

РАСЧЕТ ТЕПЛОВОГО ПОЛЯ ПОЛИФУНКЦИОНАЛЬНОГО ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ С ПОЛЫМ ПЕРФОРИРОВАННЫМ РОТОРОМ

Запропоновано методику розрахунку температурного поля поліфункціонального електромеханічного перетворювача з порожнистим перфорованим ротором на базі скінченно-елементної моделі взаємопов'язаних електромагнітних і теплових процесів.

Предложена методика расчета температурного поля полифункционального электромеханического преобразователя с полым перфорированным ротором на базе конечно-элементной модели взаимосвязанных электромагнитных и тепловых процессов.

ВВЕДЕНИЕ

Полифункциональные электромеханические преобразователи (ПЭМП) с полым перфорированным ротором (ППР), относятся к новому классу электромеханических устройств [1]. Основной задачей ПЭМП с ППР является нагрев теплоносителя, температура которого зависит от всех источников тепловой мощности. Поэтому, в отличие от традиционных электрических машин, тепловой расчет ПЭМП не может сводиться к определению только температуры обмотки статора, необходимой для проверки соответствия классу нагревостойкости изоляции. Решение таких задач, как определение значений рабочих температур элементов конструкции, позволит спрогнозировать эксплуатационные характеристики и оптимизировать параметры ПЭМП для получения заданных показателей производительности.

Конструктивно ПЭМП с ППР является жидкостно-кольцевым насосом с двухсторонним подводом, в рабочем объеме которого возникает сложный пространственный поток рабочей жидкости. При этом нагреваемая жидкость выступает как механическая нагрузка для ротора ПЭМП, создаваемая силами вязкого трения, и как охлаждающая среда, которая омывает ППР и отбирает от него теплоту. Вследствие большой сложности гидравлического тракта, а также комплексного воздействия кавитационных и вихревых гидродинамических эффектов параметры потока (скорость, давление и температура) в каждой точке рабочего объема имеют различные значения. Это в свою очередь характеризует сложность идентификации условий охлаждения активной части ПЭМП и существенно затрудняет определение значений коэффициентов теплоотдачи, имеющих первостепенное значение в тепловых расчетах.

Задачей данной работы является расчет температурного поля элементов конструкции ПЭМП с разработкой рекомендаций по оптимизации системы охлаждения и параметров для обеспечения заданных выходных характеристик устройства.

Расчет теплового поля ПЭМП с ППР выполнялся с учетом взаимосвязи с электромагнитным полем, что является особенно важным для асинхронных машин с массивным ротором [2]. Нагрев массивного ротора приводит к существенному изменению конфигурации токонесущего слоя, к изменению плотности тепловыделений и, соответственно, температуры.

Ввиду большой сложности процессов, протекающих в рабочем объеме ПЭМП с ППР, в расчетной модели принимается ряд допущений:

- значения коэффициентов теплоотдачи принимаются средними и определяются в соответствии с критериальными уравнениями, структура которых зависит от режима течения рабочей жидкости и формы сечения канала;
- градиент температуры в продольном сечении ПЭМП отсутствует, а тепловое поле рассматривается в поперечном сечении;
- ввиду того, что инерционность тепловых процессов существенно выше инерционности электромагнитных процессов, влиянием переходных режимов электромагнитного поля пренебрегаем.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЭЛЕКТРОМАГНИТНОГО И ТЕПЛОВОГО ПОЛЯ ПЭМП С ППР

В двумерных декартовых координатах уравнение электромагнитного поля относительно аксиальной составляющей векторного магнитного потенциала \vec{A}_z , а также уравнение теплового поля относительно температуры T имеют следующий вид:

$$\frac{1}{\mu} \frac{\partial^2 \vec{A}_z}{\partial x^2} + \frac{1}{\mu} \frac{\partial^2 \vec{A}_z}{\partial y^2} - j\omega_1 s \gamma(T) \vec{A}_z = -\vec{J}_z, \quad (1)$$

$$\lambda \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} - c\rho \frac{\partial T}{\partial t} = P(A). \quad (2)$$

где ω_1 – угловая частота вращения поля статора; s – скольжение ротора; γ – удельная электрическая проводимость; μ – относительная магнитная проницаемость; \vec{J}_z – вектор плотности тока источника поля; λ , c , ρ – соответственно теплопроводность, теплоемкость и плотность материала; $P(A)$ – удельные тепловые потери.

Уравнение электромагнитного поля решается с использованием роторной системы координат [3] и дополняется граничным условием Дирихле на внешней границе расчетной области ($\vec{A} = 0$) и граничным условием Неймана на границе раздела сред с различными магнитными свойствами ($\vec{B}_{n1} = \vec{B}_{n2}$, $\vec{H}_{\tau1} = \vec{H}_{\tau2}$).

