

Голоколос Д. А., Гриinfeld Г. М., Иванов С. Н.
D. A. Golokolos, G. M. Grinfeld, S. N. Ivanov

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ СООТНОШЕНИЯ В ГЕРМЕТИЧНЫХ ЭЛЕКТРОТЕХНИЧЕСКИХ КОМПЛЕКСАХ СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

ENERGY BALANCE IN SEALED ELECTRIC TECHNICAL SYSTEMS FOR SPECIAL APPLICATIONS



Голоколос Дмитрий Анатольевич – аспирант кафедры «Электромеханика» Комсомольского-на-Амуре государственного технического университета (Россия, Комсомольск-на-Амуре); 681024, г. Комсомольск-на-Амуре, пр. Интернациональный, 59 – 31; +7 (914) 2123472. E-mail: dag@land.ru.

Mr. Dmitry A. Golokolos – PhD candidate, Department of Electromechanics, Komsomolsk-on-Amur State Technical University (Russia, Komsomolsk-on-Amur); 681024, Komsomolsk-on-Amur, 59, Internatsionalny Av., 31; +7-914-2123472. E-mail: dag@land.ru.



Гринфельд Григорий Михайлович – кандидат технических наук, доцент кафедры «Электропривод и автоматизация промышленных установок и технологических комплексов» Комсомольского-на-Амуре государственного технического университета (Россия, Комсомольск-на-Амуре); 681018, г. Комсомольск-на-Амуре, ул. Пионерская, 61 – 20; +7 (914) 1743914. E-mail: grinfelds2002@mail.ru.

Mr. Grigory M. Grinfeld – PhD in Engineering, Associate Professor, Department of Electric Drive and Industrial Automation, Komsomolsk-on-Amur State Technical University (Russia, Komsomolsk-on-Amur); 681018, Komsomolsk-on-Amur, 61, Pionerskaya Str., 20; +7-914-1743914. E-mail: grinfelds2002@mail.ru.



Иванов Сергей Николаевич – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Электромеханика» Комсомольского-на-Амуре государственного технического университета (Россия, Комсомольск-на-Амуре); 681021, г. Комсомольск-на-Амуре, ул. Котовского, 1 – 60; 8 (914) 1859120. E-mail: isn@initkms.ru.

Mr. Sergey N. Ivanov – Doctor of Engineering, Professor, Department of Electromechanics, Komsomolsk-on-Amur State Technical University (Russia, Komsomolsk-on-Amur); 681021, Komsomolsk-on-Amur, 1, Kotovsky Str., 60; +7-914-1859120. E-mail: isn@initkms.ru.

Аннотация. Расширение областей применения электротехнических комплексов предполагает изменение подходов к обоснованному выбору энергетических соотношений на стадии проектирования. В данной статье рассмотрены вопросы определения соотношений между механической и тепловой составляющими мощности герметичных электротехнических комплексов специального назначения. Целью исследования является получение расчетных выражений, позволяющих не только оценивать, но и обеспечивать требуемые энергетические соотношения в рассмотренном классе устройств.

Summary. Expanding the fields of application of electro technical systems implies changing our approaches to the sound choice - at the design stage - of energy relations. In the present paper we tackle the problem of how to define the relations between mechanical and heat components of the power of pressure-proof specialized electro technical systems. The goal of our investigation is to obtain design-basis expressions allowing us to both assess and ensure the required energy relations in the systems of this class.

Ключевые слова: герметичные электротехнические комплексы, охлаждающая жидкость, теплообмен.

Key-words: pressure-proof electro technical systems, coolant, heat exchange.



