

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ТЕМПЕРАТУРЫ РЕБРИСТЫХ ОБДУВАЕМЫХ КОРПУСОВ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИН

В. А. ЖАДАН, Д. И. САННИКОВ

(Представлена научным семинаром кафедр электрических машин и общей электротехники).

Рабочая температура обмоток электрических двигателей закрытого обдуваемого исполнения зависит в наибольшей степени от превышения температуры их оболочки над окружающей средой. Однако точность расчета данного перегрева у машин малой мощности по имеющимся в литературе методикам чрезмерно низка. В настоящее время накопленные опытные данные по нагреванию асинхронных двигателей мощностью до 10 квт позволяют разработать методику расчета перегрева оболочки, обладающую необходимой точностью.

На теплоотдачу с поверхности оболочки, состоящей из ребристой станины и подшипниковых щитов, влияет большое число факторов, главными из которых являются скорость воздуха, скорость вращения двигателя, спад скорости воздуха по длине станины, подогрев воздуха, перепад температуры по высоте ребра, различие коэффициентов теплоотдачи станины и подшипниковых щитов и т. д. Определенная доля тепла с оболочки отводится излучением и, хотя эта доля незначительна при искусственной конвекции, следует учитывать ее при расчете коэффициента теплоотдачи.

Уравнение конвективной теплоотдачи изображается степенной зависимостью вида

$$Nu = cRe^m, \quad (1)$$

где

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d_r}{\lambda} \quad \text{— критерий Нуссельта,}$$

$$Re = \frac{v \cdot d_r}{\nu} \quad \text{— критерий Рейнольдса.}$$

За определяющий размер при расчете этих критериев принят гидравлический диаметр канала между двумя соседними ребрами

$$d_r = \frac{4S_k}{\Pi_k}, \quad (2)$$

где S_k — поперечное сечение канала,

Π_k — «смоченный» периметр канала,

λ и ν — теплопроводность и кинематическая вязкость воздуха при температуре окружающей среды.

Исследования проводились на макетном образце электродвигателя Д-132, который представляет собой оболочку данного двигателя со

встроенными секционированными нагревателями. Регулируя мощность отдельных секций нагревателя, можно добиться полной идентичности температурного поля оболочки двигателя и макета. Суммарная мощность нагревателя равна греющим потерям исследуемого двигателя. Увеличение расхода воздуха достигалось путем различных усовершенствований вентиляции, а также путем наддува воздуха от постороннего вентилятора. Уменьшение расхода вентилятора осуществлялось путем увеличения аэродинамического сопротивления входа в кожух. Средняя температура оболочки определялась по 40 термодатчикам, расположенным равномерно на цилиндрической поверхности оболочки.

Для определения результирующего коэффициента теплоотдачи α_y , учитывающего теплоотдачу конвекцией и излучением, предварительно находим условный коэффициент теплоотдачи без учета перепала температуры по высоте ребра

$$\alpha_y = \frac{P_r}{\theta \cdot S_0}, \quad (3)$$

где P_r — греющие потери двигателя, Вт;

θ — средний перегрев оболочки по термодатчикам, град.;

$S_0 = S_{\text{гл}} + S_p$ — полная поверхность охлаждения оболочки, см²;

$S_{\text{гл}}$ — поверхность гладкой части станины и подшипниковых щитов, см²;

S_p — поверхность ребер, см².

В критерий Рейнольдса предварительно подставляем расходную скорость воздуха при выходе из-под кожуха.

$$v_p = \frac{V_p}{S_{\text{вых}}}, \quad (4)$$

где V_p — расход воздуха, м³/сек;

$S_{\text{вых}}$ — площадь выходного сечения, м².

Действительный коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_z = \frac{P_r}{\theta(S_{\text{гл}} + k_p \cdot S_p)}, \quad (5)$$

где

$$k_p = \frac{\beta}{\text{tg} \beta} - \quad (6)$$

коэффициент эффективности ребра,

$$\beta = h \sqrt{\frac{2\alpha_z}{\lambda_i b_{\text{ср}}}} - \quad (7)$$

коэффициент распространения температурного поля по высоте ребра,

h — высота ребра,

λ_i — теплопроводность материала ребра,

$b_{\text{ср}}$ — средняя толщина ребра.

