

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

Ю. Е. ХОДЖАМИРЯН

О РАСПРЕДЕЛЕНИИ ПРЕВЫШЕНИЙ ТЕМПЕРАТУР ВДОЛЬ
 СЕКЦИЙ СТАТОРНЫХ ОБМОТОК ГИДРОГЕНЕРАТОРОВ

Произведенные с участием автора в Армянской энергосистеме подробные испытания на нагрев 24-х гидрогенераторов 10-ти типов. мощностью от 1250 до 56000 *квт*, а также испытания в других энергосистемах, в частности генераторов Волжских ГЭС мощностью 105000 *квт*, показали, что наиболее нагретыми частями статорных обмоток во многих случаях являются не пазовые части в области средних пакетов активной стали, а лобовые части [1, 2, 3]. Это подтверждается анализом повреждений в эксплуатации [4]. На наш взгляд, причиной этого является не только ухудшенная вентиляция лобовых частей, но и ряд других факторов, а именно большее омическое сопротивление лобовых частей по сравнению с пазовыми частями той же длины, из-за сосредоточения в лобовых частях заводских и монтажных паяк (опыт показывает, что разница может достигать 100%); влияние крепежных элементов и взаимный нагрев лобовых частей: нагрев нажимных плит от индуктированных в них токов; иногда меньшие, по сравнению с расчетными, потери в активной стали статора.

Аналитическое решение задачи распределения превышений температур вдоль секций статорной обмотки, весьма сложное вообще, значительно усложняется при учете указанных факторов. Ниже приводятся основные положения принятой методики расчета и предлагаемые способы уточнения. При предположении, что температура в поперечном сечении меди секции постоянна, задача сводится к решению одномерного уравнения стационарной теплопроводности Пуассона, вида

$$\lambda_x \frac{d^2\theta}{dx^2} + q = 0, \quad (1)$$

где λ_x — коэффициент теплопроводности вдоль секции по оси x ,
 q — выделяемое тепло.

Принимая нагрев симметричным относительно оси симметрии статора, обычно рассматривается распределение температуры для половины секции, считая начало координаты x в центре симметрии. При этом секция делится на пазовый участок и участок лобовых частей.

для которых составляется и решается уравнение Пуассона. Постоянные интегрирования определяются из граничных условий. При определении теплопередачи между медью секции и сталью статора рассматривается баланс энергии для одного пакета стали в предположении неизменной температуры меди вдоль пакета, определяется средняя температура стали в пределах пакета и теплообмен между секцией и пакетом ввиду наличия разности температур [5]. При такой последовательности решения, без учета отмеченных выше явлений, уравнение для пазового участка секции будет следующее:

$$\frac{d^2\theta_1}{dx^2} - B_1^2\theta_1 + C_1 = 0 \quad (2)$$

где

$$B_1^2 = \frac{1}{\lambda_x} \left[\frac{\alpha P_r}{S} - \frac{1-\varepsilon}{S} \Lambda_1 (1-\mu) - \frac{\gamma j^2 \rho_0}{235} \right]; \quad (3)$$

$$C_1 = \frac{1}{\lambda_x} \left[\gamma j^2 \rho_0 + \left(\frac{\alpha P_r}{S} + \frac{1-\varepsilon}{S} \Lambda_1 \beta \right) \theta_{\text{вн}} + \right. \\ \left. + \frac{1-\varepsilon}{S} \mu \left(\frac{Q_{\text{ст}}}{2amn} + \alpha_n F_n \theta_n + \alpha_1 F \theta_{\text{вз}} \right) \right]. \quad (4)$$

Здесь θ_1 — превышение температуры меди секции над $t_0 = 0^\circ\text{C}$;

$\theta_{\text{вн}}$ — то же, температуры воздуха в зазоре и вентиляционном канале;

θ_n — то же, температуры наружного воздуха у спинки статора;

α — эквивалентный коэффициент теплоотдачи (КТО) от меди к воздуху;

P_r — периметр пазовой изоляционной гильзы;

S — площадь поперечного сечения меди секции;

$\varepsilon = \frac{a_2}{a+a_2}$, $2a_2$ — длина вентиляционного канала, $2a$ — длина па-

кета стали статора;

γ — коэффициент, учитывающий добавочные потери в меди;

ρ_0 — удельное сопротивление меди секции при 0°C ;

j — плотность тока в секции;

$Q_{\text{ст}}$ — потери в активной стали статора;

m — число пакетов стали статора;

n — число пазов статора;