В течение длительного времени ведущими производителями электротехнических комплексов и систем для самых разнообразных областей применения велись разработки стандартного энергетического оборудования повышенной производительности с высокими эксплуатационными свойствами. При этом на практике часто имеет место необходимость в устройствах, одновременно соответствующих жестким требованиям стандартов (например, IEEE 841-2009, DIN EN ISO 9001, ГОСТ РВ 0015-002-2012) и работающих в условиях, существенно отличающихся от номинальных. Примерами такого оборудования являются широко используемые приводы с жидкостным охлаждением, электротехнические установки, подключаемые к сети с отклонениями амплитуды, формы и частоты напряжения питания, теплообменные устройства со сниженным уровнем потерь на прокачку теплоносителя, виброустойчивые электромеханические преобразователи и в том числе герметичные электротехнические комплексы специального назначения. Наибольший интерес в этой области представляют разработки фирм Сименс и Франклин Электрик, использующих электроприводы в герметичной оболочке для мощных компрессоров и насосов, нашедшие дальнейшее развитие в отечественных герметичных электромеханических преобразователях [1].

В тоже время анализ и оценка влияния конструкционных элементов на эксплуатационные характеристики герметичных электротехнических комплексов (ГЭК) показывают, что при их работе имеют место дополнительные потери в экранирующих элементах, в основном обратно пропорциональные удельному электрическому сопротивлению материала. Значимость электрических свойств экранов подтверждают результаты расчетов: при одинаковом значении индукции потери для равнотолщинных экранов из нержавеющей стали и железа, т.е. при изменении удельного электрического сопротивления от $1,150 \cdot 10^{-6}$ Ом·м до $0,098 \cdot 10^{-6}$ Ом·м, отличаются почти на порядок [1]. Относительные потери могут составлять от 6...8 % (для маломагнитного экрана из нержавеющей стали) до 70...80 % (для ферромагнитного экрана), что указывает на необходимость повышения эффективности системы отвода выделяемой в элементах тепловой мощности и, как следствие, на целесообразность ее утилизации, например в ГЭК, в варьируемой степени совмещающих функции генерации и транспортирования тепловой энергии [2]. Причем именно количественное соотношение между обеспечиваемыми при эксплуатации тепловыми и механическими мощностями определяет назначение электротехнического комплекса (электронагревательный, перекачивающий или совмещенный для одновременного нагрева и перемещения рабочей среды) [3].

Таким образом, задача разработки и проектирования ГЭК заданного целевого назначения в первую очередь требует определения энергетических соотношений между тепловой мощностью, отводимой охлаждающей жидкостью и механической мощностью, обеспечивающей перемещение этой жидкости относительно герметизирующего экрана, и сводится к нахождению электромагнитных и геометрических параметров, соответствующих требуемым величинам выходной температуры и производительности (расхода) или давления (напора). Очевидно, что для эффективного решения и нахождения оптимальных проектных параметров необходимы не только математическое описание физических процессов в ГЭК и численное моделирование на основе мультифизических программ (ANSYS, FEMLAB, FLUENT, FLUX, OPERA, FLOWVISION, ELCUT), но и многомерная параметризация объекта исследования с использованием возможностей САПР-технологий (SOLIDWORKS, T-FLEX CAD и аналогичных САПР), результаты которых могут быть использованы для качественной и количественной оценки процесса нагрева и транспортирования.

Однако уже на этапе постановки задачи исследования возникает необходимость в задании начальных и граничных условий, которые априори не могут быть определены из-за сложности распределения элементов потока охлаждающей жидкости, обусловленной неравномерностью профиля скоростей потока, его турбулентностью, образованием не учитываемых разрывных течений, застойных зон, циркуляций, температурных градиентов и связанных с ними течений, междуфазовыми процессами тепло- и массообмена и т.п.

Как классическая (объемно-элементная), так и диффузионная модели не описывают реальный режим течения охлаждающей среды в ГЭК. Анализ гидродинамических условий, применительно к конструктивному исполнению вращающихся элементов совмещенных электротехнических комплексов, показывает, что для них могут быть использованы смешанные (комбинированные) модели, описывающие совокупность взаимосвязанных областей потока с различными характеристиками. Задача синтеза такой модели для различных расчетных областей как для простых идеализированных режимов течения (смешения, вытеснения, вытеснения с диффузией), так и для сложных (частично несмешиваемых, обратноциркуляционных, струйных потоков) включает этапы предварительного определения конфигураций и объемов зон с различными типами течения жидкости, например на основе теории пограничного слоя и параметризации модели, одновременно обеспечивающей точность отображения тепловых и гидравлических процессов и ограничивающей сложность математических представлений, необходимых для ее анализа.

Идентификация характерных целевых областей тепло- и массообмена, условно показанная на рис. 1, может быть произведена на основе анализа конструкций идеального смешивания (интенсивность циркуляции потока приводит к равномерному перемешиванию с радиальной скоростью v_r поступающей и уже находящейся в апертуре жидкости) и идеального вытеснения (поток состоит из равномерно движущихся с одинаковой осевой скоростью v_z частиц жидкости).

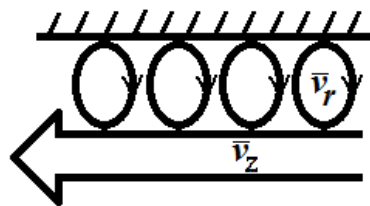


Рис. 1. Комбинированная модель тепло- и массообмена

Основное условие применения модели идеального смешивания – требуемая интенсивность перемешивания – обеспечивается автоматически вследствие наличия механического перемешивающего исполнительного элемента. Для модели идеального вытеснения, предполагающей поршневой характер течения охлаждающей среды, перемешивание потока отсутствует и время движения жидкости равно отношению внутреннего объема ГЭК к объемному расходу, например как в трубчатых теплообменных аппаратах при турбулентном течении жидкости с равномерным профилем скорости. Параметризация модели сводится к нахождению значимых факторов и функционала, однозначно описывающего выходные характеристики и целевое назначение ГЭК [4]. Комбинированная модель позволяет рассматривать два условно независимых процесса (нагрев и перемещение охлаждающей среды) и, соответственно, установить энергетические соотношения в ГЭК. При этом процесс перемещения является основным, поскольку определяет как интенсивность теплоотвода от герметизирующей оболочки, так и производительность комплекса.

На этапе определения энергетических соотношений, характеризующих явления массопереноса в ГЭК, целесообразно предварительно воспользоваться моделью идеализированного однопоточного и одноступенчатого источника механической мощности, имеющего бесконечно большое число плоских лопастей единичной толщины, перемещающих физическую среду, а затем провести параметризацию и учесть гидравлические, объемные и механические потери. Такой модели соответствует конструкция в виде совокупности двух торцевых колец, соединяющих напорные лопасти, причем при параметризации учитываются число лопастей, их геометрические размеры, профиль, углы входа/выхода потока.

Используемая в гидравлике формула Эйлера в виде разницы скалярных произведений u и v , записанная для системы лопастей, вращающихся относительно продольной оси с частотой n , имеет следующий вид:

$$gH = (u_2, v_2) - (u_1, v_1), \quad (1)$$

где gH – удельная энергия, передаваемая исполнительным элементом с бесконечно большим числом лопастей несжимаемой жидкостью без учета нагрева; v_2 – абсолютная скорость охлаждающей жидкости на выходе; v_1 – абсолютная скорость охлаждающей жидкости на входе.

Левая часть уравнения (1) может быть раскрыта с учетом профилей лопастей исполнительного элемента:

$$gH = (u_2 \sin \gamma_2 - u_1 \sin \gamma_1)(u_2 \sin \gamma_2 + u_1 \sin \gamma_1) - (u_2 v_{2r} \sin^2 \gamma_2 \operatorname{ctg}(\pi - \beta_2) - u_1 v_{1r} \sin^2 \gamma_1 \operatorname{ctg} \beta_1), \quad (2)$$

где γ_2 – угол скоса внешней кромки лопасти; γ_1 – угол скоса нижней кромки лопасти; v_{2r} – радиальная составляющая абсолютной скорости охлаждающей жидкости на выходе; v_{1r} – радиальная составляющая абсолютной скорости охлаждающей жидкости на входе; β_2 – угол установки лопасти на выходе; β_1 – угол установки лопасти на входе.

Выходные и входные тангенциальные и радиальные составляющие абсолютной скорости определяются по выражениям

$$u_1 = \pi D_1 n,$$

$$u_2 = \pi D_2 n,$$

$$v_{1r} = \frac{Q}{\pi D_1 b_1},$$

$$v_{2r} = \frac{Q}{\pi D_2 b_2}.$$

(3)

где D_1 – теоретический диаметр, образованный внутренними кромками лопастей; D_2 – теоретический диаметр, образованный наружными кромками лопастей; b_1 – ширина лопасти на входе потока; b_2 – ширина лопасти на выходе потока; Q – производительность.

Подстановка выражений (3) в формулу (2) позволяет получить уравнение, связывающее давление H , создаваемое перемещаемой жидкостью, и производительность системы охлаждения:

$$H = (\pi D_2 n g^{0.5} \sin \gamma_2)^2 - (\pi D_1 n g^{0.5} \sin \gamma_1)^2 + Q n g b_2^{-1} \sin^2 \gamma_2 \cdot \operatorname{ctg} \beta_2 - Q n g b_1^{-1} \sin^2 \gamma_1 \cdot \operatorname{ctg} \beta_1.$$

Следует учесть, что реальное количество напорных лопастей исполнительного элемента ограничено и находится в диапазоне от 3 до 48 (в зависимости от назначения ГЭК), что приводит к снижению давления по сравнению с идеализированной моделью. Приближенный учет влияния конечного числа лопастей z может быть сделан с помощью коэффициента k_H [5]:

$$k_H = 1 - \frac{\Delta H}{H},$$

где

$$\Delta H = u_2^2 \frac{\pi}{z} \left(1 - \frac{D_1^2}{D_2^2}\right) \sin \beta_2.$$

Ориентировочно значение k_H находится в диапазоне от 0,7 до 0,9.

Задача нахождения гидравлических, объемных и механических потерь при движении охлаждающей жидкости чрезвычайно сложна и требует специального изучения закономерностей течения жидкости. Теоретически поток жидкости можно характеризовать объемным расходом и средней скоростью по сечению трубы. При движении реальных жидкостей часть



механической энергии движения переходит в тепловую и представляет потери энергии ΔE , обусловленные молекулярной и турбулентной вязкостью жидкости. С потерями энергии также связаны потери давления ΔP :

$$\Delta P = \rho \cdot \Delta E$$

и потери напора Δh :

$$\Delta h = \frac{\Delta P}{\rho g},$$

где ρ – плотность жидкости.

Приближенный учет механических потерь может быть сделан по коэффициенту быст-роходности n_s :

$$n_s = 3,65n \sqrt[4]{\frac{Q^2 N^3}{H^3}},$$

где N – количество ступеней, составляющих исполнительный элемент.

Механический коэффициент полезного действия $\eta_{\text{мех}}$ рассчитывается по формуле

$$\eta_{\text{мех}} = \frac{1}{1 + 820n_s^{-2}}$$

и находится в диапазоне от 0,92 до 0,96.

Гидравлические потери давления обычно определяют отдельно для относительно длинных участков $\Delta P_{\text{ТР}}$, на которых движение жидкости достаточно равномерно, и для коротких участков $\Delta P_{\text{М}}$, характеризующихся местными изменениями формы канала с возможностью образования вихрей в потоке.

Гидравлические потери давления и напора на прямых участках $\Delta P_{\text{ТР}}$ и $\Delta h_{\text{ТР}}$ могут быть рассчитаны по формулам

$$\Delta P_{\text{ТР}} = \lambda \cdot \frac{\rho l}{2d} \cdot v^2, \quad \Delta h_{\text{ТР}} = \lambda \cdot \frac{l}{2dg} \cdot v^2,$$

где λ – коэффициент гидравлического трения, зависящий от режима течения жидкости и шероховатости поверхности; l – длина прямого участка канала; d – диаметр прямого участка канала.