По известной функции векторного магнитного потенциала на основании соотношения $\vec{B} = \text{rot} \vec{A}$ найдутся составляющие вектора магнитной индукции:

$$B_x = \partial A_z / \partial y, B_y = -\partial A_z / \partial x. \quad (3)$$

Для определения индуцированной в роторе плотности тока используется выражение, вытекающее из первого уравнения системы уравнений Максвелла

$$\vec{J}_z = (\partial B_y / \partial x - \partial B_x / \partial y) / \mu. \quad (4)$$

Суммарная тепловая мощность ПЭМП рассчитывается по выражению

$$P(A) = J_z^2(A) / \gamma(T) + J_{стоп}^2 / \gamma(T) + P_{cl} + P_{кав} + P_{трени} + P_{рез} + P_{мех} + P_{доб}, \quad (5)$$

где P_{cl} – потери в стали статора; $P_{кав}$ – мощность тепловыделений, обусловленных кавитацией; $P_{трени}$ – мощность потерь на трение жидкости в зазоре ПЭМП; $P_{рез}$ – мощность тепловыделений за счет резонансных колебаний; $P_{мех}$ – механические потери на трение в подшипниках; $P_{доб}$ – добавочные потери.

Удельная электрическая проводимость стали ротора $\gamma(T)$ зависит от температуры T в соответствии с выражением

$$\gamma(T) = \gamma_0 / (1 + \alpha(T - T_0)), \quad (6)$$

где γ_0 – электрическая проводимость массива при температуре T_0 ; α – температурный коэффициент.

Поскольку каждой точке массива соответствует свое значение температуры и электропроводности, то итоговая закономерность пространственного распределения тепловых источников будет являться весьма сложной и может быть найдена только с использованием численных методов расчета [2].

Взаимосвязь уравнений электромагнитного и теплового полей проявляется во взаимном влиянии температуры, электропроводности, плотности вихревых токов и удельных тепловых потерь, и отображается в выражениях (1)-(6), численная реализация которых выполнена на базе программного комплекса Comsol Multiphysics 3.5a, позволяющего рассматривать физические свойства материалов как зависящие от температуры. Благодаря идентичности формы математической записи уравнений электромагнитного и теплового поля расчет выполняется с использованием единой сетки конечных элементов, показанной на рис. 1.

Первым программным этапом решения взаимосвязанной задачи является расчет квазистационарного электромагнитного поля, позволяющий определить распределение мощности тепловыделений в роторе и статоре в условиях установившегося режима работы ПЭМП. В качестве исходных для расчета электромагнитного поля использовались экспериментальные данные о токах статора и частоте вращения ротора в режиме нагрузки.

Непосредственный учет перфораций ротора в двухмерной геометрии модели не представляется возможным. Поэтому увеличение активного сопротивления ротора вследствие наличия перфораций учитывалось с помощью задания эквивалентной удельной электропроводности для соответствующей расчетной подобласти согласно выражению

$$\gamma_{эkv}(T) = \frac{\gamma(T)}{k_r}, \quad (7)$$

где k_r – коэффициент, учитывающий увеличение активного сопротивления ротора вследствие введения перфораций.

После расчета электромагнитной задачи данные средствами программы передаются в подчиненную задачу нестационарной теплопередачи для расчета процесса нагрева. Начальными условиями для теплового расчета являются значения температуры внутри расчетной области в начальный момент времени t_0

$$T(x, y, t)|_{t=t_0} = T_0(x, y, t_0). \quad (8)$$

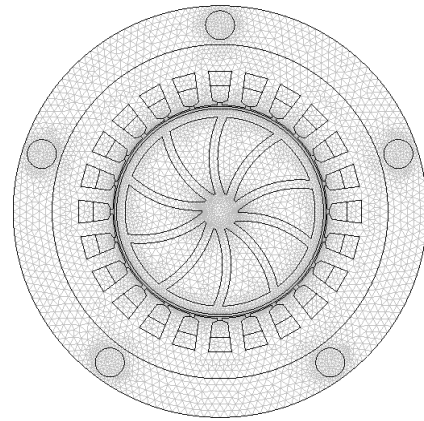


Рис. 1. Конечно-элементная сетка модели

Выбор граничных условий для уравнения теплопроводности (2) обусловлен особенностями охлаждения ПЭМП. Основным видом теплообмена ротора и рабочей жидкости является конвективный теплообмен. Тепловая мощность, отдаваемая конвекцией рабочей жидкости, определяется в соответствии с законом Ньютона-Рихмана, а на соответствующих границах задается граничное условие третьего рода [4]

$$\frac{\partial T}{\partial n} \Big|_{A, B, C, D, E} = -\frac{k_T}{\lambda} (T - T_0), \quad (9)$$

где k_T – коэффициент теплоотдачи; T_0 – температура охлаждающей среды.

