопросы теории и проектирования электрических машин, Межвуз. сб. трудов, вып. 3, Новосибирск, 1963.