Потери давления $\Delta P_{\text{М}}$ и потери напора $\Delta h_{\text{М}}$ на коротких участках со сложной геометрией достаточно точно рассчитываются по формуле Вейсбаха:

$$\Delta P_{\text{М}} = \xi \cdot \frac{\eta}{v} \cdot \frac{v^2}{2}, \quad \Delta h_{\text{М}} = \xi \cdot \frac{v^2}{2g},$$

где ξ – коэффициент местного гидравлического сопротивления, зависящий от режима течения, вида и конструктивного исполнения канала; η – динамическая вязкость; v – кинематическая вязкость.

Значения коэффициентов сопротивления определяются опытным путем и в обобщенном виде приводятся в виде эмпирических формул или графиков.

Полные гидравлические потери давления и напора (ΔP и Δh соответственно) определяются выражениями

$$\Delta P = \Delta P_{\text{ТР}} + \Delta P_{\text{М}},$$

$$\Delta h = \Delta h_{\text{ТР}} + \Delta h_{\text{М}}$$

и могут быть приближенно найдены с помощью коэффициента $\eta_{\text{гидр}}$:

$$\eta_{\text{гидр}} \approx 1 - \frac{0,42}{(\lg(4500 \sqrt[3]{\frac{Q}{n \eta_{\text{об}}}}) - 0,172)^2},$$

где $\eta_{\text{об}}$ – объемный коэффициент полезного действия.

Приближенное значение $\eta_{\text{гидр}}$ находится в диапазоне от 0,85 до 0,96.

Объемные потери определяются через объемный коэффициент полезного действия $\eta_{\text{об}}$:

$$\eta_{\text{об}} = \frac{1}{1 + 0,68n_s^{-0,66}}.$$

Коэффициент объемного сжатия находится в диапазоне от 0,85 до 0,95.

Соответственно, механическая составляющая мощности, расходуемая на транспортирование охлаждающей жидкости, может быть записана в следующем виде:

$$P_{\text{мех}} = \frac{\rho g H_d Q_d}{k_H \eta_{\text{об}} \eta_{\text{гидр}} \eta_{\text{мех}}}, \quad (4)$$

где H_d – действительное значение давления; Q_d – действительное значение производительности. Указанные параметры даны с учетом конечного числа напорных лопастей и объемного сжатия теплоносителя.

Подстановка коэффициентов k_H , $\eta_{\text{об}}$, $\eta_{\text{гидр}}$, $\eta_{\text{мех}}$ в формулу (4) позволяет получить выражение для первой энергетической составляющей $P_{2\text{мех}}$ (механической) с учетом проектных и эксплуатационных параметров ГЭК:

$$P_{2\text{мех}} = \frac{\rho g (\lambda_1 + \lambda_2 \cdot Q)^2 Q \cdot (1 + 0,68\lambda_3^{-0,66} \cdot \frac{Q^{-0,33}}{(\lambda_1 + \lambda_2 \cdot Q)^{-0,495}}) \cdot \left(1 + 820 \cdot \lambda_3^{-2} \cdot \left(\lambda_1 \cdot Q^{-\frac{2}{3}} + \lambda_2 \cdot Q^{\frac{1}{3}} \right)^{1,5} \right)}{((\lambda_1 - \Delta H) + \lambda_2 \cdot Q) \cdot k_Q \cdot \left(1 - \frac{3,78}{\lg^2 \left(\lambda_4 \cdot \left(Q + \frac{0,68\lambda_3^{-0,66}}{(\lambda_1 + \lambda_2 \cdot Q)^{-0,495}} \right) \right)} \right)},$$

где

$$\lambda_1 = (\pi D_2 n g^{0,5} \sin \gamma_2)^2 - (\pi D_1 n g^{0,5} \sin \gamma_1)^2 = \pi^2 n g (D_2^2 \sin^2 \gamma_2 - D_1^2 \sin^2 \gamma_1),$$

$$\lambda_2 = n^2 g (b_2^{-1} \sin^2 \gamma_2 \cdot \text{ctg} \beta_2 - b_1^{-1} \sin^2 \gamma_1 \cdot \text{ctg} \beta_1),$$

$$\lambda_3 = 3,65n N^{0,75},$$

$$\lambda_4 = \frac{4500}{10^{0,172} n^{\frac{1}{3}}}.$$

Вторая составляющая (тепловая) характеризует ГЭК как устройство генерации тепловой энергии и определяется результатом взаимодействия тепло- и массообменных процессов. В работе [5] приведено выражение, из которого может быть получена формула для приближенного нахождения тепловой мощности $P_{\text{тепл}}$ по известной температуре $\Theta_{\text{ж}}$ на выходе гидравлической цепи ГЭК:



$$P_{\text{тепл}} \approx 0,076(\Theta_{\text{ж}} \cdot \lambda_{\text{ж}} \cdot \nu_z)^{1,25} \cdot \frac{d^2}{\nu_{\text{ж}}} \cdot q_o^{0,54} \left(\frac{q_{\text{ж}}}{q_o} \right)^{0,31} \cdot \xi_l^{1,25}, \quad (5)$$

где ν , ρ , c_p , λ – соответственно кинематическая вязкость, плотность, удельная теплоемкость и теплопроводность охлаждающей среды, приведенные к расчетным температурам жидкости (нижний индекс «ж») или герметизирующей оболочки (нижний индекс «о»); ξ_l – поправочный коэффициент, учитывающий отношение длины l и диаметра d канала.

Выражение (5) позволяет решить не только прямую задачу определения тепловой составляющей в энергетическом балансе ГЭК, но и обратную задачу – обеспечить требуемые энергетические соотношения, например за счет вариации размерных соотношений исполнительного элемента с помощью аппроксимирующих моделей осевой составляющей абсолютной скорости в канале [4].

Совместное использование выражений (4) и (5) определяет долевое соотношение между тепловой и механической мощностью и условный коэффициент тепломеханического использования, характеризующие эксплуатационный режим работы герметичного электротехнического комплекса.

ЛИТЕРАТУРА

1. Голоколос, Д. А. Оценка влияния экранирующих элементов на характеристики герметичных электромеханических преобразователей / Д. А. Голоколос, Г. М. Гринфельд // Ученые записки Комсомольского-на-Амуре государственного технического университета. Науки о природе и технике. – 2013. – № I-1(13). – С. 18-25.
2. Ким, К. К. Электромеханические генераторы тепловой энергии: генерация и передача тепловой энергии : моногр. / К. К. Ким, С. Н. Иванов. – Saarbrücken, Deutschland : Издательство LAP (LAMBERT Academic Publishing). – 2011. – 352 с.
3. Иванов, С. Н. Использование электромеханических преобразователей в качестве устройств электронагрева / С. Н. Иванов // Научно-технические ведомости СПбГТУ. Основной выпуск. – 2008. – № 3. – С. 246-252.
4. Исследование процессов массо- и теплообмена в совмещенных энергетических устройствах методами визуального анализа / К. К. Ким, О. В. Приходченко, А. А. Просолович // Ученые записки Комсомольского-на-Амуре государственного технического университета. Науки о природе и технике. – 2014. – № I-1(16). – С. 22-29.
5. Приходченко, О. В. Математическое моделирование и анализ электромагнитных и тепловых процессов в электромеханических теплогенерирующих преобразователях / О. В. Приходченко // Ученые записки Комсомольского-на-Амуре государственного технического университета. Науки о природе и технике. – 2011. – № III-1(7). – С. 27-37.