

УДК 62-92.113

Д. А. ВОЛЬЧЕНКО

*Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, Украина*

## СНИЖЕНИЕ ЭНЕРГОНАГРУЖЕННОСТИ МЕТАЛЛОПОЛИМЕРНЫХ ПАР ТРЕНИЯ ЛЕНТОЧНО-КОЛОДОЧНЫХ ТОРМОЗОВ БУРОВЫХ ЛЕБЕДОК

*В материалах статьи проанализированы серийные тормозные шкивы и приведена оценка их теплового баланса и энергонагруженности слоев обода, а также интенсификация охлаждения металлополимерных пар трения тормозных устройств.*

**Ключевые слова:** ленточно-колодочный тормоз, пара трения, тормозной шкив и его обод, полимерная фрикционная накладка, многопарный узел трения, слои обода.

**Введение.** Процессы электротермомеханического трения как совокупность действия механических, электрических, электромагнитных, тепловых и химических полей на изменяющихся случайных траекториях контурных площадках пятен микровыступов металлополимерных фрикционных узлов тормозных устройств оказывают существенное влияние на их износо-фрикционные характеристики.

При электротермомеханическом трении величины температурных градиентов по толщине и на рабочей поверхности металлического фрикционного элемента является функцией не только температуры в зоне взаимодействия пятен контактов микровыступов металлополимерных пар трения, приведенных коэффициентов теплопроводности контактирующих материалов  $\lambda$  и коэффициентов теплоотдачи  $\alpha$  от полированной и матовых поверхностей металлического фрикционного элемента, но и от геометрических размеров пар трения и их конструктивных особенностей [1].

**Состояние проблемы.** Удельная энергоемкость металлических фрикционных элементов (тормозных: шкивов, барабанов и дисков) существенно уменьшается за счет их веса. За данными проф. М. П. Александрова удельная энергоемкость дисково-колодочных тормозов подъемно-транспортных машин с циклическим режимом работы (за равных условий эксплуатации) выше удельной энергоемкости колодочных тормозов в 4-ре раза, конусных – в 6-ть раз, дисковых – в 10-ть раз. Все вышеизложенное подтверждается графической зависимостью момента инерции металлического фрикционного элемента трения колодочных (1) и дисково-колодочных (2) тормозов (рис. 1 а, б).

Все вышеизложенное в одинаковой мере относится и к фрикционным накладкам. Кроме того, следует заметить, что некоторые существующие факторы (как, например, термостабилизационное и метастабильное состояние, соответственно, обода и рабочей поверхности фрикционной накладки), влияющих на динамику энергонагруженности фрикционных узлов ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок, остаются вне поля зрения исследователей.

**Цель работы** – оценка энергонагруженности металлополимерных пар трения ленточно-колодочных тормозов и разработка методов и средств ее снижения.

