

УДК 621.891

С. И. КРИШТОПА

Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, Украина

ОЦЕНКА ЭНЕРГОНАГРУЖЕННОСТИ МЕТАЛЛОПОЛИМЕРНЫХ ПАР ТРЕНИЯ ЛЕНТОЧНО-КОЛОДОЧНОГО ТОРМОЗА

Проиллюстрированы особенности энергонагруженности металлополимерных пар тормоза; теоретическая оценка энергонагруженности металлополимерных пар трения, а также экспериментальная оценка энергонагруженности тормозного шкива, исходя из условия нагревания его полированной поверхности и вынужденного охлаждения матовых поверхностей шкива.

Ключевые слова: ленточно-колодочный тормоз, металлополимерные пары трения, энергонагруженность.

Введение. Ограниченный объем информации о влиянии температур (поверхностной, объемной, вспышки) и температурных градиентов (поверхностных и по толщине) на фрикционные характеристики металлополимерных трибосистем, снижает диапазон использования полимерных материалов в качестве накладок в узлах трения и является одной из основных причин ограниченного использования на практике композитных материалов фрикционного взаимодействия [1].

Несмотря на большие теоретического достижения в области исследования электротермического трибомикроконтакта, отсутствуют работы, позволяющие осуществить расчет генерируемых микротоков и тепловых токов в тонком поверхностном слое фрикционного взаимодействия. Более того, в исследованиях рассматриваются только случаи положительного температурного градиента при импульсном и длительном подводе теплоты к металлополимерным парам трения ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки [2]. В реальных узлах трения весьма часто приходится сталкиваться с присутствием инверсии тепловых токов с рабочей поверхности полимерной накладки (при достижении допустимых и выше температур для материалов накладки) в обод тормозного шкива, что вызывает стабилизацию поверхностного состояния пар трения на длительный период [3; 4]. Такое состояние пар трения ленточно-колодочного тормоза ведет к потере ими эффективности действия. Это обстоятельство, в первую очередь, связано со спецификой поведения полимерных материалов – их способностью генерировать при электротермомеханическом трении активные продукты деструкции и накапливать электрические заряды с увеличением площади пятен контактов микровыступов металлополимерных пар трения. Наличие температурных градиентов в трибосопряжениях ведет к развитию диффузионных, трибоэлектрических и трибохимических процессов в зоне фрикционных контактов.

Особенности нагружения металлополимерных пар трения тормоза. В процессе электротермомеханического трения при импульсной и длительной передаче теплоты от слоя к слою обода шкива существенную роль играет их термическое сопротивление. Чем больше расстояние от рабочей поверхности обода шкива до его середины, тем меньше внутреннее термическое сопротивление из-за ослабления теплового тока, проходящего через очередной слой обода [2; 5].

Величина поверхностной температуры зависит не только от числа спускоподъемных операций, выполняемых ленточно-колодочным тормозом буровой лебедки, но и от физико-химических свойств приповерхностных слоев их металлополимерных

пар трения. Установлено, что в начале спуска бурового инструмента генерируемая электрическая и тепловая энергия затрачивается на прогрев обода шкива. При этом прирост температуры в ободке шкива является минимальным, но зато в дальнейшем он возрастает за счет увеличения времени торможения и слабой вынужденной конвективной и радиационной теплоотдачи от матовой поверхности шкива скоростными токами омывающей среды. Причиной этого является увеличение работы торможения, выполняемой узлами трения и способствующей полному прогреву обода шкива в процессе спуска колонны буровых труб в скважину. Таким образом, на начальной стадии торможения, в большинстве случаев, необходимо регулировать величину градиента температуры по толщине обода шкива (поперечное регулирование). В дальнейшем, при полном прогреве обода шкива, будет наблюдаться в основном прирост температуры на рабочей поверхности обода шкива, а следовательно, и величины поверхностного градиента температуры (продольное регулирование).

Теоретическая оценка энергонагруженности металлополимерных пар трения тормозов. Исследования показывают, что на электротермомеханическое трение фрикционных узлов решающее влияние оказывает электротепловой режим поверхностных и подповерхностных слоев фрикционных материалов пары. Игнорирование различных энергетических уровней указанных слоев фрикционных материалов приводит к значительному расхождению экспериментальных данных от расчетных, характеризующих энергонагруженность металлополимерных пар трения ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки.

