

*д.т.н. Заблодский Н.Н.,
Квасов В.А.,
Филатов М.А.
Лукьянов Н.В.
(ДонГТУ, г. Алчевск, Украина)*

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПРОЦЕССА ТЕПЛООБМЕНА ПОЛИФУНКЦИОНАЛЬНОГО ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ ШНЕКОВОГО ТИПА

В роботі наведена методика розрахунку процесу теплообміну поліфункціонального електромеханічного перетворювача шнекового типу з урахуванням охолоджувального повітря.

***Ключові слова:** поліфункціональний електромеханічний перетворювач, дисипативна енергія, процес теплообміну, коефіцієнт тепловіддачі.*

В работе представлена методика расчета процесса теплообмена полифункционального электромеханического преобразователя шнекового типа с учетом охлаждающего воздуха.

***Ключевые слова:** полифункциональный электромеханический преобразователь, диссипативная энергия, процесс теплообмена, коэффициент теплоотдачи.*

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.
В условиях непрерывного повышения цен на энергоресурсы интерес к новым энергосберегающим технологиям, материалам и оборудованию если и не растет так же быстро, то, как минимум проявляется постоянно. По этой причине возникает нецелесообразность эксплуатации энергоемких комплексов старого образца. С особым интересом к экономичным и высокоэффективным решениям по энергоресурсосбережению относятся нефтехимическая, горнодобывающая и другие отрасли промышленности.

Одним из новых классов преобразователей энергии являются полифункциональные электромеханические преобразователи (ПЭМП) технологического назначения, предусматривающие полное использование диссипативной энергии, структурную, функциональную и тепловую интеграцию [1]. ПЭМП и технологии на их основе, предназначены для

осуществления целого ряда технологических процессов переработки сыпучих и легкоплавких веществ [2, 3,4].

Анализ исследований и публикаций. Системы охлаждения ПЭМП технологического назначения должны быть построены на концепции использования тепловой энергии, вырабатываемой в структуре ПЭМП, с соблюдением необходимых условий по обеспечению допустимых уровней превышения температуры обмотки статора и подшипниковых узлов. Таким образом, в части формирования теплового состояния ПЭМП ставятся следующие задачи:

- делегировать наибольшие тепловыделения тем элементам (узлам), которые непосредственно контактируют с перерабатываемым сырьем;

- построить эффективную интегрирующую теплообменную систему "узлы с тепловыделениями – охлаждающая среда", выполняющую функции обеспечения допустимых перегревов изоляционной структуры и направления тепловой энергии в технологическую зону переработки сырья [1].

Шнековое исполнение ПЭМП предполагает воздушную систему охлаждения, в которой охлаждающий агент поступает через неподвижный полый вал и затем перемещается в радиальном направлении, омывая активные зоны ПЭМП и пронизывая перерабатываемый в данной технологии материал. За рубежом широкое распространение получили двигатели защищенного исполнения с радиальной системой вентиляции, с обдувом наружной поверхности статора. Тенденция применения этой системы вентиляции сохраняется и при проектировании новых серий асинхронных двигателей.

Принципиальное подобие некоторых вентиляционных систем позволяет использовать ряд результатов исследований двигателей с радиальной системой вентиляции [5], в частности, эффект турбулизации, проявляющийся в каналах с небольшим гидравлическим диаметром и увеличивающий локальную теплоотдачу. Вместе с тем, обращенная конструкция активной зоны ПЭМП требует большого объема исследований по определению локальных коэффициентов теплоотдачи геометрически сложного вращающегося узла (ротора-шнека).

В работах [6, 7] изложены результаты исследований по созданию обобщенных методик вентиляционного и теплового расчетов, более полно охватывающих различные конструкции электрических машин.

