

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СХЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ МАЛОШУМНОГО ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

С.С. Скворцов, М.Е. Коварский
(ФГУП «НПП ВНИИЭМ»)

Приведена методика гидравлического (аэродинамического) расчета электрической машины. Гидравлическое (аэродинамическое) сопротивление необходимо знать, чтобы правильно выбрать вентилятор, создающий нужный напор для необходимого расхода воздуха, снимающего греющие потери, возникающие в электрических машинах.

Ключевые слова: вентилятор, электрическая машина, гидравлический расчет.

К выпускаемым в настоящее время электрическим машинам (ЭМ) как промышленного, так и специального назначения предъявляются довольно жесткие требования как по их вибрационным, так и по шумовым характеристикам (ВШХ).

Работе ЭМ сопутствуют магнитные и механические шумы и вибрации, а также аэродинамический шум. Источниками магнитных вибраций являются магнитные силы и моменты, возникающие в ЭМ. Величины магнитных сил и их частоты зависят от многих причин [1, 2], которые в данной статье не рассматриваются. Содержание данной работы, в основном, посвящено цели уменьшения вентиляционных шумов (ВШХ), которые возникают в ЭМ вследствие вращения ротора и насаженного на его вал вентилятора. Если упомянутые шумы превышают допустимые пределы, необходимо провести ряд мероприятий, приводящих к уменьшению этих шумов. Такая проблема возникла при испытании электродвигателя (ЭД) мощностью 22 кВт, частотой вращения 3000 мин^{-1} (4АН280А2). Основная работа коснулась поиска конструкции вентилятора, дающего необходимый напор и обеспечивающего требуемый расход воздуха при соблюдении заданных ВШХ.

В указанном ЭД изначально применялся штатный вентилятор (ШВ), отлитый заодно с короткозамкнутым к ольцом ротора с $D_{\text{нар}}/d_{\text{вн}} = 222/150$ (мм) и 21-й радиальной лопаткой с осевой длиной 105 мм.

В испытаниях было установлено, что ШВ обеспечивает необходимый расход воздуха через ЭД $0,12 \text{ м}^3/\text{с}$, но не обеспечивает необходимые требования по ВШХ (уровни звукового давления измерялись канд. техн. наук А.И. Каплиным). В связи с этим для снижения уровня шума был изготовлен стальной вентилятор с $D_{\text{нар}}/d_{\text{вн}} = 150/112$ (мм), состоящий из 20-ти приваренных к нему лопаток с осевой длиной 105 мм, который

устанавливался на проточенное короткозамкнутое кольцо ротора.

Одновременно с указанными работами по технологическим требованиям НПП ВНИИЭМ в Московском машиностроительном производственном предприятии «Салют» (ММП «Салют») были выполнены расчеты и компьютерное проектирование, а затем изготовлены из акрилового пластика три образца модифицированных макетов вентиляторов (В1, В2, В3) для установки их на ротор ЭД 4АН280А2.

В НПП ВНИИЭМ были проведены испытания макетного образца двигателя с ротором, на котором были установлены указанные выше вентиляторы. Для определения источников шума и оценки их уровня был исследован двигатель 4АН280А2 без вентилятора.

В этих испытаниях проводился частичный анализ спектральных составляющих звукового давления, определялись статическое давление и расход воздуха, а также температура обмотки статора и подшипников ЭД при номинальной нагрузке.

При анализе результатов проведенных испытаний было установлено, что наиболее перспективным как по уровню шума, так и по создаваемому расходу воздуха является макетный вентилятор В1 ММП «Салют» (рис. 2).

На этапе работ по подготовке производства вентиляторов выяснилось, что выполнить аналог вентилятора В1 ММП «Салют» из алюминиевого сплава очень сложно.

По этой причине в НПП ВНИИЭМ был разработан и изготовлен (рис. 3), а затем испытан вентилятор из алюминиевого сплава (ВА).