При экспериментальных исследованиях температурных полей микровыступов металлополимерных пар трения при помощи термопар скольжения, учитывая дискретность контакта и случайный характер распределения пятен контактов микровыступов, имеет место значительный разброс термоЭДС термопар при выполнении как длительных, так и циклических торможений в стендовых условиях. Разброс по накладкам набегающей и сбегающей ветви тормозной ленты, при указанных режимах нагружения, может находиться в пределах 50,0-150° С. Кроме того, данные исследования являются очень трудоемкими и требуют значительных затрат времени. В тяжело нагруженных фрикционных узлах ленточно-колодочного тормоза температура на поверхности пятен контактов с импульсным источником теплоты достигает значений больших, чем допустимая температура для фрикционных материалов полимерных накладок.

Дифференциальное уравнение нестационарной теплопроводности в прямоугольной системе координат имеет следующий вид [2, 3]:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right) + q - c\rho \frac{\partial T}{\partial \tau} = 0, \quad (1)$$

где λ – приведенный коэффициент теплопроводности, Вт/(кг·К); c – приведенная удельная теплоемкость, Дж/(кг·К); ρ – приведенный удельный вес, кг/м³; q – удельная мощность внутренних источников, Вт/м².

Начальные и граничные условия задаются при условии, что плотность теплового потока q и температура T на границе пятен контактов микровыступов при фрикционном взаимодействии заданы явно. В этом случае имеют место граничные условия первого и второго рода в виде:

$$T = T(x, y, z, \tau), \quad (2) \quad q = -\lambda(T) \frac{\partial T}{\partial n} = q(x, y, z, \tau), \quad (3)$$

где n – нормаль, проведенная к границе поверхности пятен контактов микровыступов при генерировании теплоты.

Начальные и граничные условия задаются при условии, что на границе использованы скоростные токи омывающих сред и их компонентов, а также физико-химические параметры поверхностных слоев микровыступов. В этом случае задаются граничные условия третьего рода при начальном условии:

$$T(x, y, z, \tau)_{\tau=0} = T_0(x, y, z), \quad (4)$$

в виде

$$q = -\lambda(T) \frac{\partial T}{\partial n} = \alpha(x, y, z, T, \tau) [T(x, y, z, \tau) - T_c] \quad (5)$$

Уравнение (1), вместе с начальными и граничными условиями, в совокупности описывают математическую модель процессов теплопроводности в зоне контакта пар трения.

Исследование математической модели представляется возможным произвести следующим образом:

- экспериментально, на натурной паре трения ленточно-колодочного тормоза как в стендовых, так и в промышленных условиях;
- экспериментально для различных материалов натурной пары трения;
- математическим моделированием – решением системы уравнений, описывающих поведение фрикционных материалов пар трения в различных полях (динамическом, электрическом, электромагнитном, тепловом и химическом) при помощи ЭВМ.

Математическое моделирование представляет собой не только сам процесс упорядочивания математической модели явления или эффекта, но и строгую последовательность решения. Математические методы в свою очередь, делятся на аналитические и численные.

Аналитические методы позволяют получить выражения и зависимости, решив которые для каждого значения аргумента, можно получить значения функции. Однако для уравнения теплопроводности аналитические решения получены только для тел простой геометрической формы с гетерогенной физико-химической структурой. В основе численных методов лежит определение численных значений аргумента и, таким образом, получаем решение в некоторых точках пространства.

По степени точности решения методы делятся на точные и приближенные. Аналитические методы могут быть как точными, так и приближенными, а численные – всегда приближенными. Если формула для получения результата может быть раскрытой и доведенной до числа без потери ее составляющей, то этот аналитический метод будет точным. Если в результате каких-либо действий (отбрасывания членов ряда, численного интегрирования и т. п.) результатом математического моделирования аналитическим методом является приблизительный результат, то такой метод называется приближенным. Численные методы всегда приближенные, поскольку в результате их применения дифференциальные уравнения переходят в систему алгебраических уравнений, а замена производных отношениями конечных приростов всегда вносит неточность.

Кроме того, численные методы всегда опираются на следующую последовательность операций: прогноз – поправка – коррекция – приближенное решение. При математическом моделировании сложных объектов, которыми являются фрикционные узлы,

широкое применение получили методы дискретизации математической модели. Последняя представляется в качестве объектов с распределенными параметрами с помощью системы обычных алгебраических уравнений, которые существенно упрощают процесс решения. Замена бесконечно малых переменных, которыми являются объемные температуры слоев обода тормозного шкива, в математической модели их конечными аналогами, лежит в основе численных методов моделирования. При этом процессы теплообмена между слоями обода тормозного шкива описываются интегральными уравнениями.