Имеющиеся данные о теплопередаче элементов электродвигателей не позволяют в полной мере оценивать характер теплопередачи и использовать предлагаемые различными авторами эмпирические формулы для расчета коэффициентов теплоотдачи в связи с тем, что при исследовании используются различные методы и датчики, а измерения

проведены на двигателях разных серий. Имеющиеся зависимости недостаточно характеризуют условия теплообмена, особенно для ПЭМП, в котором вращающийся ротор совмещен с исполнительным механизмом и непосредственно контактирует с нагрузочно-охлаждающей средой (материалом).

Постановка задачи. В работе приводится методика расчета процесса теплообмена ПЭМП шнекового типа с учетом охлаждающего воздуха.

Изложение материала и его результаты. ПЭМП представляет собой теплообменное устройство высокой интенсивности, рабочие процессы в котором характеризуются явлениями передачи тепла при течении воздуха по сложной системе теплообменных каналов, высокой скоростью, переменной температурой, переменными теплофизическими свойствами, интенсивным конвективным теплообменом. Кроме того, физические процессы включают в себя передачу тепла посредством теплопроводности в элементах конструкции, конвективного и лучистого теплообмена на поверхности массивного ротора. На рисунке 1 представлена конструктивно-технологическая схема одного из разработанных ПЭМП шнекового типа, для переработки сыпучих материалов (угольные шламы, опилки, песок и т. д.).

ПЭМП включает в себя: 1 – статор двигательного (тормозного) модуля; 2 – полый неподвижный вал; 3 – внешний ротор–шнек; 4 – днище шнека; 5 – корпус; 6 – ввод питающего напряжения; 7 – радиальные каналы полого вала; 8 – аксиальные каналы статора двигательного (тормозного) модуля; 9 – радиальные каналы ротора-шнека; 10 – аксиальные каналы ротора-шнека; 11 – отверстия в аксиальных каналах ротора-шнека форсуночного типа; 12 – нагрузочно-охлаждающая среда.

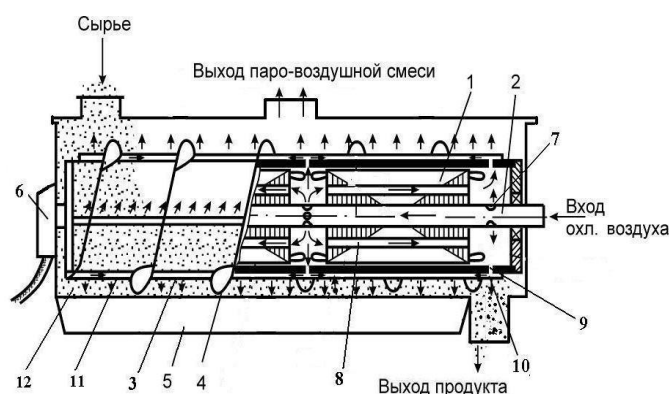


Рисунок 1 – Конструктивно-технологическая схема ПЭМП шнекового типа

Процесс теплообмена в ПЭМП представляет собой взаимосвязанную совокупность элементарных процессов теплопроводности, конвекции и излучения. Интенсивность переноса тепла посредством теплопроводности определяется коэффициентом теплопроводности и температурным градиентом, а конвективного теплообмена коэффициентом теплоотдачи. Процессы конвективного теплообмена неразрывно связаны с условиями движения среды – режимами течения. При ламинарном режиме течения перенос теплоты осуществляется в основном вследствие теплопроводности, а при турбулентном – происходит интенсивное перемешивание частиц среды.

При исследовании процесса теплообмена в ПЭМП будем предполагать, что основная теплопередача охлаждающему воздуху выделившейся в активных элементах тепловой энергии осуществляется путем конвективного теплообмена между нагретой поверхностью и потоком охлаждающего воздуха, приняв во внимание зависимость теплофизических параметров воздуха μ, λ_g, C_p, Pr (динамическая вязкость, теплопроводность, удельная теплоемкость, число Прандля) от температуры.

Рассмотрим процесс теплопередачи в характерных каналах ПЭМП.