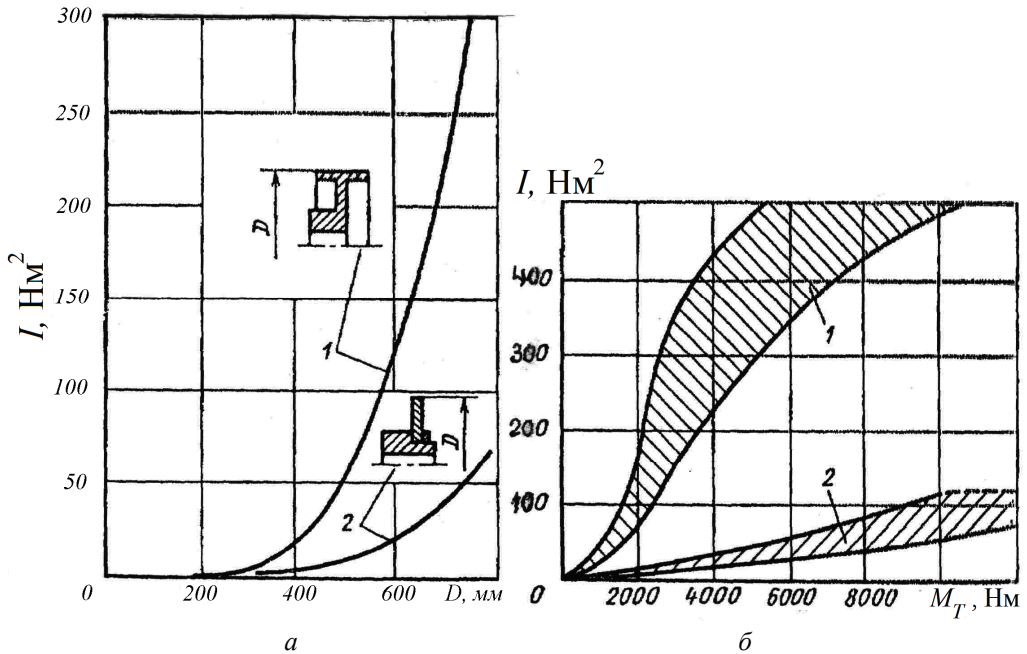


Рис. 1. Зависимость момента инерции контртел колодочных (1) и дисково-колодочных (2) тормозных устройств от: а – величин внешнего диаметра  $D$ ; б – тормозного момента

**Особенности конструкций тормозных шкивов и оценка их теплового баланса.** Остановимся кратко на конструктивных особенностях тормозных шкивов. На рис. 2, а, б изображены тормозные шкивы 1 без- и с ребордой 4, которые не имеют никаких охлаждающих устройств. Такие шкивы не способны отводить теплоту от полированной и матовых его поверхностей, которая генерируется на рабочих поверхностях при электротермомеханическом трении металлополимерных пар трения ленточно-колодочного тормоза, за процесс торможения, что приводит к аккумулярованию теплоты в ободе шкива 1.

На рис. 2, в, г показан биметаллический и стальной тормозной шкив с ребордой и ребрами жесткости. В первом тормозном шкиве со стороны его нерабочей поверхности запрессовано алюминиевый цилиндр б. Данный материал обладает такими преимуществами по сравнению с литой сталью: большой коэффициент теплопроводности; интенсивное отведение теплоты путем конвективного и кондуктивного теплообмена.

Из рис. 2, г видно, что вторая реборда шкива образована выступом фланца 8 барабана. Наличие ребер жесткости в обоих типах тормозных шкивов позволяет также иметь развитую поверхность теплообмена, которая интенсифицирует от них как вынужденную, так и естественную конвекцию.

Тормозные шкивы без- и с ребордами, а также камерами для водяного охлаждения приведены на рис. 2, д, е. Конструкция второго типа шкива имеет две реборды 4, которые служат направляющими для накладок тормозной ленты. В камерах 10 рассматриваемых шкивов циркулирует проточная вода, которая принудительно охлаждает их обод. Шкивы таких типов успешно применяются в буровых лебедках, которые эксплуатируются в районах с жарким климатом при бурении с большим числом спуско-подъемных операций.