В методе конечных элементов непрерывная область разбивается на элементы, для которых решение может быть найдено сравнительно просто. Этот метод требует дискретизации и численного определения температуры только в приграничной зоне, которая разбивается на конечные элементы. Применение метода прямых допускает проведение дифференциально-разностных аппроксимаций, в результате чего уравнения с частичными производными превращаются в систему обычных дифференциальных уравнений, после чего используется один из аналитических или численных методов.

Метод конечных разностей или метод сеток основан на приближенной аппроксимации основного дифференциального уравнения и соответствующих граничных и начальных условий разностными уравнениями, в результате чего математическое моделирование сводится к решению системы алгебраических уравнений.

Одним из первых шагов при использовании метода конечных разностей для решения уравнения с частичными производными, которым является уравнение (1), будет переход от непрерывной области к конечно-разностной сетке (рис. 1, а, б). Вместо $T(x, y)$ вводится $T(i\Delta x, j\Delta y)$. Расположение точек (узлов сетки) внутри области определяется значением величин i и j , поэтому разностные уравнения записываются для узла (i, j) , при этом используются значения функции T в этом и соседнем узлах сетки.

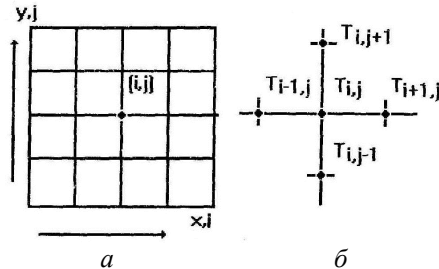


Рис. 1. Непрерывная (а) и конечно-разностная (б) сетки

Используя определение производной записываем:

$$\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{i,y} = \frac{1}{\Delta x} \cdot (T_{i+1,j} - T_{i,j}) + o(\Delta x), \quad (6)$$

где $T_{i+1,j} = (x_0 + \Delta x, y_0)$;

$T_{i+1,j} - T_{i,j}$ – правая разность (или «разность вперед»);

$o(\Delta x)$ – некоторая величина, стремящаяся к нулю при $\Delta x \rightarrow 0$, которая является ошибкой аппроксимации.

Ошибкой аппроксимации называется разница значений частичной производной и ее конечно-разностного аналога. Представление ошибки аппроксимации в виде $o(\Delta x)$ ничего не говорит о величине неточности, оно указывает на ее стрем-

ление к нулю. Если ошибка аппроксимации представлена в виде $0[(\Delta x)^2]$, то в этом случае она будет меньшей.

Аппроксимация частичной производной с использованием левой разности записывается:

$$\frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{i,y} = \frac{1}{\Delta x} \cdot (T_{i,j} - T_{i-1,j}) + 0(\Delta x), \quad (7)$$

где $T_{i-1,j} = (x_0 - \Delta x, y_0)$; $T_{i,j} - T_{i-1,j}$ – левая разность (или «разность назад»).

Построим конечно-разностную аппроксимацию для частичной производной второго порядка:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right) \Big|_{i,y} &= \frac{1}{\Delta x} \cdot [(T_{i+1,j} - T_{i,j}) / \Delta x - (T_{i,j} - T_{i-1,j}) / \Delta x] + 0[(\Delta x)^2] = \\ &= (T_{i+1,j} - 2T_{i,j} + T_{i-1,j}) / (\Delta x)^2 + 0[(\Delta x)^2] \end{aligned} \quad (8)$$

Для обоснования выражения (8) используем представление $T_{i+1,j}$ и $T_{i-1,j}$ с помощью рядов Тейлора в точке $T(i\Delta x, j\Delta y)$:

