

В.В.Артихович, О.А.Мухин, И.И.Реутский,
И.С.Родионова

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ СИСТЕМ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ
ТЯГОВЫХ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ БОЛЬШЕГРУЗНЫХ
АВТОСАМОСВАЛОВ

При эксплуатации тяжелых автосамосвалов с электрической трансмиссией тяговые электродвигатели выделяют достаточно большое количество тепла, которое снимается специальной системой охлаждения. У современных машин эта система уже носит самостоятельный конструктивный характер, занимая по габаритам и потребляемой мощности известную долю. Поэтому использование научно обоснованной методики расчета системы и подбора оборудования (вентиляторы, фильтры и т.п.) – один из путей улучшения как весогабаритных, энергетических, так и шумовых характеристик машин.

Электродвигатели мотор-колес предназначены по условиям У2 (ГОСТ 15150–69) для эксплуатации в широком диапазоне наружных температур (рабочие значения: верхнее +40, нижнее –40, среднее – +10°C, а предельные – +45 и –50°C). Поэтому важным фактором является учет влияния температуры наружного воздуха на количество отводимого от двигателя тепла и, следовательно, необходимое количество охлаждающего воздуха.

Количество тепла, отнимаемого от нагретых поверхностей двигателя воздухом, определяется по выражению

$$Q = \alpha F (t_{\Pi} - t_m), \quad (1)$$

где Q –тепловой поток от поверхности F ; t_{Π} –температура нагретой поверхности; t_m – средняя температура охлаждающего воздуха; коэффициент теплоотдачи α зависит от средней скорости воздуха относительно обдуваемой поверхности, характера и состояния поверхности, температур воздуха и поверхности.

Используя выражение (1), можно найти изменение количества отводимого тепла при изменении t :

$$\bar{Q} = \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{\alpha_1}{\alpha_2} \cdot \frac{t_{\Pi} - t_{m1}}{t_{\Pi} - t_{m2}}. \quad (2)$$

При этом необходимо знать t_{m1} , t_{m2} , t_{Π} , α_1 , α_2 (или α_1/α_2). Чтобы определить коэффициент теплоотдачи, используем критериальные зависимости, описывающие теплоотдачу при турбулентном режиме движения газа. Для расчета средней теплоотдачи от стенки к воздуху известна зависимость [1]:

$$Nu = 0,018Re^{0,8}, \quad (3)$$

где $Nu = \alpha d / \lambda$ – критерий Нуссельта, характеризующий интенсивность процесса конвективного теплообмена; d – характерный геометрический размер; λ – коэффициент теплопроводности теплоносителя; $Re = vd / \nu$ – критерий Рейнольдса, определяющий гидромеханическое подобие течения теплоносителей; v – средняя скорость воздуха; ν – коэффициент кинематической вязкости теплоносителя.

Подставляя в (3) формулы для критериев Nu и Re , можно выразить α через физические параметры воздуха:

$$\frac{\alpha_1}{\alpha_2} = \frac{\lambda_1}{\lambda_2} \cdot \left(\frac{\nu_2}{\nu_1} \right)^{0,8} \quad (4)$$

(скорость воздуха v и характерный размер канала d не изменяются).

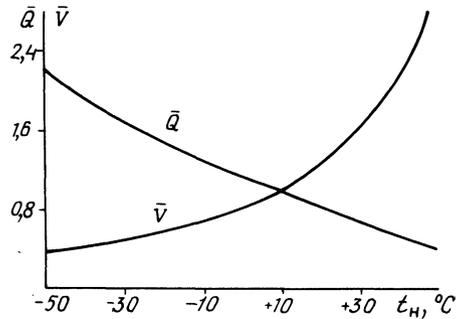


Рис. 1. Изменение расчетного количества воздуха в зависимости от наружных температурных условий.

Таким образом, используя выражение (4), можно определить величину $\bar{Q} = Q_1 / Q_2$. При расчетах принимаем $t_{\Pi} = 90^{\circ}\text{C}$, среднюю температуру охлаждающего воздуха определяем как $t_m = (t_{yx} - t_{bx}) / 2$, считая, что подогрев воздуха в двигателе $\Delta t = t_{yx} - t_{bx} = 30^{\circ}\text{C}$.

Результаты расчета изменения количества отнимаемого от двигателя тепла при работе его в условиях, отличных от средних ($+10^{\circ}\text{C}$), представлены на рис. 1. Видно, что при повышении температуры воздуха количество этого тепла значительно уменьшается (например, при $+40^{\circ}\text{C}$ оно составляет только 51% от необходимой величины) и, чтобы исключить перегрев обмоток, необходимо в $1/\bar{Q}$ раз увеличить съем тепла с охлаждающих поверхностей.

Для установившегося режима количества тепла, уносимого воздухом, равно

$$Q = c_p \rho V \Delta t, \quad (5)$$

где c_p – теплоемкость воздуха; ρ – плотность воздуха, $\rho = 1,29 \cdot \frac{273}{273+t} \cdot \frac{P_a}{760}$; P_a – атмосферное давление; V – расход воздуха.

Если задаться допустимым перегревом воздуха, то, исходя из выражения (5), можно найти требуемый расход вентиляционного воздуха V . Для обеспечения нормальных условий работы трансмиссии в широком диапазоне наружных температур необходимо регулировать расход охлаждающего воздуха в соответствии с представленным графиком (рис. 1). При этом улучшается коэффициент полезного действия установки и снижается расход мощности на привод воздуходушных устройств.

В ходе аналитического исследования систем воздушного охлаждения тяговых электродвигателей автомашин-самосвалов выполняется аэродинамический расчет сетей систем. Для этой цели составляются расчетные схемы сетей систем охлаждения, на которых учитываются все фасонные части сетей. Обычно система конструктивно имеет две сети – правую и левую, причем в качестве сетей могут быть использованы лонжероны с общим воздухозабором на обе сети или предусмотрены самостоятельные, независимые друг от друга трубопроводные сети. Цель аэродинамического расчета – теоретически определить потери давления в каждой сети по заданным максимальным расходам воздуха (по технологическим требованиям) и заданным (по конструктивным соображениям) размерам сечений всех элементов сети.

Был использован классический инженерный метод аэродинамического расчета [2]. Потери давления определялись по выражению

$$\Delta p = \sum_{i=1}^n \left(\frac{\lambda}{d} l + \sum \zeta \right)_i \frac{v_i^2}{2} \rho, \quad (6)$$

где $1 - n$ – номера участков основного (магистрального) направления; λ – коэффициент сопротивления трению; d – диаметр участка сети, м; l – длина расчетного участка, м; $\sum \zeta$ – сумма коэффициентов местного сопротивления на расчетном участке; v_i – скорость движения воздуха, м/с; которая определялась как $v_i = V/F_i$, т.е. по заданному расчетному расходу воздуха $V, \text{м}^3/\text{с}$ и площади поперечного сечения расчетного участка или местного сопротивления $F, \text{м}^2$.

По изложенной методике выполнены аэродинамические расчеты двух сетей систем воздушного охлаждения тяговых электродвигателей для чистого атмосферного воздуха при стандартных условиях (плотность $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$). Для БелАЗ-549Б потери давления в сети составили $\Delta p = 11270 \text{ Па}$ (1150 кгс/м^2) при максимальном расходе воздуха $V = 1 \text{ м}^3/\text{с}$, а для БелАЗ-7519 – соответственно $\Delta p = 6527 \text{ Па}$ (666 кгс/м^2) при $V = 1,33 \text{ м}^3/\text{с}$.

Результатом расчетов явилось построение характеристик сетей в координатах $p - V$. В предположении квадратичного закона изменения сопротивления уравнение сети (без подпора) имеет вид: $\Delta p = SV^2$, где S – коэффициент аэродинамического сопротивления сети, который определялся по данным аэродинамического расчета сетей систем охлаждения. Теоретические характеристики сетей S_{75} и S_{110} изображены на рис. 2; там же нанесены для сравнения

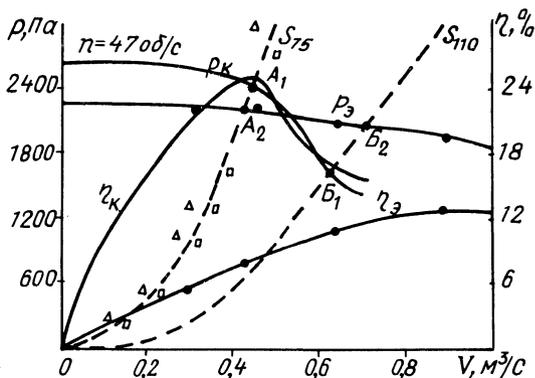


Рис. 2. Сводные аэродинамические характеристики систем воздушного охлаждения.

экспериментальные данные для левой (треугольники) и правой (прямоугольники) ветвей воздухопроводов, полученные при исследованиях на испытательном полигоне.

Суждение о режиме системы невозможно без совместного графического анализа характеристик сети и нагнетателя. Для этого был подвергнут испытаниям серийный радиальный вентилятор и получены характеристики $p_3, \eta_3 = f(V)$, одна из которых при частоте вращения $n = 47$ об/с (оптимальный режим) представлена на рис. 2. Для сравнения там же показаны каталожные характеристики p_k и η_k . Испытания проводились по известной методике [3] на стенде для аэродинамических исследований со всасывающим коллектором.

Анализ сводных аэродинамических характеристик показывает, что режим работы вентиляторов на сети (режимные точки $A_{1,2}$ и $B_{1,2}$) не обеспечивает требуемого нормативного расхода воздуха на охлаждение мотор-колес.

Помимо этого, проведена оценка аэродинамических характеристик и геометрических размеров аналитическими методами и по обобщенным номограммам [4–6].

Для расчета шумовой характеристики системы охлаждения были использованы формулы уровней звуковой мощности для вентиляторов L_B и сети L_C [6]:

$$L_B = L + 25 \lg p + 10 \lg V + \delta; L_C = 60 \lg v + 30 \lg \zeta + 10 \lg F + Б,$$

где, кроме приведенных ранее обозначений, δ – поправка на нерасчетный режим вентилятора и $Б$ – поправка, зависящая от типа обтекаемого потоком элемента.

При подстановке данных (прототипы – ВВД и Ц10–28) получено, что $L_B = 104–124$ дБ при работе в диапазоне изменения полных давлений от 2350 до 10780 Па (от 240 до 1100 кгс/м²). Теоретический уровень звуковой мощности шума, генерируемого конкретными дросселирующими, воздухораспределительными элементами, зависит от их геометрии и скорости течения воздуха.

тельными и воздухоприемными элементами сети L_c составил для БелАЗ–7519 и БелАЗ–549Б – 73,38 и 66,25 дБ соответственно. Полученные данные превышают или близки к предельно допустимым уровням звукового давления автомобилотранспортных средств по ГОСТ 19358–74 (табл. 66 [7]).

В результате теоретических и экспериментальных исследований установлено:

вынужденные конструктивные решения систем воздушного охлаждения с аэродинамической точки зрения приводят к излишнему увеличению сопротивления сетей, и как следствие, к увеличению энергоемкости нагнетателей;

для более экономичной и эффективной работы системы воздушного охлаждения следовало бы использовать вентилятор высокого давления, работающий в условиях оптимального КПД;

при расчетах систем и выборе типа нагнетателя следует учитывать колебания потребной производительности в достаточно широких пределах в зависимости от внешних условий;

шумовая характеристика систем может быть улучшена за счет совершенствования аэродинамических характеристик сети и вентилятора, а также конструкции привода вентиляторов (например, применением клиноременной передачи).

ЛИТЕРАТУРА

1. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. – М., 1973, с. 62–64.
2. Идельчик Е.И. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М., 1975. – 359 с.
3. Лабораторный практикум по ТГВ/Под ред. Э.Х.Одельского, О.А.Мухина Минск, 1973, с. 108–116.
4. Шерстюк А.Н. Вентиляторы и дымососы. – М. –Л., 1957, с. 38–39, 143–147.
5. Одельский Э.Х. Аналитический метод подбора центробежных вентиляторов общего назначения. – В сб.: Проблемы вентиляции и КВ. Минск, 1969. с. 14–18.
6. Справочник проектировщика: Внутренние санитарно-технические устройства. М., 1977, ч. II, с. 332, 381–408.
7. Новиков Г.В., Дударев А.Я. Санитарная охрана окружающей среды современного города. – Л., 1978, с. 190.

УДК 624.042.8

Р.И.Фурунжиев, В.В.Напрасников

ОПТИМИЗАЦИЯ ШАГА В КОМБИНИРОВАННОМ АЛГОРИТМЕ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ О КОЛЕБАНИЯХ КОНСТРУКЦИЙ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

Математические модели, описывающие поведение реальных конструкций мобильных машин, являются нелинейными и большемерными даже в случае моделей с сосредоточенными параметрами [1, 2]. Этот факт тем более справедлив при рассмотрении моделей с распределенными параметрами [3].