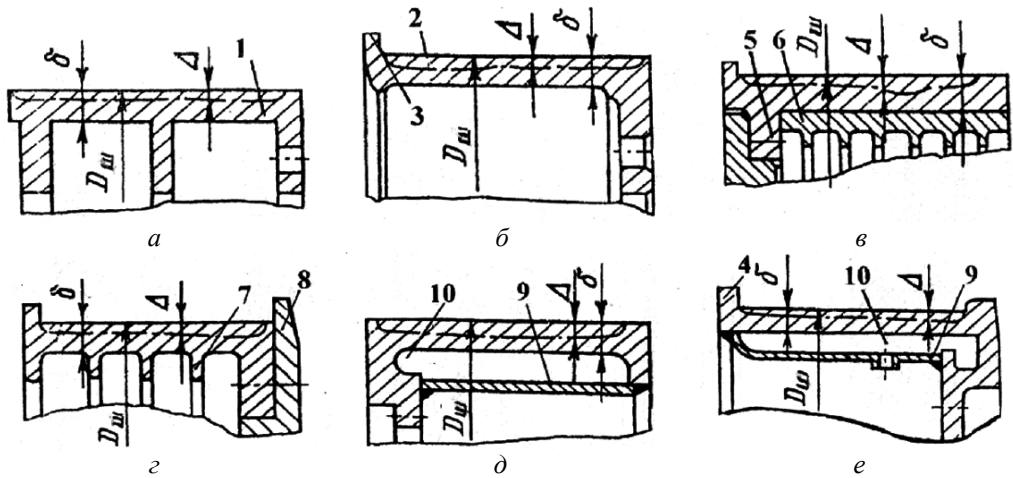


Рис. 2. Тормозные шкивы буровых лебедок и их конструктивные особенности: *a*, *б* – тормозные шкивы без- и с ребордой; *в* – биметаллический тормозной шкив с ребордой и ребрами жесткости; *г* – тормозной шкив с ребордой и ребрами жесткости (в сборе с фланцем барабана); *д*, *е* – тормозные шкивы и с ребордами, и с камерами для водяного охлаждения;  $D_w$  – диаметр рабочей поверхности шкива;  $\delta$  – толщина обода шкива;  $\Delta$  – величина износа рабочей поверхности шкива; 1, 2 – тормозной шкив и его рабочая поверхность; 3, 4 – реборды; 5 – выступ шкива; 6 – алюминиевый ребристый цилиндр; 7 – ребра жесткости шкива; 8 – фланец барабана лебедки; 9, 10 – кожух и камера для водяного охлаждения

На рис. 3 показан усовершенствованный многопарный фрикционный узел (без тормозной ленты) модельного ленточно-колодочного тормоза. Тормозной шкив 1 имеет съемные реборды 5 [2]. Последние имеют выступы, с помощью которых удерживается на рабочей поверхности 7 шкива 1 основная фрикционная накладка 2, благодаря наличию на ней специальных фасок.

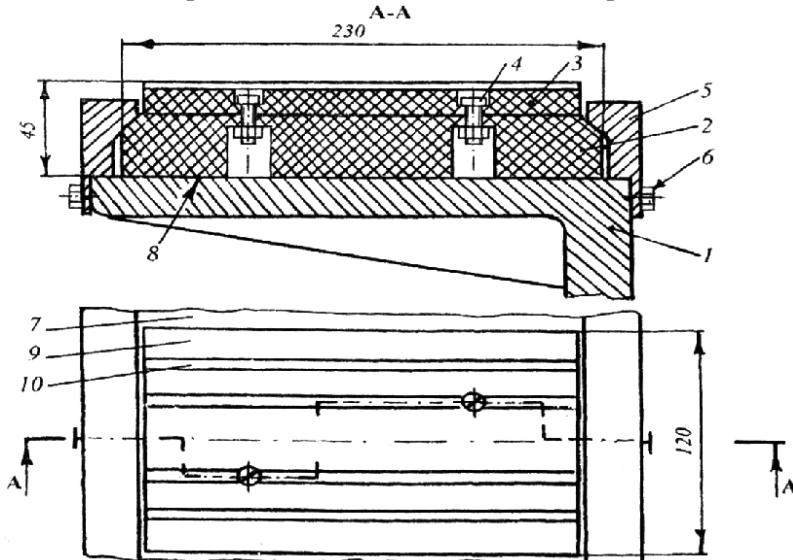


Рис. 3. Усовершенствованный многопарный фрикционный узел модельного ленточно-колодочного тормоза: 1 – тормозной шкив; 2, 3 – основная (нижняя) и дополнительная (верхняя) фрикционные накладки; 4 – винтовые соединения; 5 – специальные реборды; 6 – болты крепления реборд; 7, 8, 9 – рабочие поверхности фрикционного узла: шкива, основной и дополнительной накладок; 10 – вентиляционные пазы

Нетеплоизолированный (а) и теплоизолированный (б) тормозные шкивы показаны на рис. 4, а, б. Назначение данных шкивов – лабораторно-промышленная оценка их теплового баланса температурным методом путем нагревания (электрическим способом и циклическими торможениями) и естественным, и вынужденным охлаждением полированной и матовых поверхностей [3]. Предложенный метод реализуется в четыре этапа.