$$\begin{aligned} T_{i+1,j} &= T_{i,j} + \left(\frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{i,y} \right) \Delta x + \left(\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right) \Big|_{i,y} \right) \frac{(\Delta x)^2}{2} + \\ &+ \left[\left(\left(\frac{\partial^3 T}{\partial x^3} \right) \Big|_{i,y} \right) \frac{(\Delta x)^3}{6} \right] + \left[\left(\left(\frac{\partial^4 T}{\partial x^4} \right) \Big|_{i,y} \right) \frac{(\Delta x)^4}{24} \right] + \dots, \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} T_{i-1,j} &= T_{i,j} - \left(\frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{i,y} \right) \Delta x + \left(\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right) \Big|_{i,y} \right) \frac{(\Delta x)^2}{2} - \\ &- \left[\left(\left(\frac{\partial^3 T}{\partial x^3} \right) \Big|_{i,y} \right) \frac{(\Delta x)^3}{6} \right] + \left[\left(\left(\frac{\partial^4 T}{\partial x^4} \right) \Big|_{i,y} \right) \frac{(\Delta x)^4}{24} \right] + \dots, \end{aligned} \quad (10)$$

Сложив выражения (9) и (10) почленно, упростив результат и поделив на множитель Δx , получим выражение (11), где ошибка аппроксимации будет равна:

$$0[(\Delta x)^2] = - \left[\left(\left(\frac{\partial^4 T}{\partial x^4} \right) \Big|_{i,y} \right) \frac{(\Delta x)^2}{12} \right]. \quad (11)$$

Для аппроксимации по времени используется «разность назад»:

$$\frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{i,j,k} = \frac{1}{\Delta \tau} \cdot (T_{i,j,k} - T_{i,j,k-1}) + 0(\Delta \tau), \quad (12)$$

где $T_{i,j,k-1} = (i, j, \tau_0 - \Delta \tau)$.

Подставив выражения (12) и (8) в уравнение теплопроводности (1) получим для двумерной системы координат следующее равенство:

$$\begin{aligned} c\rho(T_{i,j,k} - T_{i,j,k-1}) / \Delta \tau &= \lambda(T_{i+1,j,k} - 2T_{i,j,k} + T_{i-1,j,k}) / (\Delta x)^2 + \\ &+ \lambda(T_{i,j+1,k} - 2T_{i,j,k} + T_{i,j-1,k}) / (\Delta y)^2 + q. \end{aligned} \quad (13)$$

В связи с наличием в уравнении теплопроводности двух типов дифференциальных операторов – по временной и пространственной переменным – различают два вида схем: неявные и явные. В первом случае при аппроксимации используются только

значения температуры для искомого k -го момента времени, а во втором – только значения температуры для предыдущего момента времени ($k-1$).

$$c\rho(T_{i,j,k} - T_{i,j,k-1})/\Delta\tau = \lambda(T_{i+1,j,k} - 2T_{i,j,k} + T_{i-1,j,k})/(\Delta x)^2 + \lambda(T_{i,j+1,k} - 2T_{i,j,k} + T_{i,j-1,k})/(\Delta y)^2 + q, \quad (14)$$

$$c\rho(T_{i,j,k} - T_{i,j,k-1})/\Delta\tau = \lambda(T_{i+1,j,k-1} - 2T_{i,j,k-1} + T_{i-1,j,k-1})/(\Delta x)^2 + \lambda(T_{i,j+1,k-1} - 2T_{i,j,k-1} + T_{i,j-1,k-1})/(\Delta y)^2 + q. \quad (15)$$

Соответственно получаем два различных разностных уравнения, аппроксимирующих уравнение теплопроводности (13). На первый взгляд явная схема предпочтительней, поскольку позволяет выразить искомые значения сеточной функции $T_{i,j,k}$ в явном виде через найденные ранее значения $T_{i,j,k-1}$. Алгоритм численного расчета по явной схеме очень прост и легко программируется (рис. 2).



Рис. 2. Алгоритм расчета поверхностных температур металлополимерных пар трения тормозного устройства

При составлении программы численного решения задачи по явной схеме для хранения температур следует выделить два массива. В одном находятся температуры, найденные на предыдущем временном слое, а элементы другого массива – температуры текущего временного слоя – вычисляются по явным формулам типа (15) с использованием температур предыдущего слоя, и выполняется следующий временной шаг. Программа не требует рабочих массивов для решения системы разностных уравнений (рис. 2), в отличие от расчета по неявной схеме.

В зависимостях (14) и (15) фигурирует тепловой поток (q), который можно определить только экспериментальным путем, исходя из оценки теплового баланса тормозного шкива температурным методом.

