

УДК 621.311

ВОЗМОЖНОСТИ СТАБИЛИЗАЦИИ РАБОТЫ МАГНИТОРЕОЛОГИЧЕСКИХ ТРАНСФОРМАТОРОВ С ПРИМЕНЕНИЕМ ГЛАДКОСТЕННЫХ ТЕПЛОВЫХ ТРУБ

© Борис Александрович Гордеев^{1,2}, Сергей Николаевич Охулков^{1,2},
Александр Николаевич Осмехин³, Александр Сергеевич Плехов²

¹Институт проблем машиностроения РАН – филиал Федерального государственного бюджетного научного учреждения «Федеральный исследовательский центр Институт прикладной физики Российской академии наук» (ИПМ РАН), Нижний Новгород, Россия

²Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексева,
Нижний Новгород, Россия

³АО «Опытное конструкторское бюро машиностроения им. И.И. Африкантова»,
Нижний Новгород, Россия

gord349@mail.ru, oxulkovs@mail.ru, aplehov@mail.ru

Аннотация. Проведено моделирование основных параметров тепловых труб, которые определяют эффективность их работы в системах охлаждения магнитоуправляемых демпферов стационарных и передвижных объектов электротехнических комплексов.

Ключевые слова: магнитоологический трансформатор, тепловая труба, электротехнический комплекс.

Работа выполнена при поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (проект №18-48-520010-р_а).

OPPORTUNITIES FOR STABILIZATION OF WORK OF MAGNETORHEOLOGICAL TRANSFORMERS WITH THE APPLICATION OF SMOOTH-WALLED HEAT PIPES

© B.A. Gordeev^{1,2}, S.N. Okhulkov^{1,2}, A.N. Osmekhin³, A.S. Plekhov²

¹Mechanical Engineering Research Institute of RAS, Nizhny Novgorod, Russia

²Nizhny Novgorod State Technical University n.a. R.E. Alekseev, Nizhny Novgorod, Russia

³JSC “Experimental Engineering Design Bureau of them I.I. Afrikantov”, Nizhny Novgorod, Russia

gord349@mail.ru, oxulkovs@mail.ru, aplehov@mail.ru

Abstract. Mathematical modeling of the main parameters of heat pipes that determine the efficiency of operation and the features of the heat pipe application in the cooling system of magnetically controlled dampers of stationary and mobile objects of electrotechnical complexes is carried out.

Keywords: magnetorheological transformer, heat pipe, electrical complex.

Acknowledgements. The work was supported by RFBR (project 18-48-520010).

Введение. Интенсивное развитие электротехнических комплексов в судостроении и станкостроении требует разработки и создания высокоэффективных и компактных активных средств их виброзащиты. Такими активными средствами виброзащиты электротехнических комплексов (ЭТК) являются управляемые магнитореологические демпферы (МР-демпферы) с магнитореологическими трансформаторами (МРТ) [1,3 - 7].

В процессе работы МР-демпферов ударных нагрузок и действии широкополосной вибрации при эффективном гашении входных вибросигналов и ударных импульсов за счет поглощения механической энергии происходит нагрев магнитореологической жидкости (МРЖ) и, как следствие, снижение эффективности работы МР-демпфера [4,5,7 - 9].

Для решения задачи стабилизации работы демпферов при повышении температуры рассматриваются способы передачи поглощенной энергии и на другие объекты посредством тепловых труб (ТТ), которые являются эффективными и надежными элементами систем обеспечения тепловых режимов термостатируемых объектов. В статье рассмотрено применение в МР-демпферах гладкостенных тепловых труб, применяемых в настоящее время для термостатирования в различных технических устройствах [11-15].

Анализ последних публикаций показывает, что имеется достаточное число научных публикаций с предлагаемыми вариантами применения ТТ и расчета их работы. Тем не менее, отсутствуют исследования по анализу и выбору конструкций и параметров ТТ для охлаждения магнитоуправляемых демпферов с МРЖ в системах демпфирования ЭТК и других объектов.

В настоящее время существенной проблемой систем демпфирования стационарных и передвижных объектов и ЭТК является высокая тепловая напряженность их демпфирующих устройств (ДУ).

Если ДУ выполняются на базе магнитоуправляемых демпферов с МРЖ, то их высокая тепловая напряженность при интенсивной работе влечёт к потере их демпфирующих свойств в следствии снижения магнитореологического эффекта МРЖ. Одним из направлений снижения высокой тепловой напряженности МР-демпферов является использование принудительной системы охлаждения. В качестве одного из принятых вариантов такой системы является система охлаждения МР-демпфера на основе гладкостенной ТТ. В связи с этим, возникает вопрос исследования и применения гладкостенных ТТ в качестве системы охлаждения МР-демпферов для стационарных и передвижных объектов электротехнических комплексов.