На рис. 2 показан фрагмент расчетной геометрической модели, которая воспроизводит конструкцию ПЭМП в поперечном сечении.

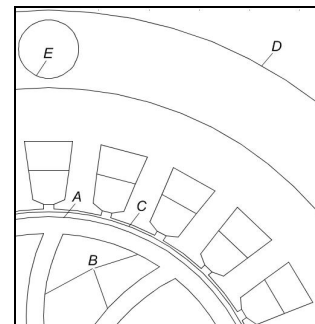


Рис. 2. Задание граничных условий

Граничное условие (9) задается на внешней и внутренней поверхностях ротора A и B , на внутренней поверхности герметизирующей гильзы C , на внешней поверхности корпуса D и на поверхностях E охлаждающих аксиальных каналов. Потери на трение вращающихся деталей о газ или жидкость, которые в действительности выделяются в пограничном слое, принято считать поверхностными и представлять в виде идеализированных источников поверхностного тепловыделения, приписывая им интенсивность q_F , Вт/м². В этом случае граничное условие третьего рода принимает вид

$$\frac{\partial T}{\partial n} \Big|_{A, B, C, D, E} = -\frac{k_T}{\lambda} (T - T_0) + \frac{q_F}{\lambda}. \quad (10)$$

Условия охлаждения большинства частей электрической машины наиболее целесообразно сравнивать с теплоотдачей в каналах, так как поток охлаждающей среды окружен в машине со всех сторон нагретыми стенками [5]. В этом отношении ПЭМП не

является исключением, однако, так же как и каналы электрических машин, каналы ПЭМП отличаются от каналов, которые применяют для измерений коэффициентов теплоотдачи. Рабочая жидкость движется в них с неравномерной скоростью и подвержена турбулентности, что вызвано изменениями сечения и резкими поворотами. Турбулентный характер движения жидкости способствует повышению коэффициента теплоотдачи, поэтому большинство установленных экспериментальным путем величин коэффициентов теплоотдачи должны увеличиваться на так называемый коэффициент "вихреобразования" [5].

С целью определения коэффициентов теплоотдачи проводились многочисленные теоретические и экспериментальные исследования. Покажем некоторые подходы (выражения) для определения приближенных значений коэффициентов теплоотдачи, которые использовались в численных расчетах теплового поля ПЭМП при задании граничных условий третьего рода (9, 10).

На внешней поверхности корпуса D согласно опытным данным с герметически закрытыми машинами и масляными трансформаторами (при естественном охлаждении через теплопроводность и конвекцию в воздухе) задается значение коэффициента теплоотдачи $k_T \approx 8 \text{ Вт}/(\text{°С}\cdot\text{м}^2)$. Для расчета значения коэффициента теплоотдачи на поверхности аксиальных каналов E статора может использоваться ряд известных выражений, позволяющих определить средний коэффициент теплоотдачи в круглом канале при турбулентном режиме течения. Среди них наиболее часто используется выражение М.А. Михеева [6]

$$Nu_{жcd} = 0,021 \cdot Re_{жcd}^{0,8} \cdot Pr_{жcd}^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{жcd}}{Pr_c} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon, \quad (11)$$

где $Re_{жcd}$ – число Рейнольдса для движения жидкости в круглом канале; $Pr_{жcd}$ – число Прандтля при температуре жидкости в центре канала; $(Pr_{жcd}/Pr_c)^{0,25}$ – поправка на переменность физических параметров в поперечном сечении канала; ε – поправка на участок гидродинамической стабилизации при турбулентном режиме.

Для приближенного расчета коэффициента теплоотдачи на внешней поверхности ротора A может использоваться выражение для среднего коэффициента теплоотдачи на внутренней стенке канала кольцевого сечения при турбулентном течении жидкости

$$Nu_{жск} = 0,017 \cdot Re_{жск}^{0,8} \cdot Pr_{жск}^{0,4} \cdot \left(\frac{Pr_{жск}}{Pr_c} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^{0,18} \cdot \varepsilon, \quad (12)$$

где $Re_{жск}$ – число Рейнольдса для движения жидкости в кольцевом канале; $Pr_{жск}$ – число Прандтля при температуре жидкости в середине канала; $d = d_2 - d_1$ – эквивалентный диаметр кольцевого канала.

Существенной неопределенностью характеризуются условия охлаждения внутренней поверхности ротора B . Несмотря на существенный опыт проектирования вихревых машин, расчет коэффициентов теплоотдачи с их рабочих поверхностей проводится с помощью эмпирических зависимостей [7]. Среди них наиболее часто используются зависимости (11) и (12). Выражение (11) может быть использовано для определения коэффициента теплоотдачи в каналах треугольного сечения (межлопаточных каналах), при этом предварительно рассчитывается эквивалентный диаметр.