Экспериментальная оценка энергонагруженности тормозного шкива. Тормозной шкив ленточно-колодочного тормоза является накопителем тепловой энергии, которая существенно влияет на износ-фрикционные свойства металлополимерных пар трения тормоза. Поэтому необходимо дать оценку теплового баланса тормозного шкива. Нетеплоизолированный (*а*) и теплоизолированный (*б*) тормозные шкивы показаны на рис. 3.

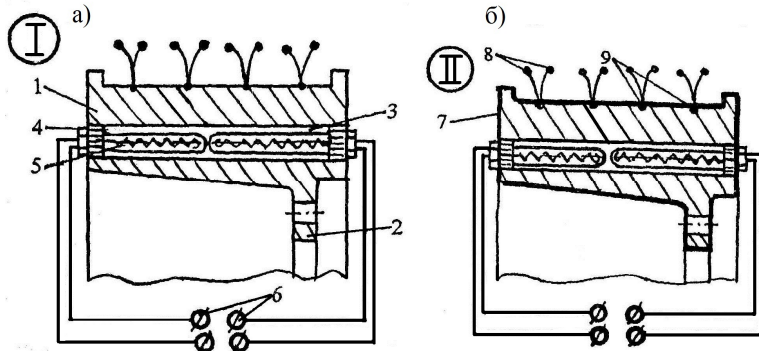


Рис. 3. Нетеплоизолированный (а) и теплоизолированный (б) тормозной шкив: 1 – обод шкива; 2 – крепежный выступ; 3 – сквозная полость в ободе; 4 – пробки заглушки; 5 – электрические нагревательные устройства; 6 – клеммы; 7 – теплоизолированная поверхность реборды; 8 – электроды термопар; 9 – теплоизолированная рабочая поверхность обода шкива

Назначение данных шкивов – лабораторно-промышленная оценка их теплового баланса температурным методом путем нагревания (электрическим способом и циклическими торможениями), а также естественным и вынужденным охлаждением полированной и матовой поверхностей [6]. Предложенный метод реализуется в четыре этапа.

Первый этап. Производят нагревание и охлаждение тормозных шкивов ленточно-колодочного тормоза, в которых имеются герметизированные полости, заполненные легкоплавким металлом (калием, натрием, литием), и в которых находятся по периметру полости нагревательные устройства. К наружным поверхностям тормозных шкивов подключены термоэлектроды термопар и при этом поверхности второго тормозного шкива полностью теплоизолированы от окружающей среды. Поверхности первого тормозного шкива взаимодействуют с ней при отдельно подключенных на одинаковый промежуток времени нагревательных устройствах к внешнему источнику электрического тока, обеспечивающих нагревание тела тормозных шкивов посредством расплавленного легкоплавкого металла. После чего отключают нагревательные устройства от внешнего источника электрического тока и по соотношению измеренных поверхностных температур первого (t_1) и второго ($t_2 - t_0$) тормозных шкивов определяют долю теплоты, которая рассеивается в окружающую среду радиационным теплообменом.

Второй этап. Фиксируют промежуток времени естественного конвективного охлаждения поверхностей первого тормозного шкива от полученного теплого состояния в результате электрического нагревания до температуры окружающей среды и определяют интенсивность конвективного теплообмена поверхностей первого тормозного шкива в заданных интервалах температур.

Третий этап. В промышленных условиях выступ второго тормозного шкива теплоизолируют от фланца барабана, а выступ первого тормозного шкива не теплоизолируют. После чего, путем циклических торможений, обеспечивающих взаимодействие фрикционных узлов тормоза, нагревают тормозные шкивы с легкоплавким металлом до его расплавленного состояния. По соотношению измеренных поверхностных температур $\frac{t_1 - t_0}{t_2 - t_0}$ первого и второго тормозных шкивов при разной интенсивности радиационного и конвективного теплообмена от их поверхно-

стей судят о доле теплоты от общего ее количества, которая отводится во фланец барабана, т.е. кондуктивным теплообменом.

Четвертый этап. В промышленных условиях при различных постоянных частотах свободного вращения нагретого тормозного шкива за одинаковые промежутки времени фиксируют скользящими термометрами его поверхностные температуры, а затем определяют интенсивность вынужденного конвективного теплообмена поверхностей шкива в заданных интервалах его поверхностных температур.

Тепловой баланс тормозных шкивов в значительной степени зависит от особенностей их конструкции. В таблице представлены различные типы тормозных шкивов и их площади поверхностей теплообмена. Проанализируем данные по вертикальным столбцам, приведенные в таблице.