Цель статьи заключается в составлении модели работы ТТ, при заданной конструкции, удовлетворяющей условиям работы в МР-демпферах на стационарных и передвижных объектах электротехнических комплексов.

1. Модель магнитореологического демпфера с цилиндрическим МРТ и коаксиальным зазором для демпфирования ударных нагрузок. При создании новых гидравлических виброопор с МРТ, демпфирующих ударные нагрузки с заданными демпфирующими характеристиками необходимо учитывать изменение физических свойств рабочей МРЖ, и её магнитореологический эффект при работе гидроопоры с МРТ [1,4,5,7,8].

На рисунке 1. представлена физическая модель магнитореологического демпфера (МР-демпфера) с цилиндрическим коаксиальным (каналом) с МРЖ и электромагнитной системой из трёх соленоидов L_1 , L_2 и L_3 [4].

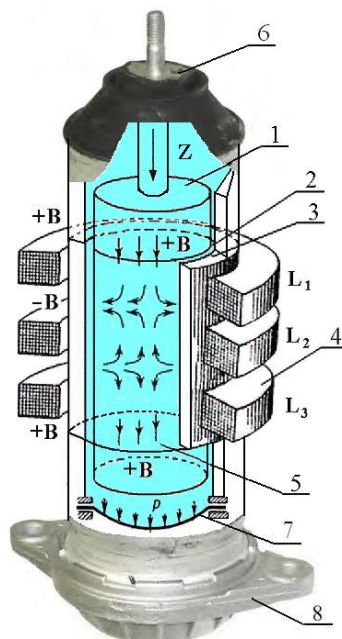


Рис. 1. Физическая модель магнитоологического демпфера с цилиндрическим МРТ и электромагнитной системой из трёх соленоидов.

Здесь: 1 – ферромагнитный шток-поршень; 2 – цилиндрический зазор с МРЖ; 3 – цилиндрический корпус; 4 – соленоид; 5 – слой магнитной жидкости; 6 – обечайка; 7 – эластичная мембрана; 8 – основание магнитоологического демпфера [4]

В МР-демпфере цилиндрический зазор 2 с МРЖ образован внутренней и внешней цилиндрическими рабочими поверхностями основной диамагнитной камеры 3 и ферромагнитного штока-поршня 1. На внешнюю поверхность основной диамагнитной камеры 3 устанавливаются специальные соленоиды L_1 , L_2 и L_3 , которые создают продольные встречные магнитные поля с магнитными индукциями $+B$ и $-B$.

Соленоиды однонаправленных магнитных полей помещают в начале и в конце цилиндрического зазора. Соленоид L_2 встречного магнитного поля размещают между соленоидами L_1 и L_3 однонаправленных продольных магнитных полей. Цилиндрический зазор (до 1,0 мм), создаваемый коаксиальными цилиндрами с МРЖ возбуждается переменным и ортогональным (поперечным) магнитным полем.

Замедление и ускорение штока-поршня при работе МРТ определяются возникающей подемоторной силой Лоренца, $F_L = q \cdot v \times B$, где: v [м/с] – скорость штока-поршня в цилиндрическом зазоре; B [Тл] – магнитная индукция; q – заряд ионизированных ферромагнитных частиц МРЖ.

Эта действующая подемоторная сила Лоренца, в зоне одноименных полюсов соленоидов L_1 , L_2 и L_3 (рис.6), возникает при движении штока-поршня в ортогональных магнитных полях МРТ и определяет наведенный осевой индуцированный ток в цилиндрическом зазоре. Вектор силы Лоренца направлен по нормали к направлению движения штока [1,4,6,10].

В области одноименных полюсов соленоидов L_1 и L_2 и L_3 встречные электромагнитные поля $+B$ и $-B$ противодействуют друг другу и могут прекращать дросселирование МРЖ в цилиндрическом зазоре. Этот эффект происходит в результате действия сил отталкивания встречных электромагнитных полей соленоидов L_1 и L_2 и L_3 $+B$ и $-B$. В итоге результирующее магнитное поле встречных электромагнитных полей соленоидов L_1 и L_2 и L_3 в области

одноименных полюсов становится неоднородным и ортогональным, и его силовые линии в цилиндрическом зазоре с МРЖ направлены по нормали к направлению движения штока. Построение гидроопор по физической модели МРТ с коаксиальным цилиндрическим зазором и электромагнитной системой из трёх соленоидов позволяет осуществлять замедление и ускорение ферромагнитного штока-поршня в коаксиальном цилиндрическом канале с учётом магнитореологического эффекта в МРЖ. Данный тип демпфера эффективно гасит ударные нагрузки, но при этом быстро нагревается, понижается вязкость МРЖ в зазоре между коаксиальными цилиндрами и эффективность его работы резко снижается [3,4].