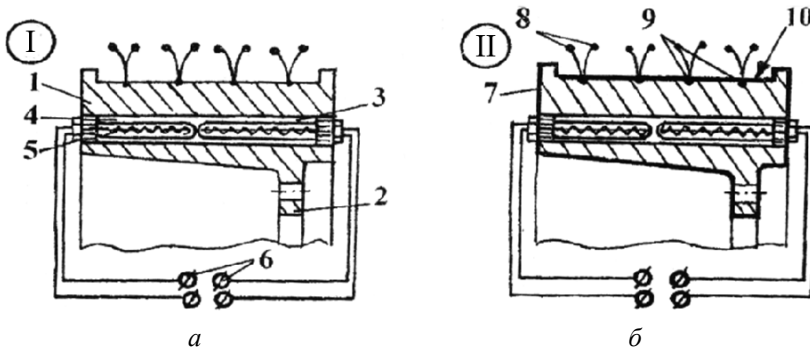


Рис. 4. Нетеплоизолированный (а) и теплоизолированный (б) тормозные шкивы: 1, 2, 3, 10 – шкив с выступом, полостью и рабочей поверхностью; 4 – легкоплавкий металл; 5 – электрическое нагревательное устройство; 6 – клеммы электрической цепи; 7 – теплоизоляция поверхностей шкива; 8, 9 – термопары с термоэлектродами

**Первый этап.** Производит 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, а к наружным поверхностям тормозных шкивов подключены термоэлектроды термопар, и при этом поверхности второго тормозного шкива полностью теплоизолированы от окружающей среды, а 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 теплового 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 и по соотношению измеренных поверхностных температур  $\left( \frac{t_1 - t_0}{t_2 - t_0} \right)$  первого и второго тормозных

шківов при разной интенсивности радиационного и конвективного теплообмена от их поверхностей 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 температуры.

Для рассмотренных конструкций тормозных шківов, приведенных на рис. 2, рис. 3 и рис. 4 введены обозначения I-VI, VII и VIII. В табл. 1 проиллюстрированы площади поверхностей теплообмена восьми типов рассмотренных тормозных шківов.

Таблица 1

**Различные типы тормозных шківов и их площадей поверхностей теплообмена**

| Тормозные шківы | Площади поверхностей (м <sup>2</sup> ) теплообмена со скоростными токами омывающего воздуха и выделяющимися компонентами газовых смесей с рабочими поверхностями накладок, а также фланца барабана лебедки |         |   |                   | Масса шкива, кг | Соотношения:<br><u>масса ребер</u><br>масса шкива |
|-----------------|--|---------|---|-------------------|-----------------|---|
|                 | Поверхности шкива  |         | Поверхность шкива, которая стыкается с поверхностью фланца барабана | Поверхность ребер |                 |   |
|                 | полированная   | матовые |   |                   |                 |   |
| Тип I           | 1,128  | 1,440   | 0,290   | 1,354             | 602             | 0,321   |
| Тип II          | 1,071  | 1,776   | 0,372   | -                 | 461             | -   |
| Тип III         | 1,131  | 1,697   | 0,312   | 0,924             | 581             | 0,227   |
| Тип IV          | 1,024  | 1,492   | 0,466   | 0,531             | 502             | 1,151   |
| Тип V           | 1,134  | 1,913   | 0,202   | -                 | 450             | -   |
| Тип VI          | 1,083  | 1,971   | 0,364   | -                 | 489             | -   |
| Тип VII         | 1,139  | 1,658   | 0,356   | -                 | 429             | -   |
| Тип VIII        | 1,139  | 1,878   | 0,356   | -                 | 470             | -   |

Знание теплового баланса тормозного шкива позволяет перейти к оценке энергонагруженности слоев его обода.

**Оценка энергонагруженности слоев металлического фрикционного элемента.** Для разработки кондуктивного способа снижения энергонагруженности ободов тормозных шківов на основе «теплопроводных мостиков» необходимо иметь данные о распределении температур по слоям обода.

На рис. 5, а показаны направления тепловых потоков, которые подводятся к рабочей поверхности тормозного шкива и отводятся от его нерабочей поверхности и крепежного выступа при торможении. При этом, места крепления тормозного шкива к фланцу барабана лебедки является теплоизолированными, поэтому кондуктивный теплообмен между ними отсутствует.

Термодинамические процессы в фрикционных узлах тормоза являются сложными и проходят при аккумуляции и рассеяния теплоты, а аналитические методы ограничивают исследования комплексного влияния различных факторов (конструктивных, физических, термодинамических) на температурное поле пары трения. Поэтому приближенные аналитические решения дополнены

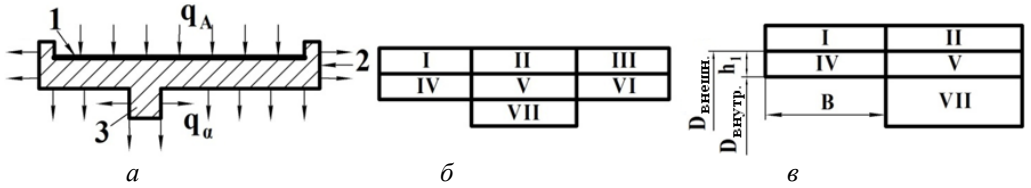


Рис. 5. Тепловые потоки (а), зоны геометрической формы модели (б) и теплопередача в отдельной зоне тормозного шкива (в): 1, 2 - рабочая и нерабочая поверхности; 3 - крепежный выступ

математическим моделированием с применением численных методов, реализованных средствами ЭВМ с помощью дискретизации параметров уравнения теплового баланса. Искомыми параметрами математической модели являются значения температуры в различных слоях металлического элемента трения тормоза в любой момент торможения.

При построении геометрической формы для математической модели рассмотрено поперечное сечение тормозного шкива (см. рис. 5, б). Для оценки характера температурного поля достаточно определить две пространственные координаты (осевую  $z$  и поперечную  $y$ ) и одну временную. Математическое описание проведено с соблюдением основной зависимости Э. Шмидта:

$$t_{(i+1)}\Delta\tau_{\max} = \frac{1}{2}(t_{i\Delta\tau,(j+1)\Delta x} + t_{i\Delta\tau,(j-1)\Delta x}), \quad (1)$$

где  $t_{(i+1)}\Delta\tau_{\max}$  – температура после  $(i+1)\Delta\tau$ , с от начала нагревания на расстоянии  $j\Delta x$  ниже рабочей поверхности обода тормозного шкива или ниже его стенки, т.е. в крепежном выступе;  $t_{i\Delta\tau,(j+1)\Delta x}$  – температура после  $i\Delta\tau$ , с от начала нагревания на расстоянии  $(j+1)$  выше рабочей поверхности обода тормозного шкива.

Время, в течение которого происходит нагревание слоя обода тормозного шкива и его крепежного выступа, определяли по зависимости вида:

$$\Delta\tau = \frac{(\Delta x)^2}{2a}, \quad (2)$$

где  $a$  – коэффициент температуропроводности стали,  $\text{м}^2/\text{с}$ ;  $\Delta x$  – толщина слоев обода тормозного шкива и его крепежного выступа, которая выбирается произвольно; чем меньше величина  $\Delta x$ , тем более точным является результат.

Перепад температур должен быть всегда выше прироста объемной температуры, который он вызывает, с учетом интенсивности теплообмена между слоями обода тормозного шкива и его крепежным выступом [4]. Наружные поверхности обода шкива и его крепежного выступа участвуют в конвективном и радиационном теплообмене с окружающей средой, а все остальные слои – в кондуктивном теплообмене.