Разложив в ряд $\text{tg} \beta$ в уравнении (6), получим

$$k_p = \frac{1}{1 + \frac{\beta^2}{3} - \frac{\beta^4}{45}} = \frac{1}{1 + \frac{\beta^2}{3} \left(1 - \frac{\beta^2}{15}\right)}.$$

Для среднего значения β , полученного для большого числа станин,

$$1 - \frac{\beta^2}{15} = 0,94,$$

и, учитывая (7), получим

$$k_p = \frac{1}{1 + 0,625 \frac{h^2}{\lambda_i \cdot b_{cp}} \alpha_\Sigma} \quad (8)$$

Решая совместно уравнения (3) и (5), получим

$$\alpha_\Sigma = \alpha_y \frac{S_{гл} + S_p}{S_{гл} + \frac{S_p}{1 + c \cdot \alpha_\Sigma}} \quad (9)$$

где

$$c = 0,625 \frac{h^2}{\lambda_i b_{cp}} \quad (10)$$

Решая полученное уравнение (9) относительно α_Σ и применяя формулу упрощенного деления и извлечения корня, получим решение

$$\alpha_\Sigma = \alpha_y (1 + x \alpha_y), \quad (11)$$

где

$$x = 0,156 \frac{h^2}{\lambda_i \cdot b_{cp}} \left(1 + \frac{S_p}{S_{гл}} \right) \quad (12)$$

Зависимости $Nu_\Sigma = \frac{\alpha_\Sigma d_r}{\lambda} = f(Re)$ для различных скоростей вращения двигателя Д-132 приведены на рис. 1 в логарифмической анаморфозе. Кривые такого же вида получены Г. Г. Счастливым для двигателей АО 10-го габарита [2]. В обоих случаях видно, что при одной и

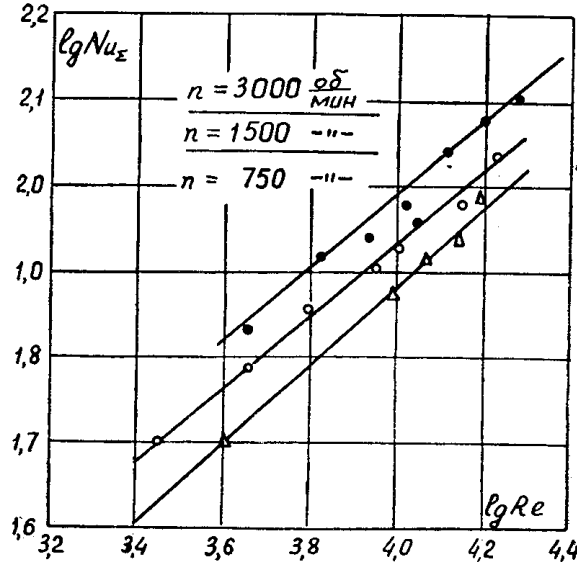


Рис. 1. Зависимость теплоотдачи поверхности ребристых корпусов электродвигателей Д-132 (без учета эффективной скорости воздуха)

той же расходной скорости воздуха коэффициент теплоотдачи корпуса больше для больших скоростей вращения двигателя. Это явление, очевидно, объясняется более высоким уровнем турбулентности воздушного потока, выходящего из вентилятора, при большей скорости вращения, а также условиями охлаждения подшипникового щита со стороны вентилятора. Одинаковый наклон кривых на рис. 1 позволяет предположить, что можно получить единую критериальную зависимость для

всех скоростей вращения, если вместо расходной скорости взять эффективную скорость воздуха, учитывающую как расход воздуха, так и окружающую скорость вентилятора v_0 .