Из сравнения площадей полированных (рабочих) поверхностей тормозных шкивов следует, что наибольшие значения имеют шкивы типов VII и VIII – $1,139 \text{ м}^2$ а наименьшие – типы IV и II (соответственно $1,024$ и $1,071 \text{ м}^2$). Что касается матовых поверхностей шкивов, которые определяют их теплорассеивающую способность, то наибольшее значение имеет тип VI тормозного шкива, т.е. $1,971 \text{ м}^2$, а наименьшее значение (всего $1,44 \text{ м}^2$) – тип I. В то же время площади поверхностей выступа шкива, которые стыкуются с поверхностями фланца барабана, изменяются от $0,202 \text{ м}^2$ (тип V шкива) до $0,466 \text{ м}^2$ (тип IV шкива).

В последней конструкции тормозного шкива будет иметь место максимальная составляющая кондуктивного теплообмена. Для интенсификации вынужденного теплообмена применяются развитые поверхности теплообмена, в качестве которых выступают ребра наружной поверхности ободов тормозных шкивов (типы I, II и III). Из сравнения площадей матовых поверхностей ребер тормозных шкивов следует, что наибольшее значение имеет шкив типа I – $1,354 \text{ м}^2$, а наименьшее значение – шкив типа III, т.е. $0,531 \text{ м}^2$. Из сопоставительного анализа соотношения площадей различных типов тормозных шкивов следуют следующие выводы:

– соотношение площадей матовых поверхностей (A_2) к площади полированной поверхности (A_1) во всех типах шкивов изменяется от 1,28 до 1,69, что указывает на количественную сторону рассеиваемой энергии от их матовых поверхностей;

– соотношение площадей выступов (A_3) всех типов шкивов к (A_2) указывает на то, какая часть теплоты может быть реализована кондуктивным теплообменом во фланец барабана лебедки и при этом они изменяются от 0,18 до 0,31;

– соотношение (A_2) к площадям поверхностей ребер (A_4) указывает на то, что большая часть рассеиваемой теплоты отводится от их развитых поверхностей конвективным теплообменом;

– соотношение площадей (A_3) к (A_1) изменяется от 0,18 до 0,45, что указывает на существенное различие в коэффициентах теплопроводности примененных материалов для ободов тормозных шкивов.

Масса рассмотренных типов шкивов изменяется от 429,0 до 602,0 кг, а соотношение массы ребер к массе шкивов колеблется от 0,151 до 0,321.

Полученные данные по площадям поверхностей теплообмена и их соотношениями для различных типов тормозных шкивов являются дополнительным материалом для определения их основных геометрических параметров (диаметра, толщины и ширины обода шкива), исходя из условия повышенной энергоемкости при рациональной металлоемкости ободов шкивов.

Таблица

Различные типы тормозных шкивов и их площади поверхностей теплообмена

| Тормозные шкивы | Площади поверхностей (m^2) теплообмена со скоростными токами омывающего воздуха и выделяющимися компонентами газовых смесей с рабочих поверхностей накладок, а также фланца барабана лебедки | | | | Масса шкива, кг | Соотношения: | | | | |
|-----------------|--|----------------|---|--------------------------|-----------------|----------------------------|-------------------|-------------------|-------------------|-------------------|
| | поверхности шкива | | поверхности выступа шкива, которые стыкуются с поверхностями фланца барабана, A_3 | поверхности ребер, A_4 | | масса ребер масса шкива | $\frac{A_2}{A_1}$ | $\frac{A_3}{A_1}$ | $\frac{A_2}{A_4}$ | $\frac{A_3}{A_2}$ |
| | полированная, A_1 | матовые, A_2 | | | | | | | | |
| Тип I* | 1,128 | 1,440 | 0,290 | 1,354 | 602,0 | 0,321 | 1,28 | 0,26 | 1,06 | 0,20 |
| Тип II | 1,071 | 1,776 | 0,372 | - | 461,0 | - | 1,66 | 0,35 | - | 0,21 |
| Тип III | 1,131 | 1,697 | 0,312 | 0,924 | 581,0 | 0,227 | 1,50 | 0,28 | 1,94 | 0,18 |
| Тип IV | 1,024 | 1,492 | 0,466 | 0,531 | 502,0 | 0,151 | 1,46 | 0,45 | 2,81 | 0,31 |
| Тип V | 1,134 | 1,913 | 0,202 | - | 450,0 | - | 1,69 | 0,18 | - | 0,11 |
| Тип VI | 1,083 | 1,971 | 0,364 | - | 489,0 | - | 1,82 | 0,34 | - | 0,18 |
| Тип VII | 1,139 | 1,658 | 0,356 | - | 429,0 | - | 1,46 | 0,31 | - | 0,21 |
| Тип VIII | 1,139 | 1,878 | 0,356 | - | 470,0 | - | 1,65 | 0,31 | - | 0,19 |