Плоскую геометрическую форму мысленно поделили на 7 горизонтальных зон (6-ть на обода тормозного шкива  $I \leq k \leq VI$  и одна на крепежном выступе  $1 \leq j \leq 7$ , см. рис. 5, б). Тормозной барабан барабанно-колодочного тормоза разделен на большее количество зон в связи с тем, что максимальный температурный градиент наблюдается в его средней части в месте расположения боковой стенки. Ее делили на 12 зон по вертикали.

В результате математического описания взаимодействия слоя ( $\kappa = 1$ ) обода тормозного шкива с другими слоями уравнения теплового баланса приобрело вид:

$$\Delta U_{(i,k)} \Delta \tau_i = m_{об.(k)} c \left( t_{об.(i,k)} - t_{об.(i-1,k)} \right) + \frac{\lambda \left( t_{об.(i-1,k)} - t_{об.(i-1,k+1)} \right) A_{об.} \Delta \tau_i}{\Delta \delta_{k+1}} + \frac{\lambda \left( t_{об.(i-1,k)} - t_{б.с.(i-1,1)} \right) A_{об.(k)} \lambda \Delta \tau_i}{\Delta h_1}. \quad (3)$$

Левая часть выражения (3) определяется с использованием составляющих уравнения теплового баланса в зависимости от режима торможения при замене  $d\tau$  на  $\Delta \tau_i$ . Имея значение левой части и величины всех температур в предыдущий момент времени  $\tau_{i-1}$ , несложно определить  $t_{об.(i,1)}$ .

Рассмотрен вынужденный конвективный теплообмен от поверхностей крепежного выступа тормозного шкива с учетом интенсивности кондуктивного теплообмена между другими его слоями. При этом считали, что теплота, которая подводится к отдельному слою ( $j = 1$ ) крепежного выступа тормозного шкива за время  $\Delta \tau_j$ , равна разности количества теплоты, подводимое к нему от его обода, и количества теплоты, отводимой от этого слоя в направлении крепежного выступа (см. рис. 5, в).

Решением математической модели является нахождение в семи точках значений температуры в семи слоях в момент времени торможения  $\tau_i$ : 6-х значений, соответствующих зонам обода тормозного шкива  $t_{об.(i,k)}$ , и одному значению, которое соответствует слою крепежного выступа  $t_{б.с.(i,j)}$ . После нахождения  $t_{об.(б.с.)(i,k(j))}$  с помощью метода итерации определен  $t_{об.(б.с.)(i+1,k(j))}$ .

В заданных интервалах времени для геометрических элементов шкива с учетом теплового взаимодействия их слоев получены уравнения теплового баланса. Приведено тепловой баланс слоев обода шкива ( $k = 2 \dots 6$ ) толщиной  $\Delta \delta$  в виде равенства:

$$\Lambda_k \frac{\lambda \left( t_{об.(i-1,k-1)} - t_{об.(i-1,k)} \right) A_{об.(k)} \Delta \tau_i}{\Delta \delta_k} = m_{об.(k)} c \left( t_{об.(i,k)} - t_{об.(i-1,k)} \right), \quad (4)$$

где  $\Lambda_k$  - доля теплоты, которая расходуется на увеличение объемной температуры слоев обода, от того количества теплоты, которое подводится кондуктивным теплообменом к одной из сторон зоны (см. рис. 5, в).

Величина  $\Lambda_k$  изменяется в пределах  $0 \dots 1$  в зависимости от интенсивности теплообмена со стороны других трех сторон зоны обода. Поскольку рассматривали минимальный временной интервал  $\Delta \tau$ , то принято, что тепловой поток, возникающий вследствие кондуктивного теплообмена, влияет исключительно на рассматриваемый слой обода шкива и не успевает в течение указанного интервала времени повлиять на другие виды теплообмена от его поверхностей ( $\Lambda_k = 1$ ).