Для расчета эффективной скорости воздуха рекомендуется следующая эмпирическая формула

$$v_{эф} = v_p \left(1 + \frac{v_0}{70} \sqrt[4]{\frac{v_0}{v_p}} \right). \quad (13)$$

Зависимость Nu_Σ в функции $Re_{эф} = \frac{v_{эф} d_r}{\nu}$ изображена на рис. 2 (линия 2). Опытные точки для различных скоростей вращения удовлетворительно располагаются на прямой линии, которая описывается уравнением

$$\lg Nu_\Sigma = -0,454 + 0,576 \lg Re_{эф} \quad (14)$$

или

$$Nu_\Sigma = 0,737 Re_{эф}^{0,576} \quad (15)$$

в диапазоне

$$0,25 \cdot 10^4 \leq Re_{эф} \leq 4,5 \cdot 10^4.$$

Среднеквадратический разброс опытных точек составляет 2,35 проц., что вполне допустимо для тепловых расчетов. Данная методика была проверена на макете двигателя АО2 3-го габарита. Результаты эксперимента на этом макете вместе с опытными данными по макету Д-132 приведены на рис. 2 (линия 2). Малый разброс опытных точек, полу-

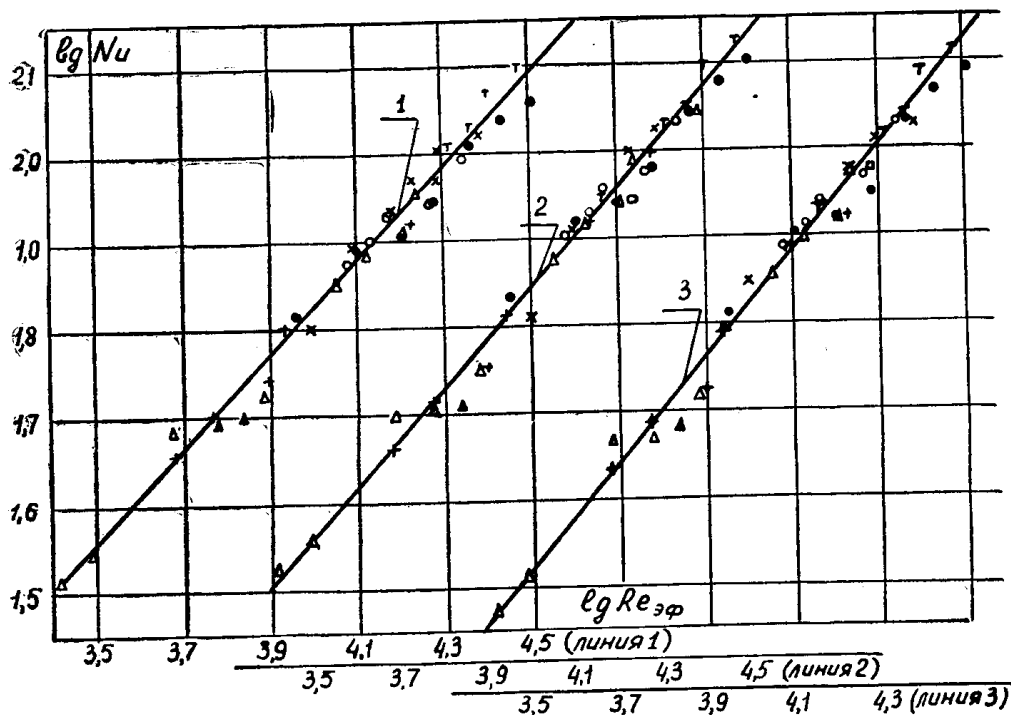


Рис. 2. Зависимость теплоотдачи поверхности ребристых корпусов (с учетом эффективной скорости воздуха).

- — макет двигателя Д-132 $n=3000$ об/мин,
- — макет двигателя Д-132 $n=1500$ об/мин,
- △ — макет двигателя Д-132 $n=750$ об/мин,
- Т — макет двигателя АО2-32 $n=3000$ об/мин,
- × — макет двигателя АО2-32 $n=1500$ об/мин,
- +
- ▲ — макет двигателя АО2-32 $n=750$ об/мин

ченных при испытаниях макетных образцов с разными геометрическими размерами, позволяет сделать вывод, что метод учета скорости вращения выбран правильно и дальнейшие исследования следует проводить с учетом эффективной скорости вращения.

В предлагаемой методике, в отличие от существующих, не рассчитывается отдельно влияние второстепенных факторов, таких, как отвод тепла излучением, различие условий охлаждения щитов и станины, подогрев воздушного потока снимаемыми потерями и спад скорости воздуха по длине станины. Все перечисленные факторы учтены коэффициентом теплоотдачи α_Σ . Благодаря этому получается существенное упрощение методики расчета; допускаемая в результате всех указанных упрощений погрешность может быть оценена по разбросу опытных точек на графике (рис. 2). Этот разброс находится в допустимых пределах, хотя перечисленные второстепенные факторы изменялись в опытах в достаточно широком диапазоне. Так, отношение площадей охлаждаемой поверхности щитов и станины составляло 0,13—0,17, отношение скорости воздуха при выходе из каналов станины к начальной составляло 0,35—0,55.