2. Гладкостенные тепловые трубы для термостатирования МР-демпферов с МРЖ. Для отвода тепла рассматривается возможность применения тепловых труб, в частности гладкостенной ТТ. Гладкостенная ТТ является теплообменником с испарительно-конденсационной системой с естественной циркуляцией хладагента. Они первоначально использовались в системах космической электроники, но сейчас получают все более широкое распространение при охлаждении процессоров персональных компьютеров и в преобразовательной технике [11-14].

Тепловая труба представляет собой герметичную камеру, внутренняя поверхность которой облицована капиллярной структурой, часто называемой «фитилем», заполненной конденсатом рабочей жидкости. Под действием тепла, отбираемого у охлаждаемого объекта, рабочая жидкость ТТ переходит в пар, который перемещается к охлаждаемому концу трубы. Там пар конденсируется, отдавая тепло во внешнее пространство.

Конденсат по фитилю вновь возвращается в нагреваемую зону. Температура объекта определяется температурой кипения рабочей жидкости ТТ, в качестве которой могут использоваться дистиллированная вода, спирты, фреоны, аммиак, эфир.

Движение конденсата обратно в зону испарения происходит за счет капиллярных и (или) гравитационных сил. Тепловые трубы, в которых обратное движение конденсата происходит под действием силы тяжести, чаще называют термосифонами (рис. 2).

Термосифоны на основе ТТ могут выполняться как с внутренней поверхностью облицованной «фитилем» с капиллярно-пористой структурой, так и с ровными и гладкими стенками (рис.2).

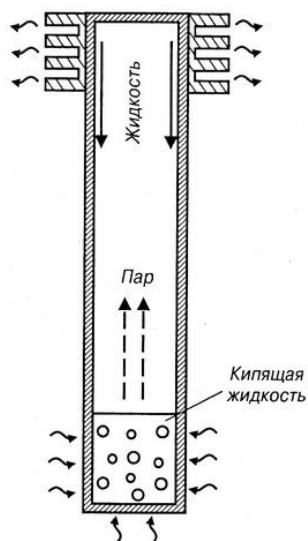


Рис. 2. Эскиз термосифона

Исходя из проведенного анализа [15] в качестве принудительной системы охлаждения МР-демпферов на основе использования ТТ следует выбрать термосифон с ровными и гладкими стенками (рис.2).

В гладкостенных ТТ, как и в ТТ с капиллярно-пористой структурой, различают три зоны: зона испарения, зона конденсации и зона транспорта (рис.3).

Гладкостенная ТТ работает следующим образом [15]. Теплота подводится к зоне испарения, воспринимается теплоносителем и происходит парообразование. Пар, образовавшийся в зоне испарения, перемещается в конденсационную зону, где происходит конденсация пара на охлаждающей поверхности. Возврат сконденсированного теплоносителя в зону испарения осуществляется под действием силы тяжести [11,13].

Режим работы ТТ в МР-демпферах на стационарных и передвижных объектах электротехнических комплексов характеризуется следующими факторами [16,17]:

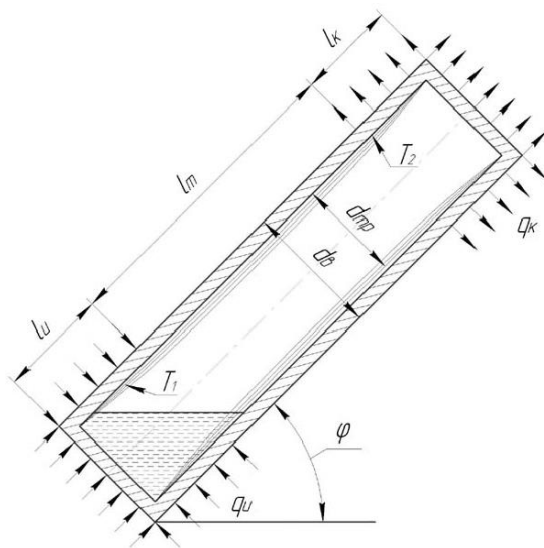


Рис. 3 - Гладкостенная тепловая труба

1) В передвижных объектах большими потерями в системах демпфирования двигателя (в среднем 4...10% мощности двигателя, максимум - до 7 кВт на тонну веса машины) снижают экономичность и запас хода, вынуждая увеличивать возимый запас топлива. Недостаточная мощность ДУ, их перегрев и выход из строя, не позволяют в требуемой мере гасить колебания корпуса, что снижает плавность хода и эффективность применения специальных систем.