После переноса составляющих из одной части уравнения (4) в другую получили соотношение, в которое подставили выражение  $m_{об.(k)} = \Delta\delta_k A_{об.(k)} \rho$ , получили:

$$\Delta\delta_k^2 \rho c / \Lambda_k \lambda \Delta\tau_i = (t_{об.(i-1,k-1)} - t_{об.(i-1,k)}) / (t_{об.(i,k)} - t_{об.(i-1,k)}). \quad (5)$$

Граничным условием является равенство  $t_{об.(i-1,k-1)} - t_{об.(i-1,k)} = t_{об.(i,k)} - t_{об.(i-1,k)}$ , т.е. разница температур между соседними слоями обода шкива. В действительности перепад температур всегда выше прироста объемной температуры, который он сам вызывает. Т.е.  $(t_{об.(i-1,k-1)} - t_{об.(i-1,k)}) / (t_{об.(i,k)} - t_{об.(i-1,k)}) \geq 1$ . Итак, из (5) получили выражение:

$$\Delta\delta_k^2 \rho c / \Lambda_k \lambda \Delta\tau_i \geq 1, \quad (6)$$

который возвели к виду:

$$\Delta\delta_k \geq \sqrt{\frac{\Lambda_k \lambda \Delta\tau_i}{\rho c}}. \quad (7)$$

Зависимость (7) является необходимым условием нахождения решения математической модели теплообмена поверхностей тормозного шкива.

Составлено математическую модель пар трения серийного ленточно-колодочный тормоза (рис. 6 а, б) и тепловую модель многопарного нетрадиционного ленточно-колодочного тормоза (рис. 7) процессов теплопередачи через элементы указанных фрикционных узлов.

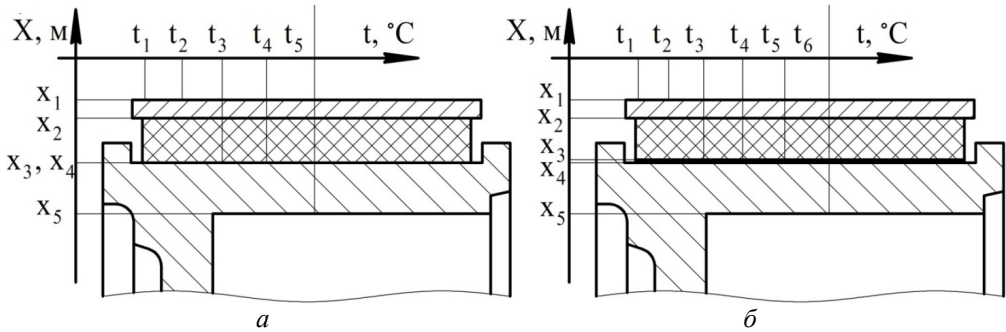


Рис. 6. Расчетные схемы теплопередачи через элементы пары трения (а – до, б – после достижения допустимой температуры материалами фрикционной накладки ленточно-колодочного тормоза:  $t_3, t_4$  – температуры поверхностных слоев фрикционных накладок); 1 – тормозная лента; 2 – фрикционная накладка; 3 – обод тормозного шкива

Тепловые модели разработаны для всех типов исследуемых фрикционных узлов тормозов. В тепловой модели пары трения серийного ленточно-колодочного тормоза (см. рис. 7) учтено термическое сопротивление поверхностного слоя фрикционной накладки.

Рассмотрено общий случай определения коэффициентов теплопередачи через элементы пар трения тормозов с учетом всех составляющих конвективного и кондуктивного теплообмена, а также термического сопротивления поверхностного слоя фрикционной накладки. Определены коэффициенты распределения тепловых потоков между элементами фрикционного узла, т.е. количество теплоты, которое воспринимает металлический и полимерный элементы трения во



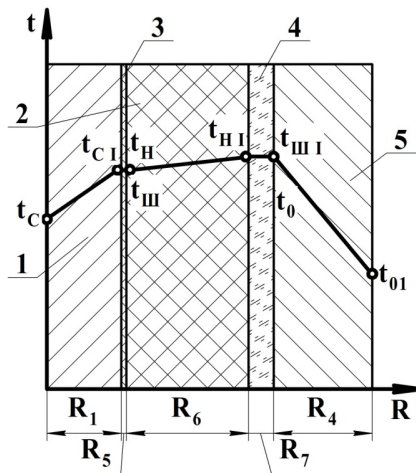


Рис. 7. Общие закономерности изменения поверхностных температур ( $t$ ) многопарных фрикционных узлов нетрадиционного ленточно-колодочного тормоза в зависимости от термического сопротивления ( $R$ ) их элементов: 1 – тормозная лента; 2, 3, 4 – фрикционная накладка и ее поверхностные слои; 5 – обод тормозного шкива