Пусть t_{v1} – средняя температура воздуха в начальном сечении канала, t_{v2} – в конечном. Средняя температура по длине может быть взята как среднеарифметическое из этих крайних значений [8], а именно:

$$\bar{t}_v = \frac{1}{2}(t_{v1} + t_{v2}). \quad (1)$$

Однако такой способ усреднения допустим лишь при небольшом изменении температуры теплоносителя по длине канала. В нашем случае усреднение лучше производить по следующей формуле:

$$\bar{t}_v = t_{cm} - \Delta t, \quad (2)$$

где t_{ct} – температура стенки канала;

Δt – среднелогарифмический температурный напор, который рассчитывается по формуле:

$$\Delta t = \frac{t_{v2} - t_{v1}}{\ln\left(\frac{t_{cm} - t_{v1}}{t_{cm} - t_{v2}}\right)}. \quad (3)$$

Количество теплоты dQ , переносимое через элементарную площадь df поверхности канала ПЭМП, составляет:

$$dQ = k_M \cdot \Delta t \cdot df, \quad (4)$$

где k_M – коэффициент теплопроводности материала канала;

Уравнение теплового баланса для характерного канала ПЭМП, с учетом сделанных допущений будет иметь вид:

$$Q = G \cdot C_p(\bar{t}_v) \cdot \Delta t, \quad (5)$$

где G – массовый расход воздуха в канале; $C_p(\bar{t}_v)$ – аппроксимация удельной теплоемкости воздуха от температуры.

Уравнение теплопередачи:

$$Q = \alpha \cdot \Delta t \cdot F, \quad (6)$$

где α – коэффициент теплоотдачи с поверхности канала;

$F = \pi \cdot d_3 \cdot L$ – поверхность теплообмена;

d_3 – эквивалентный диаметр поверхности теплопередачи;

L – длина канала.

Режим течения охлаждающего воздуха в характерном канале определяется в зависимости от числа Рейнольдса (Re):

$$Re = \frac{4 \cdot G}{\mu(\bar{t}_v) \cdot \Pi}, \quad (7)$$

где $\mu(\bar{t}_v)$ – аппроксимация μ в зависимости от температуры;

Π – периметр поперечного сечения канала.

Определим коэффициент теплоотдачи α с поверхности характерных участков ПЭМП [9].

Для полого вала и аксиальных каналов статоров:

$$\alpha = 0,023 \cdot \frac{\lambda_g(\bar{t}_v)}{d_3} \cdot Re^{0.8} \cdot Pr \cdot e_l - \text{ для турбулентного режима; } \quad (8)$$

$$\alpha = 0,15 \cdot \frac{\lambda_g(\bar{t}_v)}{d_3} \cdot Re^{0.33} \cdot Pr^{0.43} \cdot Gr^{0.1} - \text{ для ламинарного режима; } \quad (9)$$

где $Pr = \frac{C_p(\bar{t}_v) \cdot \mu(\bar{t}_v)}{\lambda_g(\bar{t}_v)}$, $Gr = \frac{g \cdot d^3 \cdot \beta \cdot \rho^2}{\mu(\bar{t}_v)^2} \cdot \Delta t$ – безразмерные числа

Прандтля и Грасгофа;

$e_l = 1 + \frac{2d}{L}$ – коэффициент, учитывающий изменение коэффициента

теплоотдачи по длине канала (если $\frac{L}{d} > 50$, то $e_l = 1$);

g – ускорение силы тяжести;

β – коэффициент объемного расширения;

ρ – плотность;

$\lambda_g(\bar{t}_v)$ – аппроксимация λ_g от температуры.

Для лобовых частей обмоток статоров:

$$\alpha = \frac{\lambda_g(\bar{t}_v)}{l_l} \cdot 0,143 \cdot \sqrt[3]{Re^2} \quad \text{– для ламинарного режима;} \quad (10)$$

$$\alpha = \frac{\lambda_g(\bar{t}_v)}{l_l} \cdot 0,11 \cdot Re^{0,6} \quad \text{– для турбулентного режима,} \quad (11)$$

где l_l – длина лобовой части обмотки.