2) Исходя из требований к передвижным объектам электротехнических комплексов собственные колебания корпуса должны лежать в пределах 0,8...2 Гц (иначе - чрезмерная утомляемость экипажа). При этой частоте возмущения кратковременные вертикальные ускорения не должны превышать 3g. При частоте возмущения 2...25 Гц кратковременные вертикальные ускорения не должны превышать 0,5g.

3) Рабочий интервал температур, при котором могут применяться МР-демпферы составляет от -50°C до +65°C. Соответственно, рабочие МРЖ, используемые в них должны соответствовать этим требованиям.

При предлагаемом математическом расчете гладкостенной ТТ сделаем следующие допущения [12,18]:

1) процесс парообразования происходит при поверхностном испарении конденсата;

- 2) температура пара одинакова во всех зонах тепловой трубы;
- 3) в зоне конденсации происходит процесс пленочной конденсации, описываемый классической теорией конденсации Нуссельта;
- 4) воздействие парового потока на движение конденсата по стенке тепловой трубы отсутствует;
- 5) режим течения пленки конденсата ламинарный.

Но последнее допущение достаточно спорно, т.к. при движении по неровностям передвижные объекты совершают многочисленные колебания и течение хладагента в тепловой трубе МР-демпфера будет турбулентным.

3. Математическое моделирование основных параметров гладкостенных тепловых труб для термостатирования МР-демпферов с МРЖ. При расчете гладкостенной тепловой трубы определяется теплопередающая способность Q , температурный перепад ΔT при заданной температуре T , внешних условиях работы тепловой трубы и основных геометрических параметрах.

В стационарных условиях работы тепловой трубы тепловые потоки, проходящие через зоны испарения и конденсации:

$$Q_u = Q_k = Q. \quad (1)$$

С учетом соотношения (1) и результатов работы [15] выражение для определения теплопередающей способности гладкостенной ТТ имеет вид:

$$Q = \frac{4}{3} \pi d_{mp}^4 \sqrt{\frac{L \rho_{ж}^2 g \lambda_{ж}^3 (T_1 - T_2)^3 l_u l_k^3}{4 \mu_{ж} (l_u - l_k)^3}}, \quad (2)$$

где d_{mp} - внутренний диаметр гладкостенной тепловой трубы; T_1 и T_2 - температуры внутренней поверхности стенки в зонах испарения и конденсации; T_n - температура пара; l_u и l_k - длины зон соответственно испарителя и конденсации; L - теплота фазового перехода; $\mu_{ж}$ - вязкость жидкости; $\rho_{ж}$ - плотность жидкости; $\lambda_{ж}$ - теплопроводность жидкости; g - ускорение свободного падения.

Суммарный температурный перепад ΔT между зонами испарения и конденсации по внешней поверхности тепловой трубы состоит из температурных перепадов по толщине стенки корпуса в зонах испарения $\Delta T_{c,u}$ и конденсации $\Delta T_{c,k}$, по толщине пленки конденсата в зонах испарения $\Delta T_{n,u}$ и конденсации $\Delta T_{n,k}$:

$$\Delta T = \Delta T_{c,u} + \Delta T_{c,k} + \Delta T_{n,u} + \Delta T_{n,k}. \quad (3)$$

Сумма $\Delta T_{n,u} + \Delta T_{n,k}$ представляет собой температурный перепад на внутренней поверхности тепловой трубы по ее длине (рис.3), т.е.

$$\Delta T_{n,u} + \Delta T_{n,k} = T_1 - T_2.$$

Температурные перепады $\Delta T_{c,u}$ и $\Delta T_{c,k}$ определяются из уравнений переноса теплоты путем теплопроводности через цилиндрическую стенку:

$$\Delta T_{c,u} = \frac{Q}{\pi l_u} \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_6}{d_{mp}}, \quad (4)$$

$$\Delta T_{c.k} = \frac{Q}{\pi l_k} \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_g}{d_{mp}}, \quad (5)$$

где d_g - внешний диаметр гладкостенной тепловой трубы (внешний диаметр штока МР-демпфера);

Подставив в уравнение (3) значения составляющих температурных перепадов, получим:

$$\Delta T = \frac{Q}{2\pi\lambda} \ln \frac{d_g}{d_{mp}} \left(\frac{1}{l_u} + \frac{1}{l_k} \right) + (T_1 + T_2). \quad (6)$$

При расчете гладкостенной тепловой трубы геометрия, материал корпуса, вид теплоносителя, условия работы тепловой трубы в зоне испарения или в зоне конденсации считаются известными.

Необходимо установить зависимость $Q = f_1(T_u, \Delta T)$ при $T_k = const$ или $Q = f_1(T_k, \Delta T)$. Здесь T_u и T_k - температура на внешней поверхности тепловой трубы в зонах испарения и конденсации. Выполнив расчет для ряда Q , устанавливают зависимости $Q = f_2(T_k, \Delta T)$.

Как показывают исследования [18], перепад температуры в паровом канале зависит от количества теплоносителя, заполняющего трубу, и от угла наклона оси тепловой трубы к горизонту. По количеству заполняющего теплоносителя различают три режима работы гладкостенной трубы (рис.4) [15]:

- 1) изотермический режим работы тепловой трубы (рис. 4 а) В этом режиме количество заполняющего теплоносителя полностью соответствует величине передаваемого теплового потока.
- 2) Режим недостаточного заполнения (рис. 4 б). В этом случае жидкости не хватает для полного покрытия пленкой внутренней поверхности стенок корпуса тепловой трубы. На оголенных участках наблюдается местный перегрев стенки, приводящий к прогоранию, характерному для высокотемпературных тепловых труб.
- 3) Режим избыточного заполнения (рис. 4 в). При избыточном заполнении на дне тепловой трубы образуется «лужа». Излишнее заполнение теплоносителем менее опасно для работы тепловой трубы, но при этом наблюдается значительный температурный перепад по высоте «лужи».

Для оптимального заполнения тепловой трубы применяют следующее выражение [19]

$$G = \left(\frac{4}{5} l_k l_m + \frac{4}{5} l_u \right) \sqrt[3]{\frac{3Q \mu_{ж} \rho_{ж} \pi^2 d_{mp}^2}{Lg}}, \quad (7)$$

где G - количество теплоносителя, залитого во внутренний объем тепловой трубы.

Учитывая то, что ТТ в МР-демпфере во время движения по неровностям постоянно меняет угол своего наклона φ и при пробоях ДУ может уменьшаться до 30° , то есть большая вероятность перехода большей части рабочей жидкости ТТ из зоны испарения в зону транспорта и даже в зону конденсации. Учитывая этот факт, необходимо заполнить ТТ рабочей жидкостью таким образом, чтобы в зоне испарения ТТ постоянно было достаточное её количество для обеспечения качественного отвода тепла из зоны нагрева.

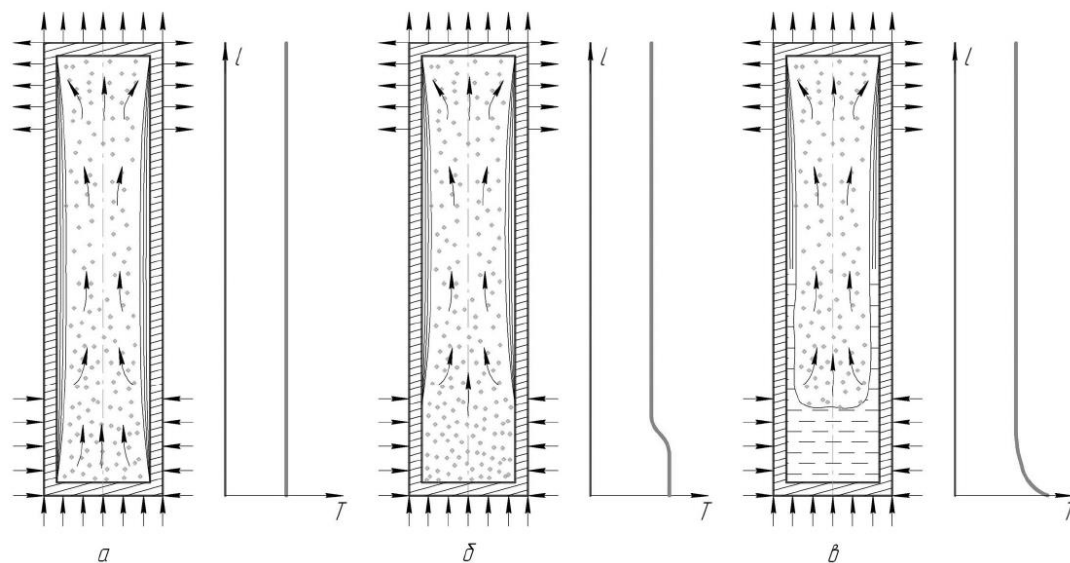


Рис.4 - Влияние степени заполнения тепловой трубы на режим ее работы

Оптимальный угол наклона φ_{opt} тепловой трубы к горизонту, при котором температурный перепад минимальный, определяется отношением [15]

$$\operatorname{tg} \varphi_{opt} = d_{mp} / l_p, \quad (8)$$

где $l_p = 8V_p / \pi d_{mp}^2$ - расчетная длина внутренней полости тепловой трубы; V_p - расчетный объем.

На основе экспериментальных исследований [21] рекомендуется устанавливать гладкостенную тепловую трубу, работающую в испарительном режиме, под углом ($\varphi > 3-5^\circ$). Учитывая конструкцию в МР-демпфера на которую предлагается применение ТТ, рабочие углы будут колебаться в пределах ($\varphi = 5..35^\circ$), что удовлетворяет рекомендациям.

4. МР-демпфер с гладкостенной тепловой трубой. В качестве прототипа предлагаемой конструкции МР-демпфера с применением ТТ был взят гидropневматический амортизатор с установленной внутри корпуса ТТ [15,22,23]. На рис. 5 представлен эскиз конструкции МР-демпфера с системой охлаждения рабочей МРЖ на основе применения гладкостенной тепловой трубы.

Работа МР-демпфера (рис.5) основана на действии противоположных магнитных полей соленоидов-индукторов 19 на полой ферромагнитный шток-поршень 1 и малый цилиндрический коаксиальный канал с МРЖ размещенных в электромагнитном поле трёх внешних соленоидов 19 L_1 , L_2 и L_3 . Магнитное поле $+B$ соленоидов L_1 и L_3 относительно поля $-B$ соленоида L_2 противоположное. Соленоид L_2 введён для создания противоположного поля $-B$ для цели управления перемещением полого ферромагнитного штока-поршня 1 в МР-демпфере [4].

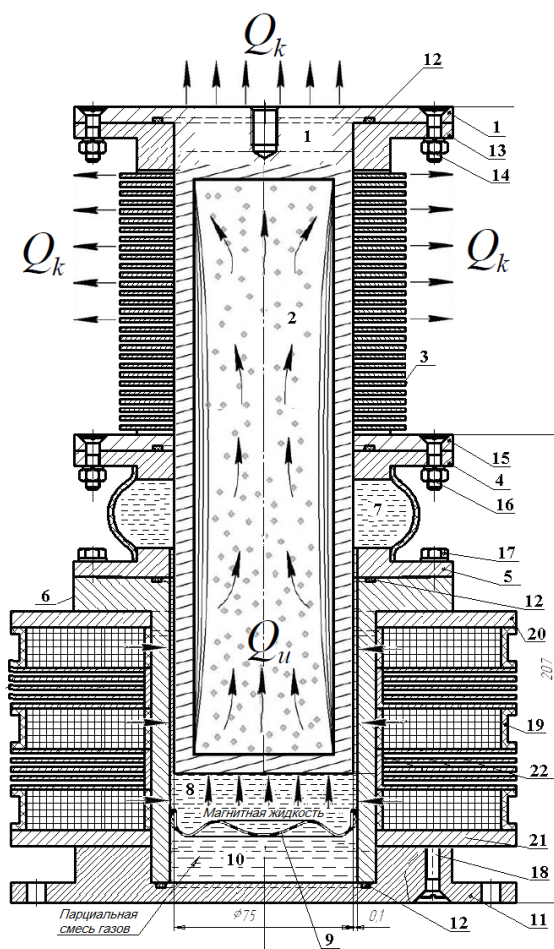


Рис. 5. – Эскиз системы охлаждения магнитоуправляемого МР-демпфера на основе применения гладкостенной тепловой трубы

На рисунке 5 показан МР-демпфер с магнито реологической жидкостью. МР-демпфер с полым ферромагнитным штоком-поршнем с малым коаксиальным каналом с МРЖ содержит: 1 – опорная плата с штоком-поршнем; 2 – гладкостенная тепловая труба (термосифон); 3 – ребристый радиатор конденсатора; 4, 5 – верхний и нижний фланцы упругого жаростойкого сильфона, у которого рабочая температура от -10°C до $+150^{\circ}\text{C}$; 6 – корпус демпфера; 7,8 – рабочая и компенсационная полости с рабочей МРЖ; 9 – упругая мембрана из тонкой нержавеющей стали; 10 – камера с парциальной смесью газов (хладагент); 11 – основание демпфера; 12 – уплотнительные кольца; 13,15 – фланцы ребристого радиатора конденсатора; 14,16 – винтовое соединение; 17 – стягивающий болт; 18 – стягивающий винт; 19 – соленоиды-индукторы; 20,21 – упорные кольца соленоидов; 22 – ребристые радиаторы соленоидов.

Термостабилизация (охлаждение) рабочей МРЖ, дросселирующей в коаксиальном цилиндрическом канале осуществляется гладкостенной ТТ, размещённой внутри полого штока-поршня 1 МР-демпфера, и её теплопроводность в сотни раз превышает теплопроводность меди [11-15].

Гладкостенная ТТ представляет трубку, запаянную с двух концов [11]. Внутри трубки небольшое количество рабочей жидкости. При подводе тепла к зоне испарения Q_{II} рабочая жидкость ТТ переходит в пар, давление насыщения паров в этой зоне резко повышается, пар

движется в зону конденсации Q_k с меньшим давлением, отводя тепло. В другой части трубки – в зоне конденсации Q_k пар конденсируется, выделяя при этом тепло, и стекает по гладким стенкам вниз. Необходимым условием работы ТТ в МР-демпфере является отвод тепла от зоны конденсации, который осуществляется ребристым радиатором 3 (рис.5). Недопустим также перегрев в зоне испарения – может наступить кризис кипения (вся жидкость испарится) и теплопередача пойдет по стенкам термосифона [11-14].

В МР-демпфере применена упругая мембрана 9 из тонкой нержавеющей стали, отделяющей компенсационную полость 8 с МРЖ от камеры 10 с парциальной смесью газов (хладагентом), и также участвующей в процессе отвода тепла от рабочей МРЖ [22].

Процесс охлаждения МРЖ в компенсационной полости 8 МР-демпфера происходит следующим образом:

Охлажденная гладкостенной ТТ в компенсационной полости 8 рабочая МРЖ отдаёт тепло через упругую мембрану 9 из тонкой нержавеющей стали в камеру 10 с парциальной смесью газов (хладагентом), охлаждая последний. Охлаждаемый хладагент переходит из газообразного состояния в жидкое.

В свою очередь жидкий хладагент в камере 10 осуществляет через тонкую стальную мембрану 9 дополнительное охлаждение рабочей МРЖ в компенсационной полости 8 за счёт фазовых переходов парциальной смеси газов, а именно, перехода хладагента из газообразного состояния в жидкое.

Данные фазовые переходы являются смесью пара и жидкости. При критической температуре данной изотермы скачкообразно изменяются плотность, внутренняя энергия и другие термодинамические характеристики хладагента, а также поглощается определенное количество теплоты (теплоты фазового перехода).

Такой принцип охлаждения основан на использовании скрытой теплоты перехода рабочего хладагента в камере 10, и позволяет хотя и кратковременно, но достаточно жестко, зафиксировать температуру охлаждаемой тонкой стальной мембраны 9 МР-демпфера. В свою очередь, охлажденная тонкая стальная мембрана 9 забирает тепло от рабочей МРЖ в компенсационной полости 8.

Основными условиями их нормального охлаждения являются малое термическое сопротивление на участке “тонкая стальная мембрана 9 – хладагент в камере 10” и условие не превышения температуры охлаждения максимально допустимой температуры охлаждаемой рабочей МРЖ. В качестве рабочего хладагента в камере 10 могут использоваться спирты, фреоны, аммиак, эфир и др. в зависимости от предельно допустимой температуры охлаждаемой рабочей МРЖ МР-демпфера. Кроме того жидкий хладагент в камере 10, ограниченный тонкой стальной мембраной 9 отводит тепло от компенсационной полости 8 с МРЖ на основании 11 МР-демпфера.

Как показали предварительные расчеты, у данной конструкции МР-демпфера с гладкостенной тепловой трубой имеются следующие достоинства по сравнению с обычными теплообменниками:

- 1) исключение внешнего источника энергии для перекачки промежуточного теплоносителя; каждая тепловая труба является автономным теплопередающим элементом;
- 2) большая площадь теплообменной поверхности в единице объема;
- 3) простота обслуживания, легкий доступ к теплообменным поверхностям со стороны каждого из потоков, что упрощает процесс очистки теплообменника;
- 4) возможность рекуперации теплоты при малых разностях температур, что обеспечивает эффективность использования теплообменника;

- 5) возможность работы в потоках с высокой влажностью; при охлаждении потока влажного газа ниже температуры точки росы конденсат стекает в расположенные внизу дренажные каналы, при этом характеристики устройства не ухудшаются.
- 6) Тепловая труба работает значительно более эффективно в подвижных конструкциях по сравнению с неподвижными.

Выводы. С помощью полученной модели работы гладкостенной ТТ имеется возможность провести более полный её тепловой расчет ТТ для МРТ и стабилизации его работы при изменении температуры рабочей среды. Следует обратить особое внимание на конструктивные моменты исполнения тепловой трубы для МР-демпфера системы демпфирования передвижных объектов электротехнических комплексов.

Список литературы

1. Гордеев Б.А., Ерофеев В.И., Синев А.В., Мугин О.О. Системы виброзащиты с использованием инерционности и диссипации реологических сред. - М.: Физматлит, 2004. - 175 с.
2. Айбиндер Р.М., Гордеев Б.А., Охулков С.Н., Осмехин А.Н., Плехов А.С. Демпфирование вибрации на резонансных частотах электротехнических комплексов и систем // Вестник машиностроения. - 2017. - № 1. - С. 7-14.
3. Гордеев Б.А., Охулков С.Н., Плехов А.С., Титов Д.Ю. Физическая модель магнитореологического трансформатора // ПромИнжиниринг. -2017. - С. 201-205.
4. Гордеев Б.А., Маслов Г. В., Охулков С.Н., Осмехин А.Н. К вопросу создания цилиндрического магнитореологического трансформатора в ортогональных магнитных полях // Проблемы машиностроения и надёжности машин. - 2014. - №2. - С.15-21.
5. Гордеев Б.А., Бугайский В.В., Осмехин А.Н., Охулков С.Н., Горсков В.П. Влияние температуры рабочей жидкости на динамические характеристики гидропор // Вестник машиностроения. - 2012. - №12. - С. 22-26.
6. Гордеев, Б.А., Охулков С.Н., Ершова Е.А. Физическая модель магнитореологических трансформаторов энергетических установок // Актуальные проблемы электроэнергетики: сб.ст. / НГТУ им. Р.Е. Алексеева. - Нижний Новгород, 2016. - С. 51-56.
7. Актинов А.А. и др. О стойкости магнитных жидкостей к воздействию повышенных температур // Физико-химические и прикладные проблемы МЖ: сборник научных трудов. - Ставрополь: СГУ, 1997.
8. Шульман З.П., Кордонский В.И. Магнитореологический эффект. - Минск: Наука и техника, 1982. - 184 с.
9. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. Справочное пособие. Издание 2-е, переработанное. - М.: Машиностроение, 1971. - 672 с.
10. Яворский Б.М., Детлаф А.А. Справочник по физике. – М.: Наука, 1964. - 847с.
11. Дан П. Д., Рей Д. А. Тепловые трубы: Пер. с англ.: – М.: Энергия, 1979. - 272 с.
12. Алексеев В.А., Арефьев В.А. Тепловые трубы для охлаждения и термостатирования радиоэлектронной аппаратуры. – М.: Энергия, 1979. - 128 с.
13. Ивановский М. П., Сорокин В. П., Чулков Б.А., Ягодкин И.В. Технологические основы тепловых труб. - М: Атомиздат, 1980. - 160 с.
14. Елисеев В.Б., Сергеев Д.И. Что такое тепловая труба? - М.: Энергия, 1971. - 136 с.
15. Дущенко В.В., Дудка А.В. Математическое моделирование работы тепловой трубы системы охлаждения демпфирующих устройств подвески гусеничных машин //

Вестник Национального технического университета "Харьковский политехнический институт". Сборник научных трудов. Тематический выпуск: Транспортное машиностроение. – Харьков: НТУ "ХПИ", 2007. - № 33. - С. 53-60.

16. Дмитриев А.А., Чобиток В.А. и др. Теория и расчет нелинейных систем поддресоривания гусеничных машин. - М.: Машиностроение, 1976. - 207с.

17. Колебания в транспортных машинах: Монография / Е.Е. Александров, В.В. Душенко и др. - Харьков: ХЕТТУ, 1996. - 256с.

18. Лыков А.В. Тепло- и массообмен в процессах испарения // Инженерно-физический журнал. - 1962. - №11.

19. Стрельцов А.И. Теоретическое и экспериментальное исследование оптимального заполнения тепловых труб // Известия вузов. Энергетика. - 1973. - №12.

20. Мосин И.И. Гидрогазодинамика и теплообмен в тепловых трубах. - Казань.: КАИ, 1978. -84 с.

21. Стоянов Н.М. Влияние угла наклона замкнутого испарительного термосифона на теплопередачу // Теплоэнергетика. - 1968. - №3.

22. Патент FR 2556804 A1, 1983.

23. Патент US 3229759, 1963.

Дата поступления: 20 июля 2019 г.