Выражения (11) и (12) относятся к гладким поверхностям труб, в предположении, что не возникает

добавочных вихрей, вызванных внезапными изменениями сечения и резкими поворотами, характерными для гидравлического тракта ПЭМП. Экспериментально установлено [5], что коэффициент теплоотдачи повышается за счет добавочных вихрей, обусловленных внезапными изменениями сечения и резкими поворотами, и его повышение не зависит от скорости охлаждающей среды. Поэтому, оно может учитываться посредством простого числового коэффициента "вихреобразования". В соответствии с экспериментами поставленными фирмой АЕГ., коэффициент теплоотдачи может увеличиться вплоть до двукратного значения, вследствие вихреобразования. Согласно измерениям Зутте, коэффициент "вихреобразования" может принимать значения от 1,7 до 1,9 [5]. Этот коэффициент рекомендуется принимать большим (2...2,1) у поверхности воздушного зазора между неподвижными и вращающимися частями машины.

Теплообмен на внутренней поверхности герметизирующей гильзы C , которая примыкает к зоне повышенного давления и соприкасается со смесью жидкости и кавитационных пузырьков, имеет сложную физическую природу. Процесс кавитации сопровождается образованием большого количества пузырьков, наполненных преимущественно парами жидкости, а также газами, и имеет много общего с процессом кипения жидкости, в связи с чем, коэффициент теплоотдачи при кавитации и кипении должны определяться сходным набором теплофизических параметров: плотностью жидкой и паровой фазы, удельной теплотой парообразования, коэффициентом теплопроводности жидкости и пара, коэффициентом вязкости жидкости. В результате анализа уравнений динамики двухфазной среды методами теории размерностей и обработки опытных данных Д.А. Лабунцовым было получено соотношение для определения коэффициента теплоотдачи при пузырьковом кипении неподвижной жидкости в большом объеме [8]:

$$k_T = b \left(\frac{\rho'}{\rho''} \right) \lambda^{2/3} (\zeta v T_H)^{-1/3} q^{-2/3}, \quad (13)$$

где ρ' и ρ'' – плотности жидкости и пара при температуре насыщения; ζ – коэффициент поверхностного натяжения жидкости при температуре насыщения; v – кинематический коэффициент вязкости жидкости; T_H – температура насыщения; q – плотность теплового потока.

Для функции $b(\rho'/\rho'')$, на основании опытных данных выведено эмпирическое выражение:

$$b \left(\frac{\rho'}{\rho''} \right) = 0,075 \left[1 + 10 \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right)^{-2/3} \right]. \quad (14)$$

При вынужденном движении кипящей жидкости в трубах в условиях, когда жидкость нагрета до температуры насыщения, коэффициент теплоотдачи может быть подсчитан с использованием следующих выражений [9]:

$$k_T = k_1 \text{ при } \frac{k_2}{k_1} \leq 0,5; \quad (15)$$

$$k_T = k_1 \text{ при } \frac{k_2}{k_1} \leq 2; \quad (16)$$

$$\frac{k_T}{k_1} = \left(1 + \frac{k_2}{k_1} \right)^{1/2}, \text{ при } 0,5 \leq \frac{k_2}{k_1} \leq 2, \quad (17)$$

где k_1 – коэффициент теплоотдачи при турбулентном движении однофазной жидкости в канале круглого

сечения, определяемый по выражению (11); k_2 – коэффициент теплоотдачи при развитом пузырьковом кипении в большом объеме, определяемый по выражениям (13) и (14).

Корректное задание мощности тепловыделений, возникающих в рабочем объеме ПЭМП за счет гидродинамических эффектов, может быть выполнено исходя из оценки эффективности его работы.

Эффективность работы теплогенератора, в пренебрежении рассеянием тепла в гидромагистральных и элементах контура, оценивают отношением:

$$\eta_3 = \frac{Q}{W}, \quad (18)$$

где Q – теплота переданная от теплогенератора потребителю за время τ ; W – электроэнергия потребляемая теплогенератором за время τ .

Точное определение величины этих тепловыделений требует проведения экспериментальных, а также теоретических исследований гидродинамических процессов в ПЭМП и выходит за рамки данной работы. В [10] приведены конкретные примеры получения тепловой энергии (описаны опыты) с помощью устройства, конструкция которого наиболее близка к рассматриваемому ПЭМП. Из приведенных экспериментальных данных следует, что отношение выделенной мощности к затраченной составило 1,27...2,9, в зависимости от мощности приводного электродвигателя и температуры нагреваемой жидкости. Если учесть потери электродвигателя, то коэффициент преобразования механической энергии в теплоту составил 1,57...3,59.