В качестве примера рассмотрим, насколько улучшается методика расчета, если учесть отдельно один из факторов, например, теплоотдачу излучением.

Коэффициент теплоотдачи излучением определяется по известной формуле

$$\alpha_\lambda = \frac{\epsilon C}{\theta} \left[\left(\frac{T_2}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 \right], \quad (16)$$

где $\epsilon C = C_1$ — коэффициент излучения;

T_2 и T_1 — абсолютные температуры оболочки и окружающей среды.

В электромашиностроении, согласно [1], для большинства теплоизлучающих поверхностей коэффициент излучения C_1 можно принять равным 5 Вт/м² (град)⁴.

Приведенный коэффициент теплоотдачи излучением

$$\alpha'_\lambda = \alpha_\lambda \frac{S_{\text{охв}}}{S_0}, \quad (17)$$

где $S_{\text{охв}}$ — поверхность, охватывающая станину по вершинам ребер и подшипниковый щит, не закрытый кожухом.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией

$$\alpha_k = \alpha_\Sigma - \alpha'_\lambda. \quad (18)$$

Зависимость

$$Nu_k = \frac{\alpha_k d_\Gamma}{\lambda} = f(Re_{\text{эф}}),$$

описываемая уравнением

$$Nu_k = 0,599 Re_{\text{эф}}^{0,606}, \quad (19)$$

показана на рис. 2 (линия 3). Среднеквадратический разброс опытных точек в данном случае $\delta_k = 2,8\%$. Отсюда видно, что особый учет теплоотдачи излучением не снижает разброс опытных точек и не повышает, следовательно, точность расчета.

В связи с этим возникает вопрос, следует ли учитывать отдельно такой фактор, как эффективность ребра. Если пренебречь зависимостями (6—12), то теплоотдача оболочки будет рассчитываться через условный коэффициент теплоотдачи α_γ (3).

Зависимость

$$Nu_y = \frac{\alpha_y d_r}{\lambda} = f(Re_{эф}),$$

которая описывается уравнением

$$Nu_y = 0,826 Re_{эф}^{0,547}, \quad (20)$$

приведена на графике рис. 2 (линия 1). Среднеквадратический разброс в данном случае увеличился с 2,35 до 2,6 проц. Хотя увеличение погрешности в данном случае является незначительным, но ввиду того, что погрешность существенно увеличивается при больших значениях Re , а современная тенденция заключается в повышении скорости обдува, следует при расчете учитывать эффективность ребра.

Таким образом, расчет перегрева оболочки производится по следующей формуле

$$\theta = \frac{P_r}{\alpha_z (S_{г\lambda} + k_p \cdot S_p)}, \quad (21)$$

где суммарный коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_z = \frac{Nu_z \cdot \lambda}{d_r}, \quad (22)$$

d_r — гидравлический диаметр канала, который определяется по формуле (2);

Nu_z — определяется по формуле (15);

$Re_{эф}$ — определяется через эффективную скорость воздуха (13);

k_p — по формуле (8).

Выводы

1. Предложенная методика расчета температуры корпуса достаточно проста для инженерных расчетов и превосходит по точности существующие методики при использовании их для теплового расчета двигателей мощностью до 10 кВт.

2. Методика впервые позволяет учесть неодинаковые условия теплоотдачи при одном и том же расходе воздуха, но различной скорости вращения двигателя.

3. Отдельный расчет подогрева воздуха, теплоотдачи излучением, теплоотдачи щитов и т. п. не способствует повышению точности теплового расчета в целом. Указанные факторы достаточно учитывать в общем коэффициенте теплоотдачи α_z (5).

ЛИТЕРАТУРА

1. Г. Готтер. Нагревание и охлаждение электрических машин, ГЭИ, 1961.
2. Г. Г. Счастливый. Нагревание закрытых асинхронных электродвигателей, Наукова думка, 1966.