По результатам испытаний доработанный вентилятор ВА был рекомендован к применению в ЭД 4АН280А2 как создающий наименьший шум и необходимый расход воздуха через электродвигатель $0,12 \text{ м}^3/\text{с}$.



Рис. 1. Стальной вентилятор НПП ВНИИЭМ



Рис. 2. Макет вентилятора В1 ММПП «Салют»



Рис. 3. Алюминиевый вентилятор НПП ВНИИЭМ

Поскольку разработанный и испытанный вентилятор ВА отличается от ранее стоявшего на ЭД вентилятора ШВ, потребовался гидравлический расчет всей схемы охлаждения этого ЭД.

Гидравлический (в данном случае вентиляционный) расчет системы воздушного охлаждения двигателя необходим, поскольку только он позволяет судить, обеспечит ли вентилятор с данными характеристиками требуемое давление и расход газа, которые необходимы для эффективного удаления из двигателя всех греющих потерь. Авторы при этом ставили своей целью также кратко ознакомить специалистов в области электромеханики с опытом НПП ВНИИЭМ по гидравлическому расчету ЭМ.

Гидравлический расчет ЭМ всегда предваряет их тепловой расчет [3]. В нем, кроме гидравлических сопротивлений трактов движения воздуха, должны быть определены также коэффициенты теплоотдачи α во всех трактах охлаждения двигателя, необходимые в дальнейшем при проведении его теплового расчета. С этой целью должны быть определены как местные коэффициенты гидравлического сопротивления (КГС) ξ_m , так и КГС, зависящие от вязкого трения ξ_r .

Далее излагается гидравлический расчет двигателя 4АН280А2 с вентилятором ВА, изготовленных в НПП ВНИИЭМ.

Для того, чтобы сделать изложение более предметным, кратко остановимся на основных терминах, применяемых в гидравлике. Основным понятием в гидравлике реальных жидкостей (газов) является понятие вязкость.

Вязкость (внутреннее трение) – свойство жидкостей (газов), характеризующее сопротивление их течению под действием внешних сил. Вязкость проявляется в том, что при перемещении одних слоёв жидкости по отношению к рядом расположенным слоям возникают силы внутреннего трения.

Если ввести понятие «напряжение внутреннего трения» – τ , возникающее в вязкой жидкости (газе) в результате внутреннего трения между слоями, то его можно выразить в виде:

$$\tau = \mu dV/dr. \quad (1)$$

Уравнение (1) называют законом Ньютона для вязкой жидкости (газа). Динамический коэффициент вязкости μ в кг/(м·с) характеризует трение между соседними слоями жидкости, движущимися с разными скоростями. В практических расчетах часто используют так называемые

мый кинематический коэффициент вязкости, представляющий собой отношение μ к плотности жидкости ρ (кг/м³):

$$\nu = \mu/\rho, \text{ м}^2/\text{с}.$$

Законы движения жидкости в каналах описываются основными уравнениями гидродинамики. К ним относятся *дифференциальное уравнение движения и уравнение Бернулли*.

Если ввести систему координат с осями x и r , где x – продольная координата, направленная по движению жидкости и расположенная по центру круглого канала, а r – координата в поперечном сечении канала, и выделить в потоке движущейся жидкости элементарный цилиндрический слой толщиной dr на расстоянии r от центра канала и учесть, что на внутренней и внешней поверхностях этого слоя действуют ускоряющая и замедляющая силы, определяемые законом Ньютона (1), можно получить [4] *дифференциальное уравнение движения*, связывающее основные параметры движения жидкости (газа):

$$\frac{d^2V}{dr^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{dV}{dr} + \frac{a}{\mu} = 0; \quad -a = \frac{dp}{dx}; \quad a = \text{const}.$$

Уравнение Бернулли – это уравнение сохранения энергии, примененное к случаю движущейся в канале жидкости. Согласно ему энергия потока жидкости (газа), протекающего в единицу времени через произвольно выбранное сечение 1, равна энергии потока жидкости (газа), протекающего в единицу времени через сечение 2, за вычетом потерь удельной энергии, возникающих вследствие вязкости реальной жидкости, и возникающим в связи с этим сопротивлением движению, на преодоление которого затрачивается часть механической энергии.