Механическая мощность ПЭМП, затрачиваемая на создание гидродинамических эффектов и транспортировку рабочей жидкости определяется как:

$$P_2 = P_1 - J_c^2(A)/\gamma(T) - J_{стоп}^2/\gamma(T) - P_{cl} - P_{доб} - P_{мех}, \quad (19)$$

где P_1 – мощность, потребляемая ПЭМП.

Мощность тепловыделений, обусловленная гидродинамическими эффектами и задаваемая в качестве объемной плотности тепловых потерь на расчетном участке межлопаточных каналов ПЭМП, рассчитывается исходя из выражения:

$$P_{20} = P_2 \cdot \eta_m, \quad (20)$$

где η_m – коэффициент преобразования механической энергии в теплоту.

Потери в стали статора, добавочные, а также механические потери определяются по существующим методикам расчета [11, 12], и задаются как объемные тепловыделения на соответствующих расчетных участках статора и ротора.

РЕЗУЛЬТАТЫ ЧИСЛЕННОГО РАСЧЕТА ТЕПЛООВОГО ПОЛЯ ПЭМП

Для получения исчерпывающей оценки теплового состояния элементов конструкции ПЭМП целесообразно рассмотреть несколько случаев, которым присущи различные тепловые нагрузки и охлаждающие свойства теплоносителя:

- работа ПЭМП при различных значениях η_3 ;
- работа ПЭМП при повышенном значении $k_{перф}$ ротора;
- работа ПЭМП при различных параметрах системы осевых каналов статора.

Результаты численного расчета могут быть представлены в виде картин температурного поля всей расчетной области для конкретного момента времени, а

также в виде температурно-временных зависимостей для любого из расчетных узлов. На рис. 3 – 8 представлены картины установившегося распределения температуры в поперечном сечении ПЭМП, а также температурно-временные зависимости отдельных расчетных узлов модели при значениях $\eta_3 = 1,3, 1,9$ и $2,5$ ($k_{перф} = \text{const} = 0,1$).

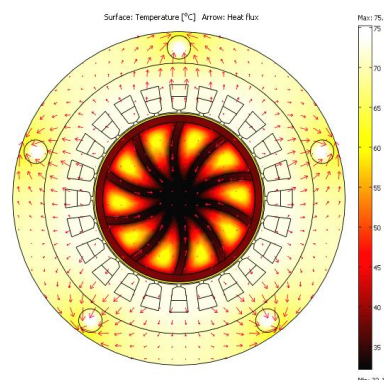


Рис. 3. Распределение температуры и вектора теплового потока в поперечном сечении ПЭМП при $\eta_3 = 1,3$ и $k_{перф} = 0,1$

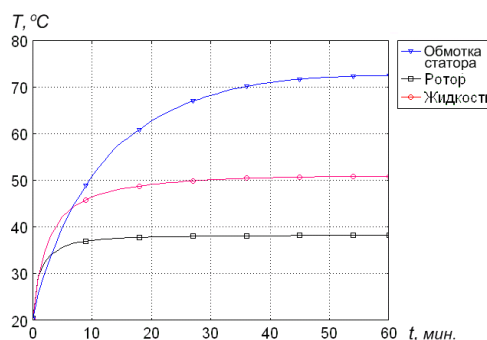


Рис. 4. Температурно-временные зависимости отдельных расчетных узлов модели при $\eta_3 = 1,3$ и $k_{перф} = 0,1$

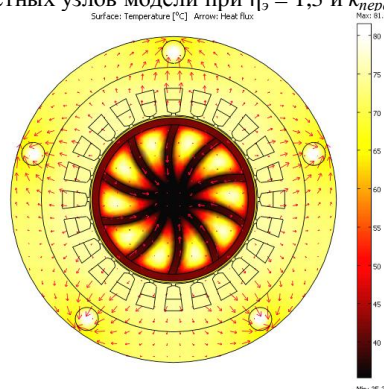


Рис. 5. Распределение температуры и вектора теплового потока в поперечном сечении ПЭМП при $\eta_3 = 1,9$ и $k_{перф} = 0,1$

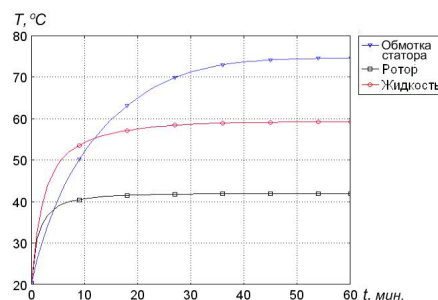


Рис. 6. Температурно-временные зависимости отдельных расчетных узлов модели при $\eta_3 = 1,9$ и $k_{перф} = 0,1$

Значение температуры в каждой точке сечения ПЭМП определяется в соответствии с уровнем интенсивности цветовой заливки, а распределение вектора теплового потока показано в виде стрелок. На графиках температурно-временных зависимостей показана динамика роста средней температуры рабочей жидкости, ротора и температуры наиболее нагретой точки обмотки статора.