* Примечание: I, II – тормозные шкивы без и с ребордой; III – биметаллический тормозной шкив с ребордой и с ребрами жесткости; IV – тормозной шкив с ребордой и с ребрами жесткости (в сборе с фланцем барабана); V, VI – тормозные шкивы без и с ребордами и с камерами для водяного охлаждения; VII – лабораторный тормозной шкив со съёмными ребордами; VIII – серийный тормозной шкив со сквозной полостью.

Выводы. Таким образом, теоретическим и экспериментальным путем произведена оценка энергонагруженности тормозного шкива, исходя из его термодинамического предела по нагреванию рабочей полированной поверхности обода при термоэлектромеханическом трении металлополимерных пар ленточно-колодочного тормоза и по вынужденному охлаждению матовых поверхностей тормозного шкива.

Список литературы

1. Колесников В.И. Теплофизические процессы в металлополимерных трибосистемах / В.И. Колесников. – М.: Наука, 2003. – 279 с.
2. Джанахмедов А.Х. Темпы нагревания металлополимерных пар трения при импульсном и длительном подводе теплоты трения в ленточно-колодочном тормозе [А.Х. Джанахмедов, А.И. Вольченко, Д.А. Вольченко и др.] // Проблемы трения и износа: научн.-техн. сб. – К.: НАУ, 2013. Вып. 2(61). – С. 20–28.
3. Ленточно-колодочные тормозные устройства. Монография в 2 т. Т.1 / [А.А. Петрик, Н.А. Вольченко, Д.А. Вольченко, В.Я. Малык, П.А. Поляков]; под общ. ред. А.А. Петрика. – Краснодар: Из-во Кубанск. государств. технолог. ун-та, 2009. – 276 с.
4. Ленточно-колодочные тормозные устройства. Монография (научное издание) в 2 т. Т.2 / [Н.А. Вольченко, Д.А. Вольченко, С.И. Криштопа, Д.Ю. Журавлев, А.В. Возный]. – Кубанск. государств. технолог. ун-т. – Краснодар – Ивано-Франковск, 2013. – 441 с.
5. Крагельский И.В. Трение и износ / И.В. Крагельский. – М.: Машиностроение, 1986. – 480 с.
6. Патент 2279579С2 Российская Федерация МПК F16D65/813. Способ нагревания и охлаждения тормозных шкивов ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки при оценке их теплового баланса / Вольченко А.И., Петрик А.А., Вольченко Н.А., Вольченко Д.А., Пургал П.Ю., Криштопа Л.И.; заявитель и патентодатель Кубанский государственный технологический университет. – Заявл. 30.08.2004; опубл. 10.07.2006, Бюл. № 19. – 8 с.

С. І. КРИШТОПА

**ОЦІНКА ЕНЕРГОНАВАНТАЖЕНОСТІ МЕТАЛОПОЛІМЕРНИХ ПАР ТЕРТЯ
СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВОГО ГАЛЬМА**

Проілюстровані особливості енергонавантаженості металополімерних пар гальма, виконані теоретична оцінка енергонавантаженості пар тертя та експериментальна оцінка енергонавантаженості гальмівного шківа, виходячи з умов його нагрівання та вимушеного охолодження.

Ключові слова: стрічково-колодке гальмо, металополімерні пари тертя, енергонавантаженисть.

S. I. KRYSHTOPA

**EVALUATION OF ENERGY-LOADING OF METALL-POLYMER FRICTION PAIRS
OF BAND-BLOCK BRAKE**

Features of energy loading of the metal-polymer brakes were illustrated in article materials executed theoretical estimation of energy loading steam friction and experimental estimation of energy loading of brake pulley from terms of its heating and forced cooling.

Key words: band-block brake, metal-polymer friction pairs, energy-loading.

Криштопа Святослав Ігорович – кандидат технічних наук, доцент кафедри нафтогазового технологічного транспорту Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу.