УДК 521.597

М. В. КИНДРАЧУК[1], *Н. А. ВОЛЬЧЕНКО*[2], *Д. Ю. ЖУРАВЛЕВ*[3], *Е. Ю. АНДРЕЙЧИКОВ*[3]

[1]***Национальный авиационный университет, Украина***
[2]***Кубанский государственный технологический университет, Россия***
[3]***Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, Украина***

ПРИНУДИТЕЛЬНОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ ФРИКЦИОННЫХ УЗЛОВ: ЭФФЕКТ «ТЕПЛОВОГО НАСОСА»

Статья посвящена теоретическим аспектам эффекта теплового насоса с точки зрения его работы в режиме детандера и конденсатора холодильной машины, соответственно, при изотермическом, расширении и сжатии теплоносителя; показаны эксергические возможности теплоносителя; приведены особенности систем охлаждения, работающих на эффекте «теплового насоса» и оценена эффективность его действия.

Ключевые слова: *дисково-, ленточно- и барабанно-колодочные тормоза, фрикционный узел, пары трения, процессы: нагревания, охлаждения; эффект «теплового насоса».*

Введение. Разнообразие видов тормозных устройств, применяемых в приводах подъемно-транспортных машин, дорожных и строительных машинах, транспортных средствах и в других отраслях машиностроения требуют оценки их эффективности действия. Пары трения фрикционных узлов тормозных устройств существенно различаются конструктивными и эксплуатационными (мощностью и работой трения, удельными нагрузками, тормозными моментами, динамическим коэффициентом трения, поверхностными и объемными температурами и их градиентами, механическими и тепловыми деформациями, напряжениями и др.) параметрами. В этих условиях решающую роль играет энергонагруженность пар трения тормозов, которая влияет на их эффективность. В связи с этим возникает необходимость снижения энергонагруженности пар трения тормозов путем их принудительного охлаждения.

Состояние проблемы. Опыт проектирования и эксплуатации подъемно-транспортного оборудования, дорожных и строительных машин, транспортных средств показывает, что принудительное охлаждение фрикционных узлов тормозных устройств является одной из важных научно-технических проблем, с решением которой связана безопасность пассажиров, обслуживающего персонала, а также сохранность перевозимых грузов.

Механическая энергия при трении скольжения в парах трения тормозных устройств, в основном, превращается в тепловую. Большая ее часть генерируется во фрикционных узлах, остальная - расходуется на накопление энергии деформации, образование точечных дефектов, дислокаций, а также на излучение в виде фононов (акустических волн, звуков), фотонов (триболюминисценции), электронов (экзоэлектронной эмиссии) и др.

Теплофизические факторы обычно являются определяющими в обеспечении износостойкости и надежности пар трения тормозных устройств. Высокие поверхностные температуры и градиенты ускоряют химические процессы, приводят к десорбции и деструкции пленок на поверхностях трения, снижают механическую прочность материалов, вызывают напряжения, коробление, усиливают

деформационные и адгезионные процессы, изменяют структурные и фазовые состояния в парах трения тормозных устройств.

Установлено, что темп нагревания поверхностных и приповерхностных слоев пар трения тормозных устройств в десятки раз превышает темп их вынужденного охлаждения воздушными потоками. Вследствие этого каждое последующее торможение в технологическом цикле подъемно-транспортного оборудования, дорожных и строительных машин, а также транспортных средств осуществляется при температурах поверхностей трения значительно более высоких, чем предыдущее. Кроме того, стремление создать компактное оборудование и агрегат приводит к существенному уменьшению габаритов тормозов, а вместе с тем и к снижению интенсивности вынужденного охлаждения и рабочих деталей.

Нагревание пар трения тормозов в процессе торможения вызвано генерированием значительного количества теплоты за счет электротермомеханического конденсата при непосредственном фрикционном взаимодействии пятен микровыступов рабочих поверхностей металлического элемента и фрикционных накладок. Теплоперенос в поверхностные и приповерхностные слои пар трения тормозных устройств носит дискретный характер, так как он осуществляется через фактическую площадь контакта, являющуюся суммой площадей контактов всех микронеровностей взаимодействующих поверхностей фрикционного узла. Происходит так называемое «дросселирование» теплового потока или стягивание его линий, которое сопровождается согласно закону Фурье ростом градиента температуры по поверхности и толщине металлического элемента пары трения. Увеличение температурного градиента является одним из основных факторов, определяющих интенсивность теплоотдачи и теплопередачи. Одним из путей повышения энергоемкости тормозного узла является уменьшение теплового потока, а следовательно, количества теплоты, генерируемой на поверхностях трения тормоза непосредственно в процессе торможения, и увеличения интенсивности ее рассеяния в окружающую среду между торможениями.

Поставленной цели без увеличения габаритов фрикционного узла можно достичь только при использовании принудительного охлаждения с помощью устройств и систем, работающих на следующих эффектах: термоэлектрическом, магнитоэлектрическом, магнитном, электрогидравлическом, акустическом, теплового насоса и тепловой трубки. Перечисленные виды охлаждения пар трения тормозных устройств относятся к нетрадиционным.

Наиболее ответственным моментом при проектировании системы принудительного охлаждения является правильный выбор теплоносителя. Этот этап связан с выполнением большого объема вычислительных операций с использованием ЭВМ. Однако во многих случаях для проведения таких расчетов отсутствует набор необходимых исходных данных, что в конечном итоге может стать причиной недостаточной эффективности проектируемого охлаждающего устройства в целом.

Для расчета устройств и систем принудительного охлаждения фрикционных узлов тормозных механизмов, которые отводят теплоту от их пар трения, лимитирующим параметром является допустимая поверхностная температура фрикционных материалов. Ее превышение в парах трения тормозных устройств приводит к дестабилизации их эксплуатационных параметров (удельных нагрузок, динамических коэффициентов трения, тормозных моментов, механических и тепловых деформаций, износостойкости). В связи с этим разработка и создание устройств и систем принудительного охлаждения

должна вестись, исходя из условия поддержания уровня теплонагруженности пар трения тормозов, не превышающего допустимой температуры для применяемых материалов фрикционных накладок.

Теоретические исследования принудительного охлаждения тормозных устройств требуют рассмотрения тормозного механизма не только как механической, но и как электротермофизической системы. В рамках предлагаемых исследований это возможно только при комплексном подходе, т.е. теоретические разработки должны быть тесно связаны с вопросами конструирования устройств и систем для интенсификации охлаждения, выбора эффективного теплоносителя, технологии производства материалов и их выбора, условий эксплуатации с указанием преобладающих режимов нагружения тормозных устройств.

Постановка задачи. В данной публикации рассмотрены следующие вопросы применительно к решаемой проблеме:

– особенности конструкций и работа фрикционных узлов тормозных устройств с охлаждением типа «тепловой насос»;

– оценка термодинамических процессов при их протекании в циклах охлаждения и нагревания теплоносителя системы;

– охлаждение эффектом «теплового насоса» фрикционных узлов тормозных механизмов транспортных средств.

Цель работы – обосновать возможность применения эффекта «теплового насоса» для принудительного охлаждения пар трения тормозных устройств.

Особенности конструкций и работа фрикционных узлов тормозных устройств с охлаждением типа «тепловой насос». Строительный объем фрикционных узлов (дисково-, барабанно- и ленточно-колодочных) подъемно-транспортного оборудования, дорожно-строительных машин, позволяет использовать для их охлаждения эффект «теплового насоса» [1].

Предлагаем конструкции охлаждающих систем, основанных на этом эффекте и разработанных для применения в конкретных машинах.

Дисково-колодочный тормоз железнодорожного подвижного состава (рис. 1) [2] содержит установленный на валу *1* полый корпус *2*, торцовые поверхности *А* которого при торможении взаимодействуют с тормозными колодками *3,* диск *7* для отвода генерируемой теплоты в атмосферу, электрохимические ячейки *4* и *6*, воспринимающие и отдающие теплоту, коммутационный блок *5*, состоящий из трубопроводов *9* и электропроводки (тоководов *15*), связывающих регенеративный теплообменник *8* с ячейками *4* и *6.*

Электрохимические ячейки *4*, воспринимающие теплоту от торцовой поверхности *А,* содержат электродный блок, состоящий из пористых электродов 10 и *11* высокого и низкого давления, между которыми расположена электролитическая мембрана *12*, полости *В* и *Г* высокого и низкого давления, трубопроводы 9 подвода и отвода теплоносителя, металлическую сетку *13*, заполняющую полость *В* высокого давления, жесткий перфорированный лист *14* и тоководы *15*.

Электрохимические ячейки *6*, отдающие теплоту в атмосферу и расположенные внутри оребренной поверхности *Б* диска *7*, содержат электродный блок, состоящий из пористых электродов *17* и *19* высокого и низкого давления, установленную между электродами электролитическую мембрану *18*, полости *Д* и *Е* высокого и низкого давления (последняя объединяет две рядом расположенные смежные ячейки *6*), трубопроводы *9* подвода и отвода теплоносителя, металли-

ческую сетку *16*, заполняющую полость *Д* высокого давления, жесткий перфорированный лист *20* и тоководы *15*.

Регенеративный теплообменник *8* расположен между двумя ячейками *4*. Коммутационный блок *5* в виде кольца расположен между диском *7* и электрохимическими ячейками *4*. Тоководы *15* соединены с электродами *10*, *11*, *17* к *19* в одну электрическую цепь с помощью реостата *21*.

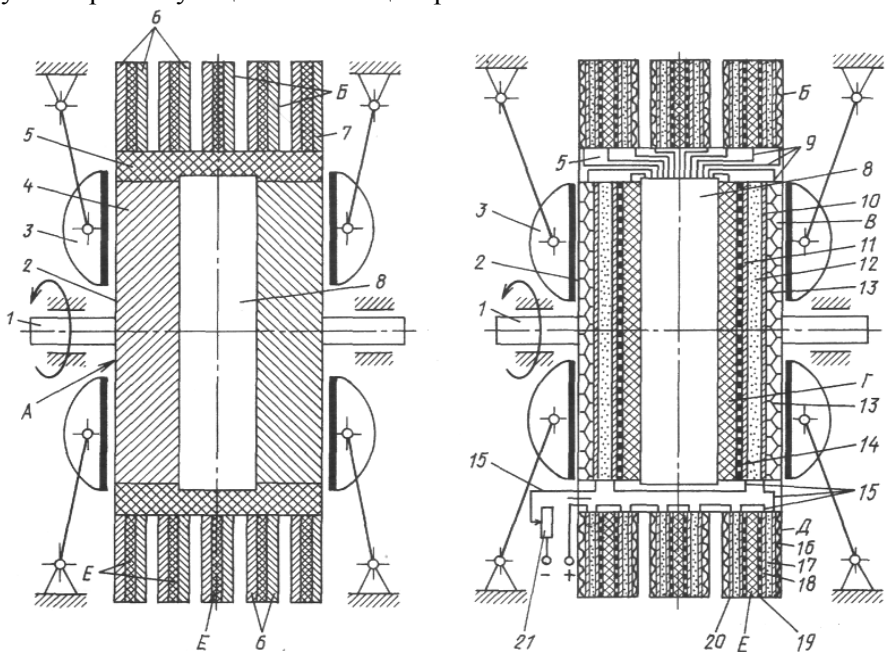

Рис. 1. Дисково-колодочный тормоз подвижного железнодорожного состава (в разрезах): *1* – вал; *2* – полый корпус диска; *3* – тормозные колодки; *4*, *6* – электрохимические ячейки; *5* – коммутационный блок; *7* – диск, отводящий теплоту; *8* – теплообменник; *9* – трубопроводы; *10*, *11* и *17*, *19* – пористые электроды высокого и низкого давления; *12*, *18* – электролитические мембраны; *13*, *16* – металлические сетки; *14* – перфорированные листья; *15* – тоководы; *21* – реостат

Система охлаждения работает следующим образом.

При торможении к торцовым поверхностям *А* корпуса *2* тормозного диска, вращающегося на валу *7*, прижимаются тормозные колодки *3*. Вследствие трения на этих поверхностях генерируется значительное количество теплоты, которое нагревает электрохимические ячейки *6*. При этом электродный блок также нагревается. При достижении минимальной температуры цикла в полости *В* высокого давления происходит ионизация теплоносителя на трехфазной границе раздела электролит – теплоноситель. Под действием термодинамического потенциала начинается перемещение положительно заряженных ионов теплоносителя через электролитическую мембрану *12* и последующая их рекомбинация на трехфазной границе раздела в полости низкого давления. Таким образом, электрохимические ячейки *4*, воспринимающие генерируемую теплоту, выполняют функции детандера теплового насоса, и в них происходит изотермическое расширение теплоносителя. В этом процессе электродным блоком поглощается некоторое количество теплоты, которое равно работе расширения теплоносителя при заданном перепаде давлений. Электрохимические ячейки *6*, отдающие теплоту в атмосферу, выполняют функции конденсатора холодильной машины. В

них осуществляется изотермическое сжатие теплоносителя, которое происходит за счет подвода к электродам *17* и *19* электрической энергии, выработанной детандером, и электроэнергии, поступающей по тоководам *15* внешней цепи, в результате чего в электродном блоке выделяется количество теплоты, равное работе сжатия теплоносителя при заданном перепаде давлений. Для уменьшения потерь в цикле изобарические процессы нагревания и охлаждения теплоносителя осуществляются в регенеративном теплообменнике *8*. Изменяя реостатом *21* приложенное внешнее напряжение, можно регулировать количество отводимой или выделяемой теплоты и, следовательно, создавать оптимальные условия работы тормоза с точки зрения его тепловой нагруженности.