Из представленных результатов следует, что с изменением мощности тепловыделений, обусловленных гидродинамическими эффектами, картина установившегося распределения температуры в сечении ПЭМП меняется не существенно. Так, температура наиболее нагретой точки обмотки статора изменяется в пределах 73...79 °С, что свидетельствует о теплоизолирующих свойствах рабочего зазора и незначительном теплообмене между статором и ротором, причем отвод тепла от ротора происходит с его внутренней поверхности, а от обмотки статора – через аксиальные каналы и поверхность корпуса.

Фактором, определяющим тепловую инерционность статора, является поступление в аксиальные каналы предварительно нагретой жидкости. Полученные картины распределения температуры свидетельствуют о том, что в целом, тепловая напряженность ПЭМП находится в допустимых пределах.

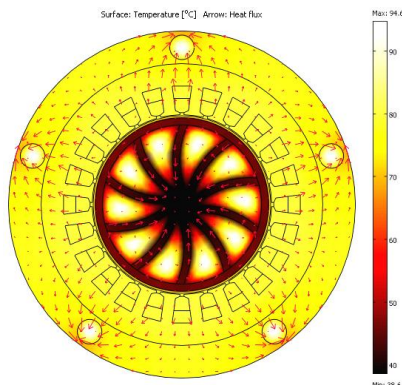


Рис. 7. Распределение температуры и вектора теплового потока в поперечном сечении ПЭМП при $\eta_p = 2,5$ и $k_{перф.} = 0,1$

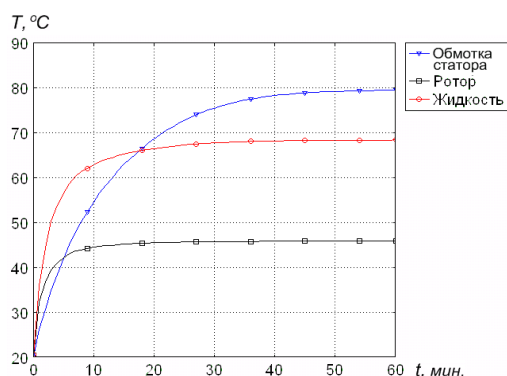


Рис. 8. Температурно-временные зависимости отдельных расчетных узлов модели при $\eta_p = 2,5$ и $k_{перф.} = 0,1$

Рассмотрим температурное поле в сечении ПЭМП для случая, когда коэффициент перфорации ротора имеет повышенное значение – 0,35 (рис. 9, 10). В этом случае, работа ПЭМП характеризуется повышенными токами, протекающими в обмотке статора, повышенной частотой вихревых токов ротора (соответственно большим уровнем потерь в обмотке стато-

ра и роторе), а также меньшими значениями коэффициентов теплоотдачи, что обусловлено снижением частоты вращения ротора и расхода жидкости.

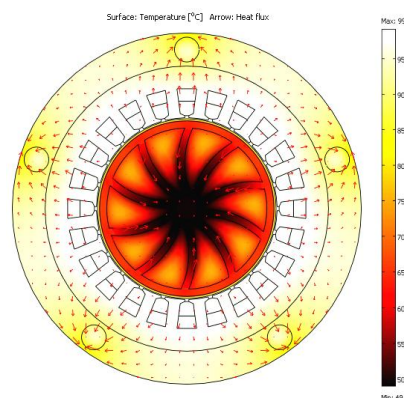


Рис. 9. Распределение температуры и вектора теплового потока в поперечном сечении ПЭМП при $\eta_p = 1,3$ и $k_{перф.} = 0,35$

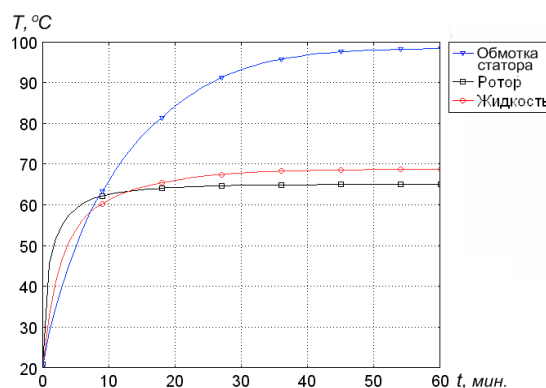


Рис. 10. Температурно-временные зависимости отдельных расчетных узлов модели при $\eta_p = 1,3$ и $k_{перф.} = 0,35$

Из сравнения картин теплового поля ПЭМП, имеющих значения коэффициента перфорации 0,1 и 0,35 следует, что при значении $\eta_p = 1,3$ необходимая температура теплоносителя на выходе теплогенератора (65...70 °С) может быть получена за счет увеличения $k_{перф.}$. Повышенное магнитное сопротивление обуславливает напряженное тепловое состояние статора (98 °С) и приводит к необходимости интенсификации охлаждения с применением большего количества и/или сечения аксиальных каналов. С целью улучшения условий охлаждения обмотки статора при работе с повышенным значением $k_{перф.}$ имеет смысл рассмотреть некоторые расчетные варианты при различных параметрах аксиальных каналов.