Для аксиальных каналов ротора-шнека, вращающихся вокруг оси:

$$\alpha = 0,018 \cdot e_l \cdot e_w \cdot Re^{0,8}, \quad (12)$$

где e_w – коэффициент, учитывающий влияние вращения на теплообмен [9, (рисунок 3-28)].

Теплообмен между ротором и нагрузочно-охлаждающей средой можно отнести к категории конвективно-кондуктивного. Проявление лучистого теплообмена может наблюдаться в кольцевых зонах ротора, расположенных против концевых частей пакетов статоров. Необходимо выделить еще два процесса, оказывающих влияние на теплообмен и формирование теплового поля ПЭМП. Транспортировка, дробление и перемешивание материала ротором-шнеком сопровождается выделением тепловой энергии в соответствии с уравнением энергетического баланса:

$$\frac{B_1 \cdot (\eta \cdot v_0)^{2-m}}{\exp(\eta_0 T) \cdot h^{1-m}} F \cdot p_x \cdot S \cdot \varepsilon \cdot \cos \alpha \cdot dx + 2\alpha(S+h) \cdot T_{\Delta cp} dx = C_m \rho_m \cdot U_x \cdot U_{\max} \times$$

$$\times \eta v_0 h \cdot S \cdot dT + U_x \cdot U_{\max} \cdot \eta v_0 h \cdot S \cdot p_x \frac{B_1}{\exp(\eta_0 T) \cdot h^{2-m}} \left(\frac{\eta \cdot v_0}{A} \right)^{1-m} \cos \alpha \cdot dx \quad (13)$$

где η – коэффициент проскальзывания;

v_0 – окружная скорость винта шнека;

m – аномалия вязкости;

S, h – шаг и высота винтовой навивки;

α – угол наклона винта;

p_x – безразмерный градиент давления;

C_m, ρ_m – соответственно теплоемкость и плотность материала;

U_x, U_{\max} – текущее и максимальное значение расхода материала;

$T_{\Delta cp}$ – среднее превышение температуры стенок канала над температурой материала;

α – коэффициент теплоотдачи греющих поверхностей шнека.

Первая составляющая левой части уравнения (13) представляет собой мощность, затрачиваемую ПЭМП на преодоление сил вязкого трения в шнеке. Вторая составляющая – тепло, подводимое от стенок канала к материалу за счет теплообмена в соответствии с законом Ньютона:

$$dP_\alpha = 2\alpha \cdot T_{\Delta cp} \cdot (S+h) \cdot dx. \quad (14)$$

Число Рейнольдса для движения материала при вращении шнека ПЭМП:

$$Re = (\rho/\mu) R_{cp} \cdot h \cdot \omega, \quad (15)$$

где R_{cp} – средний радиус цилиндров (ротор и днище);

μ – эффективная вязкость на среднем радиусе;

ω – угловая скорость.

Температурные изменения существенно влияют на вязкость материала. С учетом температурной зависимости в нашем случае коэффициент теплоотдачи будет иметь вид:

$$\alpha = 0,023\lambda^{0,6}(C \cdot \rho)^{0,8} \left(\frac{2S \cdot h}{S + h} \right)^{0,2} \times$$

$$\times \frac{(\eta v_o)^{0,8+m} \varepsilon^{\frac{m}{2(1-m)}} (p_x \cdot F \cos \alpha)^{\frac{m}{1-m}} \exp(n_o T)}{B_1 h^m}. \quad (17)$$

Движение сырья вдоль шнека (оребреного массивного ротора) характеризуется весьма сложными гидродинамическими процессами, развитие которых определяется параметрами винтовой навивки, скоростью вращения и реологическими свойствами сырья. Раскрытие картины течения потока сырья дает возможность обоснованно определять коэффициенты теплоотдачи на подобных поверхностях ПЭМП. Однако в настоящее время не существует обобщающих эмпирических формул, позволяющих рассчитать возможные режимы конвективной теплоотдачи от поперечно-омываемой потоком сырья оребренной поверхности ротора. В таких случаях может быть использована расчетно-экспериментальная методика, в основе которой лежит аналитический метод определения температурного поля в системе «стенка ротора – ребро шнека» при средних коэффициентах теплоотдачи α с поверхности оребренной стенки ротора ПЭМП [10].

Выводы:

1. В данной статье предложена методика расчета коэффициентов теплоотдачи с поверхности характерных участков ПЭМП с учетом характера течения охлаждающего воздуха (турбулентное, ламинарное), приняв во внимание зависимость теплофизических параметров воздуха от температуры.

2. Данная методика в дальнейшем может быть использована для проведения оптимизационных расчетов структуры ПЭМП как теплообменной системы с внутренними источниками тепловой энергии при выполнении всех предназначенных для преобразователя функций с помощью различных пакетов прикладных программ, таких как Matlab, MathCad и т. д.

3. Дальнейшие исследования должны быть направлены на более детальное исследование процессов теплообмена в ПЭМП и проведение экспериментальных исследований по определению коэффициента теплоотдачи в характерных каналах, с учетом инерционных свойств активных частей ПЭМП, при наличии отверстий форсуночного типа в аксиальных каналах массивного ротора.

Библиографический список

1. *Заблодский Н.Н. Полифункциональные электромеханические преобразователи технологического назначения. – Монография. – Алчевск: ДонГТУ. – 2008. – 340 с.*
2. *Пат. 39226 Україна. МКИ 7H05B 6/10. Заглибний електронагрівач / Заблодський М.М., Верімієнко В.І. – Бюл. № 5, част. 1. – 2001.*
3. *Пат. 50242 Україна. МКИ 7F26B 17/18. Шнековий сушильний апарат / Заблодський М.М., Захарченко П.І., Шинкаренко В.Ф., Плюгін В.Є. та інші. – Бюл. № 1. – 2005.*
4. *Заблодский Н.Н. Формирование динамических и энергетических характеристик электротепломеханических преобразователей // Вестник НТУ «ХПИ». Тем. вып. «Проблемы автоматизированного электропривода. Теория и практика. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2002. - № 12. – Т.2. – С. 432-433*
5. *Теплоотдача асинхронных двигателей защищенного исполнения с радиальной системой вентиляции / Л.М.Зезюлина, В.М.Наринская, Я.Б.Тубис, М.С.Фанарь // Электротехническая промышленность. Сер. "Электрические машины", 1980, вып. 5. – С. 4-7.*
6. *Коробов В.К. Моделирование подогрева охлаждающего агента в тепловых схемах замещения электрических машин // Электротехника, 1974. - № 11. – С. 25-27.*
7. *Бурковский А.Н. Особенности нагрева и охлаждения асинхронных двигателей взрывозащищенного исполнения / А.Н.Бурковский, Е.Б.Ковалев, В.К.Коробов // Электротехническая промышленность Сер. "Электрические машины", 1980, вып. 3. – С. 12-14.*
8. *Михеев М.А. Основы теплопередачи. М.: Госэнергоиздат, 1949. 397с.*
9. *Борисенко А.И. и др. Аэродинамика и теплопередача в электрических машинах. М., «Энергия», 1974.*
10. *Заблодский Н.Н. и др. Расчетные модели при исследованиях тепловых процессов в полифункциональных электромеханических преобразователях технологического назначения. Техн. електродинаміка.-К.: Інститут електродинаміки НАН України, 2008. Тем. вип. «Проблеми сучасної електротехніки». Частина 2.-С.57-62.*

Рекомендовано к печати д.т.н., проф. Зеленовым А.Б.