α_n — коэффициент теплоотдачи на спинке статора;

F_n — длина дуги статора по спинке, соответствующая одному пазовому делению;

F — расстояние между двумя пазами по расточке;

α_1 — коэффициент теплоотдачи в воздушном зазоре;

$\Lambda_1 = \frac{\lambda_r}{\delta_r} (P_r - d_r)$, где δ_r — толщина пазовой гильзы;

λ_r — теплопроводность изоляции толщиной равной δ_r ; d_r — ширина гильзы;

$$\Lambda_2 = \Lambda_1 + \alpha_n F_n + \alpha_1 F;$$

$$\beta = \frac{\alpha_k \operatorname{sh}(b_1 a)}{b_1 a [\alpha_k \operatorname{ch}(b_1 a) + \lambda_n b_1 \operatorname{sh}(b_1 a)]};$$

α_k — коэффициент теплоотдачи от пакета стали в вентиляционный канал;

λ_n — теплопроводность пакета вдоль листов;

b_1 и c_1 — коэффициенты в уравнении Пуассона для одного пакета.

$$\frac{1}{\lambda_n} \frac{d^2 \theta_c}{dx_n^2} + q_n = 0; \quad (5)$$

$$q_n = \frac{Q_{cr}}{V_{cr}} - \frac{2amn}{V_{cr}} \left[\frac{\lambda_r}{\delta_r} (P_r - d_r) + \alpha_n F_n + \alpha_1 F \right] \theta_c + \frac{2amn}{V_{cr}} \times \\ \times \left[\frac{\lambda_r}{\delta_r} (P_r - d_r) \theta_1 + \alpha_n F_n \theta_n + \alpha_1 F \theta_{an} \right]; \quad (6)$$

$$b_1^2 = \frac{2amn}{V_{cr} \lambda_n} \left[\frac{\lambda_r}{\delta_r} (P_r - d_r) + \alpha_n F_n + \alpha_1 F \right] = \frac{2amn}{V_{cr} \lambda_n} \cdot \Lambda_2;$$

$$c_1 = \frac{Q_{cr}}{V_{cr} \lambda_n} + \frac{2amn}{V_{cr} \lambda_n} \left[\frac{\lambda_r}{\delta_r} (P_r - d_r) \theta_1 + \alpha_n F_n \theta_n + \alpha_1 F \theta_{an} \right];$$

V_{cr} — объем стали статора.

$$\mu = \frac{\Lambda_1}{\Lambda_2} (1 - \beta);$$

Решение уравнения (2) будет:

$$\theta_1 = A_1 \operatorname{ch}(B_1 x) + \frac{C_1}{B_1^2} \quad (7)$$

Уравнение для участка лобовых частей секции выглядит следующим образом [5]:

$$\frac{d^2 \theta_2}{dx^2} - B_2^2 \theta_2 + C_2 = 0, \quad (8)$$

где

$$B_2^2 = \frac{1}{\lambda_x} \left[\alpha_2 \frac{P_2}{S_2} - \frac{\nu^2 \rho_0}{235} \right]; \quad (9)$$

$$C_2 = \frac{1}{\lambda_x} \left[\alpha_2 \frac{P_2}{S_2} \theta_{n,1} + \nu^2 \rho_0 \right]; \quad (10)$$

α_2 — эквивалентный КТО лобовой части;

P_2 — периметр лобовой части по изоляции;

S_2 — площадь поперечного сечения меди;

$\theta_{n,1}$ — превышение температуры воздуха окружающего лобовые части. Решение уравнения (8) будет:

$$\theta_2 = A_2 \operatorname{ch}(B_2 x) + \frac{C_2}{B_2^2}. \quad (11)$$

С целью учета отмеченных выше факторов в решение задачи необходимо ввести следующие уточнения.

Секция по условиям теплопередачи должна быть разбита на 3 участка (рис. 1). Первый участок на рис. 1 идентичен по условиям теплопередачи первому участку при решении задачи обычным способом. Однако, необходимо учесть меньшее омическое сопротивле-

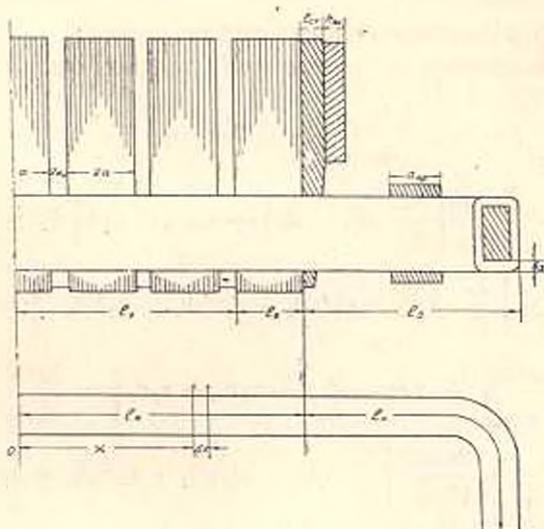


Рис. 1.

ние пазовой части по сравнению с лобовой. В выражениях (3) и (4) фигурирует величина γ^2/ρ_0 , выражающая потери в меди секции и пазовой части, полученная в предположении равномерного сопротивления секции по всей длине. Эти потери необходимо выразить через общие потери в меди статора при 0°C — $Q_{\text{м0}}$. Потери в одной секции $q_{\text{с0}} = \frac{Q_{\text{м0}}}{m_1 n}$, где m_1 — число слоев обмотки.

$$q_{\text{с0}} = \frac{3\gamma I^2}{m_1 n} R_{\text{ср. п.}}$$

где I — ток в фазе статора; $R_{\text{ср. п.}}$ — среднее омическое сопротивление фазы статора при 0°C , равное $R_{\text{п. п.}} + R_{\text{л. п.}}$, т. е. сумме сопротивлений пазовой и лобовой частей.

При общей длине секции $l = l_1 + l_2$ и $\frac{l_2}{l_1} = \gamma$

$$q_{\text{п. п.}} = \frac{3\gamma I^2}{m_1 n} (R_{\text{п. п.}} + R_{\text{л. п.}}) = \frac{\gamma I^2}{S} \rho_0 \frac{1 + \gamma k}{1 + \gamma}$$

где k — коэффициент, учитывающий относительно большее сопротивление лобовых частей и равный, как показывает опыт, 1,05—1,1.

Потери в пазовой части будут:

$$q_{\text{п. п.}} = q_{\text{с0}} \frac{1}{1 + \gamma k} = \frac{Q_{\text{м0}}}{m_1 n} \frac{1}{(1 + \gamma k)}$$

Эти потери, отнесенные к объему пазовой части секции $S \cdot \frac{l}{1+\gamma}$ и должны быть учтены в выражениях (3) и (4), вместо $\gamma^2 \rho_0$.

$$\frac{q_{\text{max},0}}{S \frac{l}{1+\gamma}} = \frac{Q_{\text{mo}} (1+\gamma)}{m_1 n S l (1+\gamma k)} + \gamma^2 \rho_0 \frac{1+\gamma}{1+\gamma k} \quad (12)$$

Очевидно удобнее учитывать потери в меди в виде

$$\frac{Q_{\text{mo}} (1+\gamma)}{m_1 n S l (1+\gamma k)}$$

так как величина Q_{mo} легко может быть определена экспериментально.

В итоге коэффициенты в уравнении для первого участка будут:

$$B_1^2 = \frac{1}{\lambda_x} \left[\frac{\alpha P_r}{S} + \frac{1-\varepsilon}{S} \Lambda_1 (1-\mu) - \frac{Q_{\text{mo}} (1+\gamma)}{235 m_1 n S l (1+\gamma k)} \right] \quad (13)$$

$$C_1 = \frac{1}{\lambda_1} \left[\frac{Q_{\text{mo}} (1+\gamma)}{m_1 n S l (1+\gamma k)} + \left(\frac{\alpha P_r}{S} + \frac{1-\varepsilon}{S} \Lambda_1 \beta \right) \theta_{\text{mo}} + \frac{1+\varepsilon}{S} \mu \left(\frac{Q_{\text{ст}}}{2amn} + \alpha_{\text{н}} F_{\text{н}} \theta_{\text{н}} + \alpha_1 F \theta_{\text{ма}} \right) \right] \quad (14)$$

Что касается второго участка, то здесь необходимо учесть влияние на крайний пакет стали нажимной плиты, от которой пакету сообщается дополнительное количество тепла через нажимные пальцы. Задача эта очень сложна и может быть решена с рядом допущений. Так, целесообразно считать, что температура в плите изменяется только в направлении по образующей статора, нагрев плиты симметричен, все тепло пакету передается через нажимные пальцы, представляющие стержни постоянного сечения и периметра.