Распределение температуры и вектора теплового потока в поперечном сечении ПЭМП ($k_{перф.} = 0,35$, $\eta_p = 1,3$), имеющего число каналов статора $n_k = 10$ радиусом $r = 6$ мм представлены на рис. 11.

Из результатов расчета видно, что с увеличением количества охлаждающих каналов в два раза температура обмотки статора уменьшается на 20 °С. На рис. 12 в виде графика поверхности представлена зависимость температуры наиболее нагретой точки обмотки статора от числа аксиальных каналов и их радиуса. Расчеты, проведенные для случаев отсутствия охлаждающих каналов статора, показывают, что температура обмотки достигает весьма высоких значений – 270...280 °С.

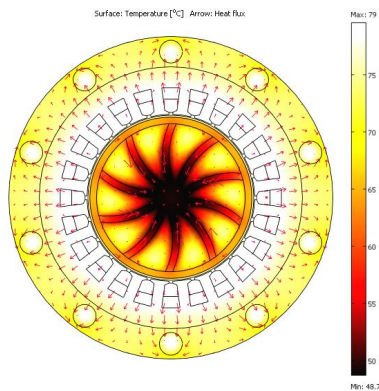


Рис. 11. Распределение температуры и вектора теплового потока в поперечном сечении ПЭМП при $n_k = 10$ и $r = 6$ мм ($k_{перф.} = 0,35$ и $\eta_p = 1,3$)

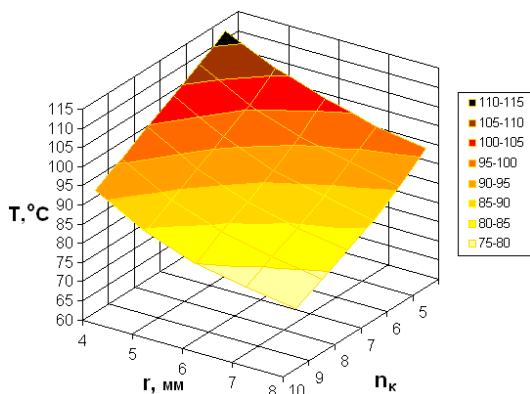


Рис. 12. Зависимость температуры наиболее нагретой точки обмотки статора от числа аксиальных каналов и их радиуса

ВЫВОДЫ

Разработаны основные положения методики расчета температурного поля ПЭМП на базе конечно-элементной модели взаимосвязанных электромагнитных и тепловых процессов. С использованием предложенной методики проведено исследование и выполнена оценка температурного поля ПЭМП при различных тепловых нагрузках и охлаждающих свойствах теплоносителя. Полученные результаты позволяют выбирать размерные соотношения элементов конструкции ПЭМП для оптимизации параметров системы охлаждения и получения заданных показателей производительности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Заблодский Н.Н. Численное моделирование электромагнитных полей в полифункциональных электромеханических преобразователях с полым перфорированным ротором / Н.Н. Заблодский, М.А. Филатов, В.Ю. Грицюк // *Электротехника і електромеханіка*. – 2012. – № 1. – С. 25-27.
2. Васковський Ю.М. Польовий аналіз електричних машин / Ю.М. Васковський. – К.: НТУУ "КПІ", 2007. – 191 с.
3. Васковський Ю.Н. Принцип относительности и выбор системы координат при анализе электромагнитного поля в электрических машинах / Ю.Н. Васковский, Ю.А. Гайденко // *Электротехника і електромеханіка*. – 2008. – № 2. – С. 11-14.
4. Исаченко В.П. Теплопередача / В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. – М.: Энергия, 1975. – 488 с.
5. Шуйский В.П. Расчет электрических машин / В.П. Шуйский. – Л.: Энергия, 1968. – 732 с.
6. Михеев М.А. Основы теплопередачи / М.А. Михеев, И.М. Михеева. – М.: Энергия, 1973. – 320 с.
7. Байбаков О.В. Вихревые гидравлические машины / О.В. Байбаков. – М.: Машиностроение, 1981. – 197 с.

8. Цветков Ф.Ф. Тепломассообмен / Ф.Ф. Цветков, Б.А. Григорьев. – М.: МЭИ, 2006. – 550 с.
9. Бойков Г.П. Основы тепломассообмена / Г.П. Бойков, Ю.В. Видин, В.М. Журавлев. – Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2000. – 272 с.
10. Способ получения энергии и резонансный насос-теплогенератор: патент 2142604: МПК6 F 24 J 3/00 / Петраков А.Д.; патентообладатель Петраков А.Д. – № 98102707/06; заявл. 26.01.1998; опубл. 10.12.1999.
11. Копылов И.П. Проектирование электрических машин / И.П. Копылов, Ф.А. Горяинов, Б.К. Клоков. – М.: Энергия, 1980. – 496 с.
12. Гольдберг О.Б. Проектирование электрических машин / О.Б. Гольдберг, Я.С. Гурин, И.С. Свириденко. – М.: Высшая школа, 2001. – 430 с.

Bibliography (transliterated): 1. Zablodskij N.N. Chislennie modelirovanie `elektromagnitnyh polej v polifunkcional'nyh `elektromehaničeskikh preobrazovatelyah s polym perforirovannym rotorom / N.N. Zablodskij, M.A. Filatov, V.Yu. Gricyuk // *Elektrotehnika i elektromehanika*. - 2012. - № 1. - S. 25-27. 2. Vas'kovskij Yu.M. Pol'ovij analiz elektrichnih mashin / Yu.M. Vas'kovskij. - K.: NTUU "KPI", 2007. - 191 s. 3. Vas'kovskij Yu.N. Princip otноситel'nosti i vybor sistemy koordinat pri analize `elektromagnitnogo polya v `elektricheskikh mashinah / Yu.N. Vas'kovskij, Yu.A. Gajdenko // *Elektrotehnika i elektromehanika*. - 2008. - № 2. - S. 11-14. 4. Isachenko V.P. Teplotperedacha / V.P. Isachenko, V.A. Osipova, A.S. Sukomel. - M.: `Energiya, 1975. - 488 s. 5. Shujskij V.P. Raschet `elektricheskikh mashin / V.P. Shujskij. - L.: `Energiya, 1968. - 732 s. 6. Miheev M.A. Osnovy teplotperedachi / M.A. Miheev, I.M. Miheeva. - M.: `Energiya, 1973. - 320 s. 7. Bajbakov O.V. Vihrevye gidravlicheskie mashiny / O.V. Bajbakov. - M.: Mashinostroenie, 1981. - 197 s. 8. Cvetkov F.F. Teplomassoobmen / F.F. Cvetkov, B.A. Grigor'ev. - M.: M'EI, 2006. - 550 s. 9. Bojkov G.P. Osnovy teplomassoobmena / G.P. Bojkov, Yu.V. Vidin, V.M. Zhuravlev. - Krasnoyarsk : IPC KGTU, 2000. - 272 s. 10. Sposob polucheniya `energii i rezonansnyj nasos-teplogenerator: patent 2142604: MPK6 F 24 J 3/00 / Petrakov A.D.; patentoobladatel' Petrakov A.D. - № 98102707/06; zavavl. 26.01.1998; opubl. 10.12.1999. 11. Kopylov I.P. Proektirovanie `elektricheskikh mashin / I.P. Kopylov, F.A. Goryainov, B.K. Klokov. - M.: `Energiya, 1980. - 496 s. 12. Gol'dberg O.B. Proektirovanie `elektricheskikh mashin / O.B. Gol'dberg, Ya.S. Gurin, I.S. Sviridenko. - M.: Vysshaya shkola, 2001. - 430 s.

Поступила (received) 28.05.2013

Заблодский Николай Николаевич¹, д.т.н., проф.,
 Плюгин Владислав Евгеньевич¹, к.т.н., доц.,
 Грицюк Владимир Юрьевич¹,
 Гринь Геннадий Михайлович²,

¹Донецкий государственный технический университет, кафедра "Электрические машины и аппараты", 94204, Луганская обл., Алчевск, пр. Ленина, 16, тел/phone +38 06442 20564, факс/fax +38 06442 26887, e-mail: info@dgmi.edu.ua, grits.86@mail.ru

²Первомайский электромеханический завод им. К. Маркса, 93202, Луганская обл., Первомайск, пер. Заводской, 1, тел/phone: +38 06455 44604, факс/fax: +38 06455 45800, e-mail: pemz-market@yandex.ru

Zablodskiy N.N.¹, Pliugin V.E.¹, Gritsyuk V.Yu.¹, Grin G.M.²

¹Donbass State Technical University
 16, Lenin Avenue, Alchevsk, Lugansk region, 94204, Ukraine
²Pervomajsk Electromechanical Plant named K. Marx
 1, Zavodskoy Lane, Pervomajsk, Lugansk region, 93202, Ukraine

Calculation of the thermal field of polyfunctional electromechanical transducer with a hollow perforated rotor.

Proposed the method of calculating the temperature field polyfunctional electromechanical transducer with hollow perforated rotor on the based finite element model of interconnected electromagnetic and thermal processes.

Key words – polyfunctional electromechanical transducer, perforated rotor, finite element model, thermal field.