Ленточно-колодочный тормоз лебедки буровой установки (рис. 2) [3] с системой охлаждения типа «тепловой насос» работает следующим образом.

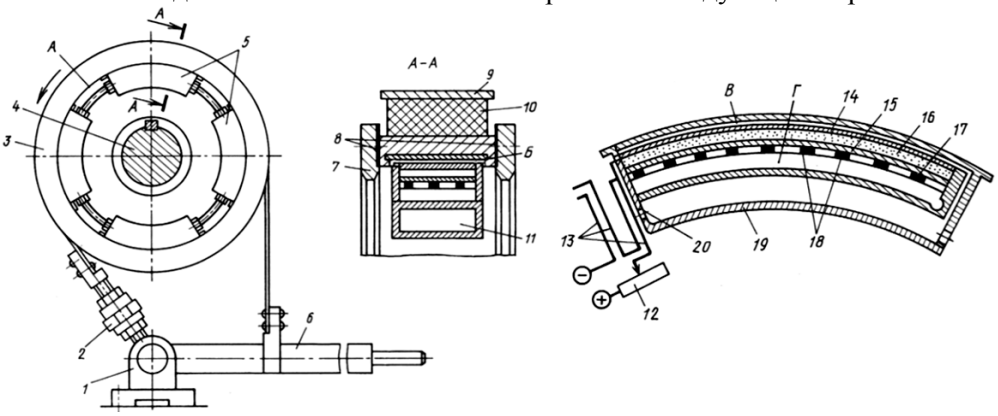

Рис. 2. Ленточно-колодочный тормоз лебедки буровой установки: *1* – опора; *2* – устройство натяжения ленты; *3* – шкив; *4* – подъемный вал; *5* – сектора; *6* –рычаг управления; *7* – реборда шкива; *8* – теплоизоляционные прокладки; *9* – тормозная лента; *10* – фрикционная накладка; *11* – регенеративный теплообменник; *12* – реостат; *13* – тоководы; *14*, *15* – пористые электроды; *16* – электролитическая мембрана; *17* – перфорированный лист; *18* – электродный блок; *19* – выпуклая крышка; *20* – стена корпуса; *А* – нерабочая поверхность шкива; *Б* – паз; *В* и *Г* – полости высокого и низкого давления

При замыкании тормозной ленты *9* (при движении рычага *6* вниз) накладки *10* взаимодействуют с рабочей поверхностью шкива *3*, и на их поверхностях генерируется значительное количество теплоты, которое нагревает обод шкива. Затем теплота передается стенкам корпуса *20*. При этом благодаря небольшой толщине полости *В* высокого давления пористый электрод *14* также нагревается, В остальном работа системы охлаждения этого тормоза аналогична работе рассмотренной ранее системы дисково-колодочного тормоза.

Барабанно-колодочный тормоз транспортного средства (рис. 3) [4] работает следующим образом.

При торможении к вращающемуся барабану *2* прижимаются тормозные колодки *4*, а вместе с ними и фрикционные накладки *3*. Вследствие трения на взаимодействующих поверхностях генерируется значительное количество теплоты. В связи с тем, что материал накладки *3* имеет низкий коэффициент теплопроводности, в них установлены теплопроводные пластины 6 для отвода от поверхности трения теплоты. Последняя передается через теплопроводные пластины *6* к корпусу емкостей *7*. При этом благодаря небольшой толщине полости *А* высокого давления пористый электрод *8* также нагревается. В остальном работа системы

охлаждения барабанно-колодочного тормоза аналогична работе систем дисково- и ленточно-колодочного тормозов. Системы охлаждения с эффектом теплового насоса пар трения фрикционных узлов тормозов различного исполнения существенно различаются формой и габаритными размерами. Кроме того, отвод теплоты в систему охлаждения дисково-колодочного тормоза осуществляется непосредственно от поверхности трения при малой толщине рабочей поверхности диска, ленточно-колодочного тормоза – от внутренней поверхности шкива при его значительной толщине, барабанно-колодочного – с помощью теплопроводных пластин, которые одной частью взаимодействуют с поверхностями трения, другой – с системой охлаждения.

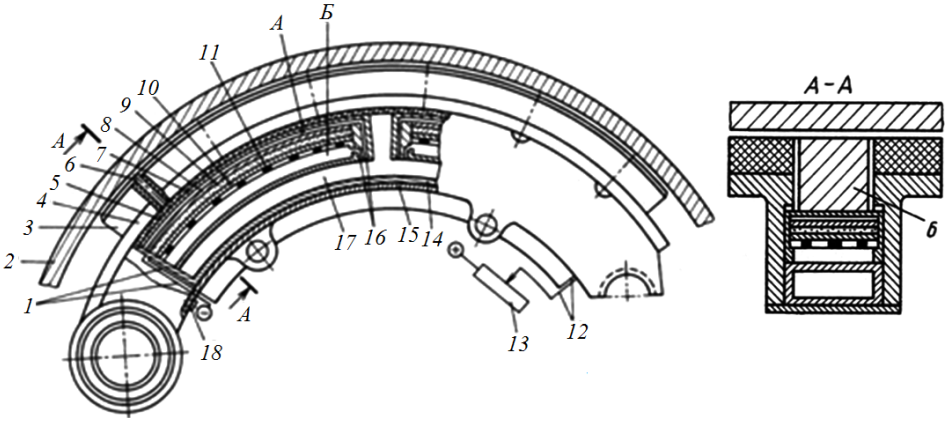

Рис. 3. Барабанно-колодочный тормоз транспортного средства: *1*, *12* – тоководы, соединенные в электрическую цепь; *2* – тормозной барабан; *3* – фрикционная накладка; *4* – тормозная колодка; *5* – теплоизоляционная прокладка; *6* – тепловодная пластина; *7* – герметичная емкость; *8*, *10* – пористые электроды, выполненные в виде электрохимических ячеек; *9* – электролитическая мембрана; *11* – перфорированный лист; *13* – реостат; *14* и *15* – рабочая и прижимная крышки; *16* – патрубки; *17* – регенеративный теплообменник; *18* – крепежные винты; *А* и *Б* – полости высокого и низкого давления

Применение систем для охлаждения фрикционных узлов, работающих на эффекте теплового насоса, позволяет поддерживать температуру на поверхностях пар трения значительно ниже допустимой для фрикционных материалов, что существенно повышает эффективность и надежность работы тормозных механизмов.

Перейдем к рассмотрению теоретических аспектов расчета эффекта теплового насоса.

Оценка термодинамических процессов при их протекании в циклах охлаждения и нагревания теплоносителя системы. Процессы изотермического расширения теплоносителя в детандере теплового насоса и его сжатия в конденсаторе холодильной машины рассмотрим с точки зрения их термодинамической оценки (рис. 4, 5 и 6). Для этой цели используем эксергетический коэффициент полезного действия КПД (эксергия – работоспособность и энергия теплоносителя в перечисленных выше процессах) $\eta_e = e_K / e_T$, где e_K, e_T - отведенная и подведенная эксергия теплового потока теплоносителя за единицу времени, необходимая для работы теплового насоса.

Определим эксергию теплового потока теплоносителя в каждом из процессов, имеющих место в детандере теплового насоса и конденсаторе холодильной

машины. Общей характерной чертой процесса расширения теплоносителя на заданном перепаде давлений в детандере теплового насоса является преобразование энергии давления e_P в эксергию e_T, связанную с принудительным охлаждением пар трения фрикционных узлов тормозов.

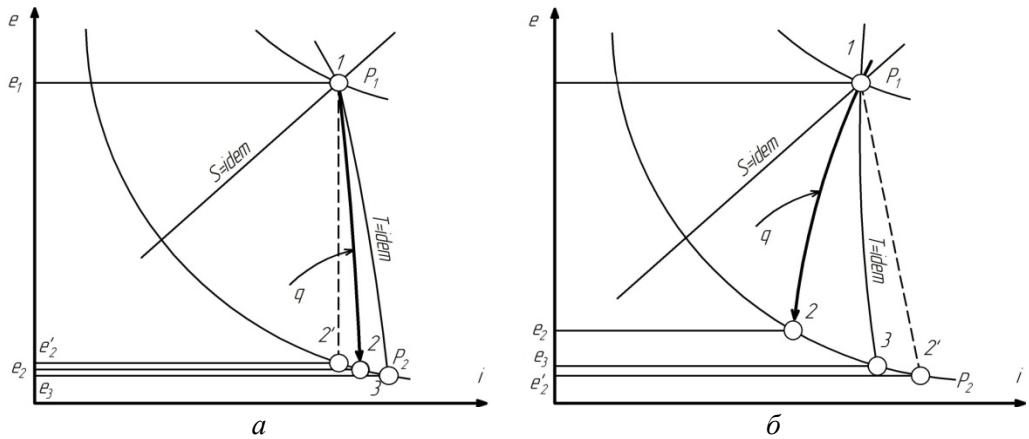

Рис. 4. Расширение теплоносителя в неадиабатном детандере на e, i – диаграмме в начале (*а*) и при завершении (*б*) процесса

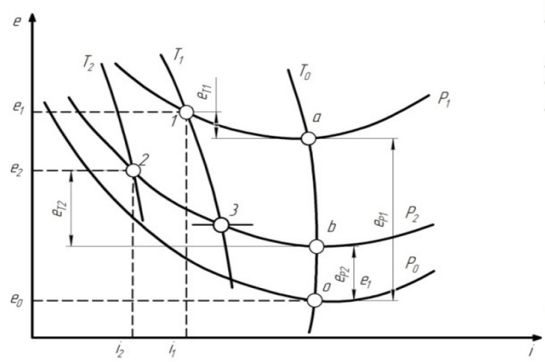

Рис. 5. Обобщенный процесс расширения теплоносителя на e, i – диаграмме при $T<T_0$

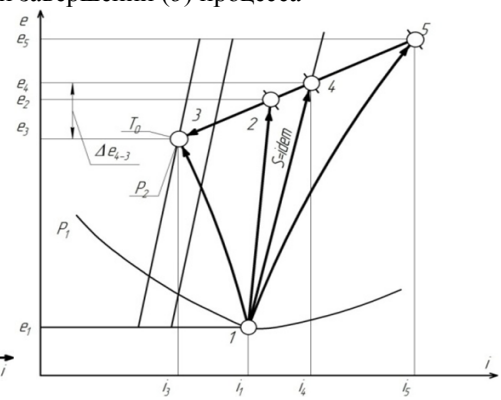

Рис. 6. Процессы сжатия теплоносителя в e, i – диаграмме при $\tau_e \geq 0$ ($T \geq T_0$)

На основании рассмотрения состояния теплоносителя в точках *1* и *2* по давлению и температуре, и записав КПД указанного превращения, и после учета некоторого количества теплоты (e_q), которое поглотил электродный блок, получаем окончательно

$$\eta_\mu = \frac{e_{T_2} - e_{T_1}}{\left(e_{p_1} - e_{p_2}\right) + e_q}. \qquad (1)$$

При отводе теплоты от рабочих элементов фрикционных узлов тормозов, способствующей их охлаждению, часть величины e_T реализуется непосредственно в виде e_q. В случае при e_T =0 эффект охлаждения оценивается тепловым потоком отводимым от пар трения тормозов, и характеризуется величиной e_q. (эксергическая холодопроизводительность). Последняя определяется зависимостью вида

$$e_q = \Sigma\sigma_q \frac{T_1 - T_2}{T_1} = \Sigma\sigma_q r_e. \qquad (2)$$

В частном случае при $T=idem$ и $r_e=T_1-T_2/T_1=idem$ зависимость (2) принимает вид

$$e_q = q \cdot r_e , \qquad (3)$$

где $\Sigma\sigma_q$ – суммирование элементарных количеств теплоты.

Так как в конденсаторе холодильной машины сжатие теплоносителя происходит по изотерме и поэтому его температура равна T_0. Этот случай является характерным для апериодического нагружения фрикционных узлов тормозов, когда температуры поверхностей их трения не превышают уровня допустимой для материалов фрикционных накладок. При циклическом и длительном режимах нагружения фрикционных узлов тормозов наблюдается обратная картина. Следовательно, для данных случаев справедливо неравенство $r_e \geq 0$. Однако, независимо от условий процесса изотермического сжатия теплоносителя в конденсаторе холодильной машины справедливо уравнение эксергетического баланса

$$e_Ж = \Delta e_p = e_{q1} + e_{q2} + \Sigma d = q_1 r_{e1} + q_2 r_{e2} + \Sigma d , \qquad (4)$$

где $\Delta e_p = e_{p2} - e_{p1} : q_1, q_2$ – тепловые потоки, подводимые к теплоносителю за счет электрической энергии, соответственно, выработанной детандером и поступающей от источника питания по тоководам внешней цепи в электродный блок; при равенстве указанных токов и времени их прохождения $q_1=q_2$, тогда $r_{e1}= r_{e2}$; d - потери энергии e_{q1} и e_{q2} в теплообменнике. В связи с тем, что процесс сжатия теплоносителя происходит в регенеративном теплообменнике, то отмеченные потери сведены до минимума и поэтому можно принять, что d=0. В конечном итоге зависимость (4) имеет следующий вид

$$e_Ж = 2q \cdot r_e \qquad (5)$$

При рассмотрении одного типа тормозного устройства с применением в нем систем охлаждения, работающих на нетрадиционных эффектах снижения температур его пар трения (электромагнитное, магнитное, термоэлектрическое, электрогидравлическое, акустическое, «тепловой трубы», «вихревой трубы», «многоструйного эжектора» и «теплового насоса» при сравнении их эффективности в расчетах эксергии – нетто используют эксергический вектор Умова – Пойтинга.

Результаты испытаний фрикционных узлов барабанно-колодочных тормозов при их принудительном охлаждении. Рассмотрим систему охлаждения, работающую на эффекте «теплового насоса», в заднем тормозном механизме автотранспортного средства ЗИЛ-130 при испытаниях типа I и II согласно норм Европейской Экономической Комиссии при Организации Объединенных Наций. Автомобиль ЗИЛ-130 отнесен к подкатегории транспортных средств M_3, для которой первый тип испытаний заключается в реализации 20-ти последовательных торможений на горизонтальном участке дороги. Длительность каждого цикла 60 с и за это время на участке в 1 км автомобиль движется со скоростью 60 км/ч и совершает его притормаживание до скорости 30 км/ч с замедлением 3 м/с^2. Без принудительного охлаждения за цикл выполнения одного торможения автомобилем на фрикционных узлах заднего тормозного механизма генерируется количество теплоты 172 кДж, а после 20-ти торможений 3432 кДж. При принудительном охлаждении пар трения заднего тормозного механизма автомобиля указанное количество теплоты уменьшилось и составило соответственно 158 и 2850 кДж.

Второй тип испытаний автомобиля ЗИЛ-130 состоит в том, что заторможенный автомобиль движется со скоростью 30 км/ч (допускаются кратковременные колебания скорости в пределах 30±5,0 км/ч) под уклон 6% протяженностью 6 км с включенной тормозной системой. При этом на фрикционных узлах заднего тормозного механизма автомобиля ЗИЛ-130 генерировалось 2457 кДж теплоты в то время как при принудительном их охлаждении только 1863 кДж.

При первом типе испытаний тормозов автомобиля ЗИЛ-130 коэффициент эффективности охлаждения составил 8,1 и 16,9 %, а для второго типа – 24,1 %. Самый высокий коэффициент эффективности охлаждения получен для длительного режима нагружения из-за отсутствия пауз между торможениями и за счет заметного отвода теплоты в атмосферу при вынужденном охлаждении нагруженной поверхности обода тормозного барабана.

Возможность управления количеством отведенной теплоты от пар трения барабанно-колодочных тормозов транспортных средств с помощью электрического тока, подводимого к электродному блоку системы теплового насоса, позволяет:

– снизить уровень теплонагруженности фрикционного узла ниже допустимой температуры для фрикционных материалов накладок;

– уменьшить температурные градиенты как по толщине обода тормозного барабана, так и по поверхности фрикционных накладок;

– существенно уменьшить механический и тепловой износ самого «слабого» элемента фрикционного узла - фрикционной накладки;

– стабилизировать износо-фрикционные свойства пар трения.

Выводы. Таким образом, принудительное охлаждение фрикционных узлов с помощью эффекта «теплового насоса» является достаточно эффективным и способствует поддержанию уровня теплонагруженности их пар трения ниже для допустимой температуры для фрикционных материалов накладок, и как следствие, ведет к улучшению эксплуатационных параметров тормоза и ресурса его пар трения.

Список литературы

1. Янтовский Е. И. Промышленные тепловые насосы / Е. И. Янтовский, Л. А. Левин. – М.: Энергоиздат, 1989. - 125 с.

2. А.с. №1511487 А1 СССР F16D 65/813. Тормозной диск с охлаждением / Вольченко А. И., Вольченко Д. А., Князевич Л. Н., Янкевич А. Н.; заявитель Ивано-Франковский ин-т нефти и газа. - №4327011/31; заявл. 12.10.1987; опубл. 30.09.1989. Бюл. №36. – 4 с.

3. А.с. №1765570 А1 СССР F16D 65/813. Ленточно-колодочный тормоз с охлаждением / Вольченко А. И., Вольченко Д. А., Балаболин С. В., Пигарев Б. В., Самборский П. О.; заявитель Ивано-Франковский ин-т нефти и газа. – №4833264/27; заявл. 25.04.1990; опубл. 30.09.1992. Бюл. №36. - 4 л.

4. А.с. №1649161 А1 СССР F16D 65/813. Барабанно-колодочный тормоз с охлаждением / Вольченко А. И., Вольченко Д. А., Князевич Л. Н., Балаболин С. В.; заявитель Ивано-Франковский ин-т нефти и газа. - №4655641/27; заявл. 27.02.1989; опубл. 15.05.1991. Бюл. №18. – 3 с.

Стаття надійшла до редакції 10.04.2017

М. В. КІНДРАЧУК, М. О. ВОЛЬЧЕНКО, Д. Ю. ЖУРАВЛЬОВ, Є. Ю. АНДРЕЙЧІКОВ

ПРИМУСОВЕ ОХОЛОДЖЕННЯ ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛІВ: ЕФЕКТ «ТЕПЛОВОГО НАСОСА»

Стаття присвячена теоретичним аспектам ефекту теплового насоса з точки зору його роботи в режимі детандера і конденсатора холодильної машини, відповідно, при ізотермічному, розширенні і стисненні теплоносія; показані ексергічні можливості теплоносія; наведені особливості систем охолодження, що працюють на ефекті теплового насоса і оцінена ефективність його дії.

Ключові слова: дісково-, стрічково- і барабанно-колодкові гальма, фрикційний вузол, пари тертя, процеси: нагрівання, охолодження; ефект «теплового насоса».

Киндрачук Мирослав Васильевич – доктор техн. наук, профессор, зав. кафедры машиноведения, Аэрокосмический институт, Национальный авиационный университет, пр. Космонавта Комарова, 1, г. Киев, Украина, 03058, тел.: +38 04440 6 74 10, E-mail: nau12@ukr.net.

Вольченко Николай Александрович – канд. техн. наук, доцент кафедры материаловедения и автосервиса, Кубанский государственный технологический университет, ул. Красная, 135, ауд. К-51, г. Краснодар, Россия, 350004, тел.: +7861 255 99 26, E-mail: volchenko.nik@yandex.ru

Журавлев Дмитрий Юрьевич – канд. техн. наук, доцент кафедры механики машин, Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, ул. Карпатская, 15, г. Ивано-Франковск, Украина, 76019, тел.: +38 0342 72 71 47, E-mail: mechmach@nung.edu.ua.

Андрейчиков Евгений Юрьевич – подполковник военной кафедры Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, ул. Карпатская, 15, г. Ивано-Франковск, Украина, 76019.

M. V. KINDRACHYUK, N. A. VOLCHENKO, D. Yu. ZHURAVLYOV, E. Yu. ANDREJCHIKOV

FORCED COOLING OF THE FRICTION UNITS: «HEAT PUMP» EFFECT

A variety of types of brake devices used in the drives of hoisting and transport machines, road and construction machines, vehicles and in other branches of engineering. Friction pairs of brake devices significantly differ in their design and operational (power and friction work, braking torque, specific loads, braking moments, dynamic friction coefficient, surface and bulk temperatures and their gradients, mechanical and thermal deformations and stresses, etc.) parameters. In these conditions, the energy load of the brake friction pairs plays a decisive role, which affects their efficiency. In this connection, there is a need to reduce the energy load of brake friction pairs by forced cooling. Mechanical energy in the friction of sliding in the pairs of brake systems in the first stage turns into heat. The article is devoted to the theoretical aspects of the heat pump effect in terms of its mode of the expander and the refrigerating unit condenser during the isothermal expansion and the coolant contraction. Exergetic possibilities of the coolant are shown. The features of cooling systems working on the effect of the heat pump are considered. The efficacy of its performance is evaluated.

Keywords: disk-, band- and drum brakes, friction node, friction pairs, heating and cooling processes, heat pump effect.

References

1. Jantovskij E. I. Promyshlennye teplovye nasosy / E. I. Jantovskij, L. A. Levin. – M.: Jenergoizdat, 1989. – 125 s.
2. A.s. №1511487 A1 SSSR F16D 65/813. Tormoznoj disk s ohlazhdeniem / Vol'chenko A. I., Vol'chenko D. A., Knjazevich L. N., Jankevich A. N.; zajavitel' Ivano-Frankovskij in-t nefti i gaza. – №4327011/31; zajavl. 12.10.1987; opubl. 30.09.1989. Bjul. №36. – 4 s.
3. A.s. №1765570 A1 SSSR F16D 65/813. Lentochno-kolodochnyj tormoz s ohlazhdeniem / Vol'chenko A. I., Vol'chenko D. A., Balabolin S. V., Pigarev B. V., Samborskij P. O.; zajavitel' Ivano-Frankovskij in-t nefti i gaza. – №4833264/27; zajavl. 25.04.1990; opubl. 30.09.1992. Bjul. №36. – 4 l.
4. A.s. №1649161 A1 SSSR F16D 65/813. Barabanno-kolodochnyj tormoz s ohlazhdeniem / Vol'chenko A. I., Vol'chenko D. A., Knjazevich L. N., Balabolin S. V.; zajavitel' Ivano-Frankovskij in-t nefti i gaza. – №4655641/27; zajavl. 27.02.1989; opubl. 15.05.1991. Bjul. №18. – 3 s.