Потери в нажимных плитах могут быть найдены ориентировочно, по данным завода „Электросила“ для корзиночного типа лобовых частей из выражения [7]:

$$Q_{\text{на}} = 3,5 d \tau \omega' 10^{-1} \left(\frac{f}{50} \right)^{1,5} \quad (15)$$

где d — диаметр расточки статора; τ — полюсное деление; f — частота.

Величина ω' определяется в зависимости от линейной нагрузки и значения

$$\varepsilon_{\lambda_s} = 0,33 \left(1 - 0,64 \frac{\tau}{L_s} y \right) \tau,$$

где y — шаг обмотки в долях диаметрального шага.

Уравнение Пуассона для плиты будет иметь следующий вид:

$$\frac{d^2 Q_{\text{ст}}}{dx^2} - b^2 \theta_{\text{ст}} + c_2 = 0 \quad (16)$$

и решение его при симметричном нагреве будет:

$$\theta_{на} = A_{на} \operatorname{ch}(b_2 x) + \frac{c_2}{b_2^2}. \quad (17)$$

Температура на поверхности плиты определится подстановкой в (17) $x = h_{на}/2$.

Количество тепла передаваемого крайнему пакету через нажимной палец может быть определено аналогично задаче передачи тепла через стержень постоянного сечения и периметра, с превышением температуры $\theta_{на}$ на одном конце и θ_n — на другом [8]. В целом для крайнего пакета составляется уравнение Пуассона вида (5) с учетом при определении q_n составляющей, передаваемой через нажимной палец к нажимной плите или от нее.

Уравнение для крайнего пакета в общем виде будет:

$$\frac{d^2 \theta_n}{dx^2} - b_3^2 \theta_n + c_3 = 0. \quad (18)$$

Ввиду несимметричности нагрева крайнего пакета решение будет:

$$\theta_n = A_n \operatorname{sh}(b_3 x) + B_n \operatorname{ch}(b_3 x) + \frac{c_3}{b_3^2}. \quad (19)$$

Для учета теплообмена между медью и сталью пакета должно быть определено среднее значение превышения температуры пакета

$$\begin{aligned} \theta_{н. ср.} &= \frac{1}{2a} \int_0^{2a} \left[A_n \operatorname{sh}(b_3 x) + B_n \operatorname{ch}(b_3 x) + \frac{c_3}{b_3^2} \right] dx = \\ &= \frac{A_n}{2ab_3} \operatorname{ch}(2ab_3) + \frac{B_n}{2ab_3} \operatorname{sh}(2ab_3) + \frac{c_3}{2ab_3^2}. \end{aligned} \quad (20)$$

Теплообмен между медью и сталью крайнего пакета определяется исходя из разности $\theta_2 - \theta_{н. ср.}$. В целом для участка получаем уравнение аналогичное уравнению (2), решение которого будет:

$$\theta_2 = A_2 \operatorname{ch}(B_2 x) + \frac{C_2}{B_2^2}. \quad (21)$$

На третьем участке необходимо, в дополнение к обычно принятому расчету, учесть влияние наличия в лобовых частях большого количества крепежных элементов. Для упрощения считаем, что периметр крепежных элементов везде одинаков и равен $P_{кр}$ и тем самым сводим задачу к определению изменения температуры вдоль лобовой части, имеющей на разных участках изоляцию различной толщины.

Общая длина крепежа с периметром $P_{кр}$ равна $a_{кр}$, а длина лобовой части без крепежа с периметром P_c равна a_c . Общая теплопередача будет:

$$\alpha_{пз} P_c + \alpha_{пк} P_{кр} a_{кр}.$$

где $\alpha_{из} = \frac{\lambda_3 \alpha_3}{\delta_3 \alpha_3 + \lambda_3}$ — эквивалентный КТО, учитывающий тепловое сопротивление изоляции без крепежа.

Здесь λ_3 — теплопроводность изоляции, δ_3 — толщина изоляции, α_3 — КТО в зоне лобовых частей;

$\alpha_{нк} = \frac{\lambda_k \alpha_k}{\delta_k \alpha_k + \lambda_k}$ — эквивалентный КТО, учитывающий тепловое сопротивление в местах креплений; λ_k и δ_k — соответственно теплопроводность и толщина изоляции с креплениями.

Вводя усредненное значение эквивалентного КТО — α_3 , получим, что общая теплопередача равна

$$\alpha_3 P_{cp} l_3 = \alpha_{из} P_c a_c + \alpha_{нк} P_{кр} a_{кр}, \quad (22)$$

где P_{cp} — средний периметр изоляции.

Количество тепла отводимого на отрезке dx в направлении перпендикулярном оси абсцисс будет:

$$q_3 = \frac{\alpha_3 (\theta_3 - \theta_{вн}) P_{cp}}{S} = \frac{\alpha_3 (\theta_3 - \theta_{вн}) (P_c a_c + P_{кр} a_{кр})}{Sl_3}, \quad (23)$$

где $\theta_{вн}$ — превышение температуры воздуха окружающего лобовые части.

Аналогично расчету потерь выделяемых в меди пазовой части, учитывая большее удельное сопротивление в лобовых частях введением коэффициента k , получим, что потери в меди лобовых частей, отнесенные к их объему будут:

$$q_{м3} = \frac{Q_{м0} k (1 + \gamma)}{m_1 n Sl (1 + k\gamma)} \left(1 + \frac{\theta_3}{235} \right). \quad (24)$$

Подставляя значения q_3 и $q_{м3}$ в уравнение третьего участка —

$\lambda_x \frac{d^2 \theta_3}{dx^2} + q_{м3} = q_3$ и имея в виду, что $l_3 = \frac{\gamma l}{1 + \gamma}$, окончательно получим

$$\frac{d^2 \theta_3}{dx^2} - B_3^2 \theta_3 + C_3 = 0, \quad (25)$$

где

$$B_3^2 = \frac{(1 + \gamma)}{\lambda_x Sl} \left[\frac{\alpha_3 (P_c a_c + P_{кр} a_{кр})}{\gamma} - \frac{Q_{м0} k}{m_1 n (1 + k\gamma) 235} \right], \quad (26)$$

$$C_3 = \frac{(1 + \gamma)}{\lambda_x Sl} \left[\frac{\alpha_3 (P_c a_c + P_{кр} a_{кр})}{\gamma} \theta_{вн} + \frac{Q_{м0} k}{m_2 n (1 + k\gamma)} \right]. \quad (27)$$

Решение уравнения (25) ввиду симметричности относительно начала координат будет:

$$\theta_3 = A_3 \operatorname{ch} (B_3 x) + \frac{C_3}{B_3^2} \quad (28)$$

Таким образом, для трех участков получаются выражения (7), (21) и (28). Постоянные интегрирования определяются из следующих граничных условий:

$$\text{при } x = l_1, \theta_1 = \theta_2 \quad \frac{d\theta_1}{dx} = \frac{d\theta_2}{dx}$$

$$\text{при } x = l_2, \theta_2 = \theta_3 \quad \frac{d\theta_2}{dx} = \frac{d\theta_3}{dx}$$

На рис. 2 приведены результаты расчета распределения превышений температур вдоль секции статорной обмотки гидрогенератора

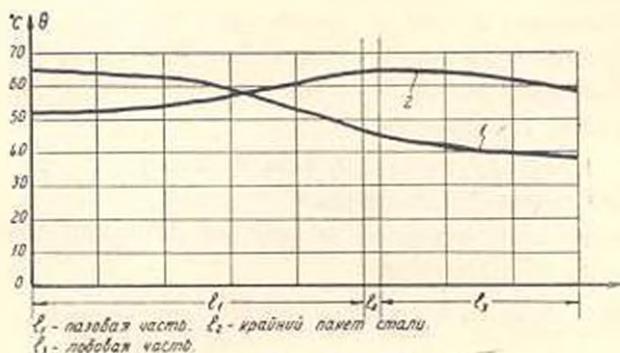


Рис. 2.

типа СВ-465/210-16, мощностью 56000 квт, произведенного по обычной методике [5, 6] (кривая 1) и с предлагаемыми уточнениями (кривая 2). Сравнение этих кривых с результатами испытания генератора показывают, что вторая кривая больше приближается к действительной картине нагрева, так как у данного генератора зона максимального нагрева смещена к лобовым частям обмотки [2]. Как видно из изложенного, уточненный расчет распределения температуры вдоль секции статорной обмотки связан со значительными усложнениями, особенно в части определения влияния нажимных плит. Относительно легко могут быть учтены факторы неравномерного удельного сопротивления в лобовых и пазовых частях, а так же влияние крепежных элементов, как это приведено выше. Следует отметить, что точность приведенного расчета в сильной степени зависит так же от точности определения коэффициентов теплоотдачи, что само по себе является сложной задачей.

Наиболее точная картина нагрева гидрогенераторов получается только в результате их тщательного экспериментального исследования. Поэтому, при любой относительной точности, все гидрогенераторы должны испытываться на нагрев на месте установки, с целью окончательного установления допустимых режимов их работы.