Это утверждение можно выразить:

$$\rho \frac{V_1^2}{2} + P_1 = \rho \frac{V_2^2}{2} + P_2 + \Delta P_v, \text{ Па}, \quad (2)$$

где $\rho V_1^2/2$ и $\rho V_2^2/2$ – скоростные (динамические) давления; P_1 и P_2 – статические давления; ΔP_v – потери давления на участке между сечениями 1 и 2.

Уравнение (2) называют *уравнением Бернулли* для реальной жидкости (газа) (сред, имеющих внутреннее трение). Его считают основным уравнением гидродинамики. Оно отражает физические процессы: полное давление движущейся жидкости равно сумме динамического и статического давле-

ний (которое является постоянной величиной) за вычетом потерь давления, затрачиваемого на преодоление сил внутреннего трения на участке между сечениями 1 и 2.

Возникающие при движении жидкости потери давления ΔP_v можно разбить на две составляющие:

$$\Delta P_v = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_m,$$

где $\Delta P_{\text{тр}}$ – потери давления, обусловленные силами трения; ΔP_m – потери давления, обусловленные различными конструктивными элементами и местными преградами в потоке жидкости (газа) (поворот потока, сужение, расширение, решетка и т. п.).

Потери давления $\Delta P_{\text{тр}}$ представляют собой потери на преодоление внутреннего трения между различными слоями жидкости (газа), движущимися относительно друг друга. Поэтому внутреннее трение существенно зависит от распределения скорости в потоке и, следовательно, от режима течения жидкости.

При ламинарном течении вязкой жидкости распределение скоростей по сечению круглого трубопровода описывается параболой. Это обстоятельство представляет один из немногих случаев, когда интегрирование уравнения движения вязкой жидкости возможно. Произведя интегрирование уравнения движения, получим

$$\Delta P_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho}{2} V^2,$$

где l, d – длина рассматриваемого участка трубы и её диаметр, м; λ – коэффициент гидравлического трения (КГТ), который определяется экспериментально, а в случае ламинарного течения в круглой трубе определяется чаще всего по формуле Пуазейля:

$$\lambda = 64/\text{Re},$$

где Re – критерий Рейнольдса, по-разному определяемый для каждого режима течения.

В случае, когда течение вязкой жидкости носит турбулентный характер ($\text{Re} > 10^4$) или лежит в переходной области ($2300 < \text{Re} < 10^4$), экспериментально определены другие выражения для определения КГТ [3].

Потери давления ΔP_m – это затраты энергии на внутреннее трение при прохождении жидкостью различных препятствий в трубопроводах: вентилей, колен, диффузоров, сужений и расширений, которые называют местными гидравлическими сопротивлениями (МГС). Потери давления на этих сопротивлениях зависят от квадрата средней скорости потока до (или после) препятствия. Их определяют по формуле Вейсбаха:

$$\Delta P_m = \xi_m \rho V^2 / 2,$$

где V – средняя скорость потока до препятствия, м/с; ξ_m – безразмерный коэффициент КГС.

Обычно КГС определяют экспериментально и выражают в виде экспериментальных формул, графиков или таблиц [5]. Из этого же источника взяты КГС для приведенных далее расчетов гидравлического сопротивления (ГС) различных трактов двигателя.

При расчете конкретной электрической машины очевидно, что сечение каналов в общем случае переменено внутри машины, поэтому при заданном значении расхода Q (м³/с) скорость охлаждающей среды внутри машины оказывается также переменной. Чтобы исключить из расчета переменную скорость движения среды, потери давления на местном сопротивлении выражают как функцию неизменной для данного канала величины расхода Q :

$$\Delta P_i = \xi_i \rho / 2 \cdot Q^2 / S_i^2. \quad (3)$$

Если ввести величину Z_i как

$$Z_i = \xi_i \rho / 2 \cdot 1 / S_i^2, \quad (4)$$

то формула (3) будет выглядеть следующим образом:

$$\Delta P_i = Z_i Q^2, \quad (5)$$

где Z_i – ГС, рассчитанное по формуле (4) для соответствующего КГС (ξ_m или ξ_i), что одно и то же.

Размерность Z_i можно определить из (4):

$$[Z] = [\rho] / [S^2] = (\text{кг/м}^3) \cdot (1/\text{м}^4) = \text{кг/м}^7.$$

Выражение (5) называют законом Адкинсона. Он устанавливает связь между падением давления ΔP_i на ГС Z_i и заданным значением расхода Q .

При гидравлическом расчете конкретной ЭМ, прежде всего, составляют её эквивалентную гидравлическую схему замещения (ГСЗ). При этом различают три возможных варианта расположения каналов в ГСЗ:

- последовательный;
- параллельный с одинаковым ГС каналов;
- параллельный с разным ГС каналов.

В первом случае перепад давлений, найденный по (5) для каждого конкретного участка ΔP_i , суммируется:

$$\Delta P_\Sigma = \sum_{i=1}^n \Delta P_i \quad \text{или} \quad \Delta P_\Sigma = \sum_{i=1}^n Z_i Q^2,$$

где n – число последовательно соединенных участков канала.

В этом случае

$$Z_\Sigma = \sum_{i=1}^n Z_i,$$

т. е. полное ГС последовательных каналов состоит из суммы n отдельных его составляющих.

При параллельном соединении ГС, ввиду нелинейности закона Адкинсона (5), расчет суммарного эквивалентного ГС каналов становится более сложным.

Из закона неразрывности потока следует, что

$$Q = \sum_{i=1}^n Q_i,$$

т. е. суммарный поток равен сумме его отдельных составляющих.

Поскольку давление до разветвления потока P_1 и после него P_2 могут иметь только одно значение, то разность давлений на параллельных участках есть постоянная величина:

$$P_1 - P_2 = \Delta P_i = \Delta P.$$

В соответствии с законом Адкинсона (5):

$$Q_i = \sqrt{\Delta P / Z_i}, \quad (7)$$

в то же время для всей цепи $\Delta P = Z_\Sigma Q^2$, поэтому

$$Q = \sqrt{\Delta P / Z_\Sigma}. \quad (8)$$

Приравнявая (7) и (8) с учетом (6) получим

$$1 / \sqrt{Z_\Sigma} = \sum_{i=1}^n 1 / \sqrt{Z_i}. \quad (9)$$

Если ГС параллельных каналов Z_i одинаковое (случай, когда имеется n одинаковых параллельных каналов), то выражение (9) запишется как

$$1 / \sqrt{Z_\Sigma} = n / \sqrt{Z_i}. \quad (10)$$

Если Z_i (ГС) у параллельных каналов разное, то (случай, когда ГС определяется не более, чем у двух параллельных каналов) выражение (9) примет вид

$$Z_\Sigma = Z_1 Z_2 / (\sqrt{Z_1} + \sqrt{Z_2})^2. \quad (11)$$

Изложенную выше методику применим для гидравлического расчета малолитражного двигателя 4АН280А2.

Схема движения охлаждающего воздуха в двигателе приведена на рис. 4, а ГСЗ двигателя изображена на рис. 5.

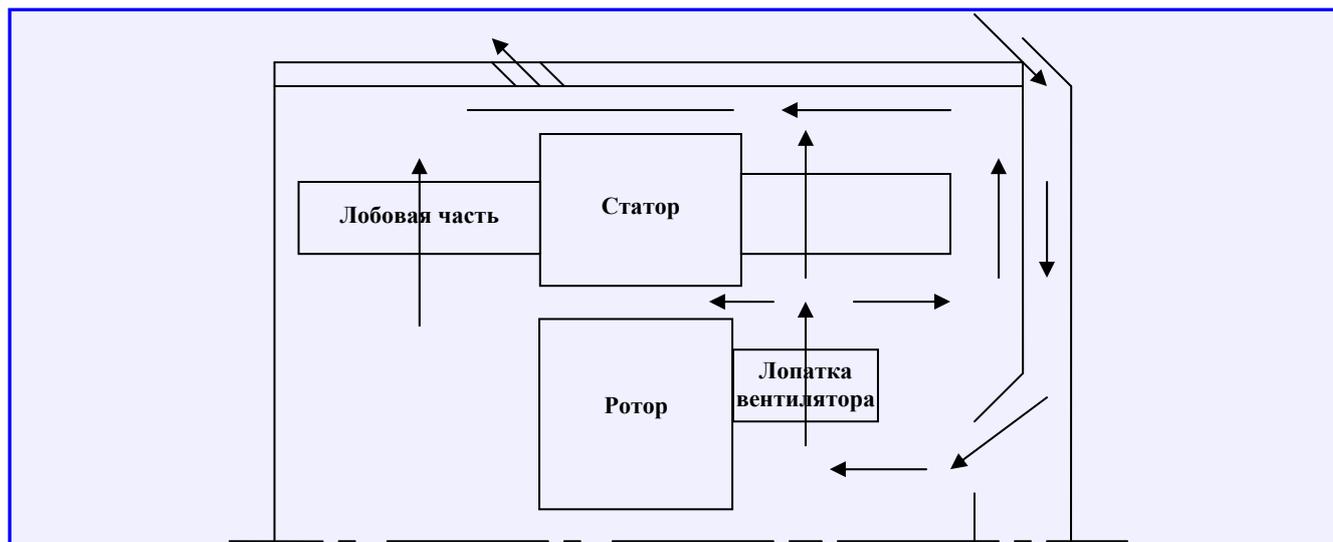


Рис. 4. Схема движения охлаждающего двигателя воздуха

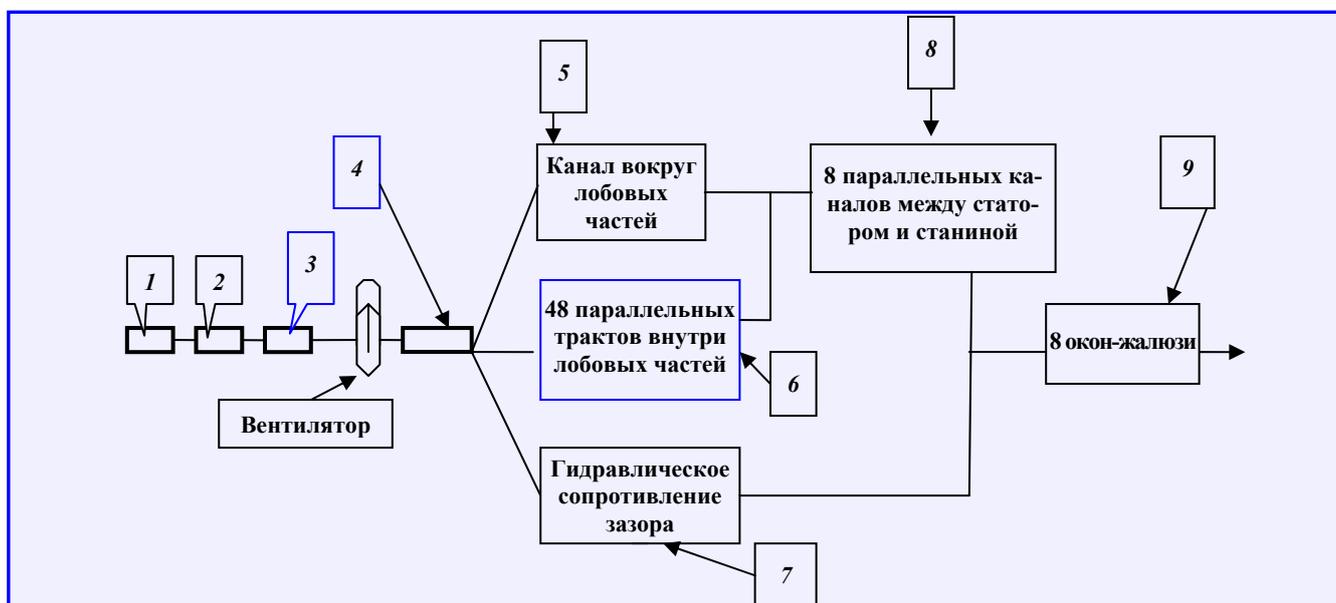


Рис. 5. Гидравлическая схема замещения двигателя 4АН280А2

Рис. 4 показывает, что движение охлаждающего воздуха создаётся вентилятором ВА, расположенным на валу ротора. Описанный ранее вентилятор ВА засасывает воздух под кожу, охватывающий торец двигателя и часть корпуса. Пройдя защитную решетку и вентилятор, поток воздуха раздваивается. Часть идет в сторону лобовых частей обмотки статора, а другая часть поступает в зазор между статором и ротором, охлаждая внутреннюю поверхность статора и внешнюю – ротора. Поток, идущий в сторону лобовых частей, также раздваивается. Часть его проходит 48 отверстий, образующихся в лобовых частях при укладке обмотки статора в пазы, другая часть свободно

огibt лобовые части и при входе в 8 параллельных каналов охлаждения, расположенных между статором и корпусом, соединяется с первой частью потока. Проходя через каналы охлаждения, воздух в конце их смешивается с воздухом, идущим через зазор статор – ротор и левую сторону лобовых частей, и выходит из двигателя через 8 окон-жалюзи, которыми оканчиваются каналы. Сказанное выше иллюстрирует ГСЗ, приведенная на рис. 5.

Далее приводится расчет ГС элементов этой схемы. Все КГС и КГТ (ξ_m и λ), необходимые для расчета ГС (Z_i) элементов схемы по формуле (4), были взяты из [5]. Полученные далее значения ГС (Z_i) приводятся кг/м⁷.

Обозначенные на ГСЗ (рис. 5) ГС были вычислены по (4), как это было изложено выше: 1 – ГС входу воздуха под крышку ($Z_1 = 400$); 2 – ГС движению воздуха (сужение потока) ($Z_2 = 1400$); 3 – ГС защитной сетки на пути воздуха ($Z_3 = 580$); 4 – ГС входу воздуха в вентилятор с поворотом на 90° ($Z_4 = 2340$); 5 – ГС тракта в обход воздухом лобовых частей с поворотом потока на 180° ($Z_5 = 5550$); 6 – ГС 48-ми параллельных каналов, образованных в обмотке статора при её укладке в пазы статора ($Z_6 = 16,7 \cdot 10^6$ – ГС одного канала, ГС 48-ми каналов $Z_{48} = 7248$ (по формуле (10)); 7 – ГС зазора между статором и ротором ($Z_7 = 3,14 \cdot 10^6$); 8 – ГС 8-ми параллельных каналов охлаждения между статором и станиной (ГС одного канала $Z_1 = 97900$, ГС 8-ми каналов $Z_8 = 1530$ (по формуле (10)); 9 – ГС 8-ми параллельных оконжалюзи с поворотом потока на 30° (ГС одного окна $Z_{1ж} = 0,32 \cdot 10^6$, ГС 8-ми окон $Z_{8ж} = 5000$).

Поскольку тракты движения воздуха в обход лобовых частей и через отверстия в лобовых частях параллельны друг другу, но имеют разные ГС, то эквивалентное ГС этих трактов вычислялось по формуле (11). Суммарное эквивалентное ГС этих трактов $Z_{\Sigma 1} = 1578$.

ГС потоку воздуха через лобовые части статора $Z_{\Sigma 1}$ и каналы охлаждения Z_8 , найденные таким образом, можно суммировать, так как их ГС в этом случае становятся последовательными:

$$Z_{\Sigma 1} = Z_8 + Z_{\Sigma 1} = 3110.$$

Полное ГС тракта прохода воздуха через зазор между статором и ротором и лобовыми частями обмотки статора, определённое выше, также суммируется, так как их ГС в этом случае расположены последовательно:

$$Z_{\Sigma 2} = Z_7 + Z_{\Sigma 1} = 3,14 \cdot 10^6.$$

Тракты, ГС которых обозначены как $Z_{\Sigma 1}$ и $Z_{\Sigma 2}$, параллельны, но имеют разные ГС. Их эквивалентное ГС ($Z_{\Sigma 3}$), определённое по формуле (11), равно $Z_{\Sigma 3} = 2923$.

Полное ГС потоку воздуха, охлаждающего двигатель, состоит из суммы всех ГС, величины которых найдены выше, поскольку ГС параллельных трактов внутри двигателя было расчетным путем сведено к ГС трактов, расположенных как бы последовательно ($Z_{\Sigma 3}$ – ГС внутри двигателя). К этим

ГС следует приплюсовать ГС трактов движения воздуха до вентилятора. В итоге суммарное ГС всех трактов движения воздуха через двигатель:

$$\begin{aligned} \Sigma Z &= Z_1 + Z_2 + Z_3 + Z_4 + Z_{\Sigma 3} + Z_{8ж} = \\ &= 400 + 1400 + 580 + 2340 + 2923 + 5000 = \\ &= 12643 \text{ кг/м}^7. \end{aligned}$$

Эту величину следует рассматривать как полное ГС трактов двигателя потоку охлаждающего воздуха, проходящего через двигатель.

По найденным значениям ГС трактов двигателя 4АН280А2 и зная расход воздуха ($0,12 \text{ м}^3/\text{с}$) через двигатель, необходимый для снятия всех греющих потерь, можно определить напор, который должен создавать вентилятор, чтобы обеспечить указанный расход. Для этого воспользуемся формулой (5):

$$H = \Sigma Z Q^2 = 12643 \cdot 0,12^2 = 182 \text{ Па.}$$

При испытаниях на стенде было установлено, что разработанный и изготовленный в НПП ВНИИЭМ вентилятор ВА создает больший напор ($>200 \text{ Па}$), чем рассчитанный ($\sim 182 \text{ Па}$), и поэтому заведомо обеспечивает тот расход охлаждающего воздуха через двигатель ($0,12 \text{ м}^3/\text{с}$), который необходим для эвакуации из него всех греющих потерь.

Изложенная выше методика расчета ГС ЭМ применяется в ФГУП «НПП ВНИИЭМ» также и при расчете их теплового состояния [3]. Она показала свою надежность, подтверждена экспериментально полученными данными, и может быть рекомендована для инженерных расчетов.

Литература

1. Вопросы электромеханики. Методы проектирования маломощных электрических машин. Труды НПП ВНИИЭМ. – М.: ФГУП «НПП ВНИИЭМ», 2006. – Т. 103. – 178 с.
2. Вибрации и шум электрических машин: учебное пособие / Н.В. Астахов, В.С. Мальшев, В.Т. Медведев [и др.]; под ред. В.Я. Беспалова. – М.: МЭИ, 1984.
3. Особенности теплового расчета гильзованных (герметичных) электродвигателей / С.С. Скворцов, М.Е. Коварский // Вопросы электромеханики. Труды НПП ВНИИЭМ. – М.: ФГУП «НПП ВНИИЭМ», 2009. – Т. 112. – № 5. – С. 11 – 16.
4. Сипайлов Г.А. Тепловые, гидравлические и аэродинамические расчеты в электрических машинах: учебник для вузов / Г.А. Сипайлов, Д.И. Санников, В.А. Жадан. – М.: Высшая школа, 1989. – 239 с.
5. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1975. – 559 с.

Поступила в редакцию 09.04.2010

*Станислав Сергеевич Скворцов, канд. физ.-мат. наук, нач. лаборатории, т. 365-26-14.
Михаил Ефимович Коварский, канд. техн. наук, начальник НПЦ КЭ, т. 8-903-964-92-12.*

E-mail: vniiem@vniiem.ru.