время торможения:

$$P_{m.n.} = \frac{\sum K'_{cp}}{\sum K'_{cp} + \sum K''_{cp}}, \quad (8)$$

где  $\sum K'_{cp}$  – средняя величина коэффициентов теплопередачи через межконтактную зону «металлический элемент трения - омывающей воздух» в течение торможения;  $\sum K''_{cp}$  – средняя величина коэффициента теплопередачи через межконтактную зону «поверхностный слой фрикционной накладки - тело фрикционной накладки - тормозная лента - омывающий воздух» при торможении.

На основании вышеизложенного перейдем к рассмотрению интенсификации охлаждения металлополимерных пар трения тормозных устройств.

**Интенсификация охлаждения металлополимерных пар трения тормозных устройств.** Приведем и охарактеризуем классификацию способов и конструктивных решений, направленных на интенсификацию теплообмена фрикционных узлов тормозов (рис. 8). Рабочие детали узлов трения могут иметь развитую поверхность, образованную выполнением канавок, нанесением винтовой нарезки (прямоугольной, трапецидальной и т.д.) или накаткой; выполнением насечек; расположением ребер любого профиля и под разным углом; высверливанием тупиковых отверстий различной формы; привариванием концентрических колец и радиальных ребер и т.д. Перечисленные мероприятия позволяют увеличить поверхности теплоотдачи фрикционных узлов и воздухообмен в их зазорах за счет увеличения скоростных токов омывающего воздуха так и компонентов газовых сред, выделяющихся с полимерных накладок и, как следствие, количество теплоты, отводимой от их пар трения.

Турболизаторами токов омывающей среды являются зазоры между микровыступами металлического фрикционного элемента, а также зазорами между рабочими и нерабочими поверхностями пар трения тормозных устройств. При

этом немаловажную роль играют материалы с эффектом «памяти формы» в изменении зазоров между парами трения благодаря их деформациям под действием силовой и тепловой нагрузки.



Рис. 8. Классификация способов и конструктивных решений интенсификации теплообмена во фрикционных узлах тормозных устройств

Что касается вихревого эффекта для идентификации охлаждения пар трения тормозов путем снижения температуры омывающих потоков воздуха и компонентов газовых сред за счет вихревой трубы, а также использованием системы каналов в элементах пар трения для уменьшения энергетических характеристик циркулирующего в них потоков смесей различного рода.

Подача теплоносителя в зону трения ведет к изменению физико-химических свойств пятен контактов микровыступов, и как следствие, существенно влияет на процессы поляризации и деполяризации их поверхностей.

В настоящее время наиболее эффективным способом снижения энергонагруженности металлополимерных пар трения является реализация в их элементах «мостиков»: электрических, магнитных и тепловых [1].

В работе (полож. решен. на выдачу патента на изобретение РФ по заявке № 2012107886/11 от 02.12.2013 г.) решена задача прогнозирования теплового режима металлополимерных пар трения барабанно-колодочного тормоза при их нагружении в стендовых условиях в результате оценки термоэлектрической электродвижущей силы, возникающей при работе микробатарей в режимах микроэлектрогенераторов и микроэлектрохолодильников.

В предложенном устройстве в процессе торможения при термическом сопротивлении контакта металлополимерных пар трения барабанно-колодочного тормоза возникают простые и полупроводниковые плёнки, обладающие тепло- и электропроводными свойствами, и являющиеся множеством микротермобатарей, на спаях которых создается перепад температур с помощью теплопроводов с горячими и холодными поверхностями в качестве которых выступают приповерхностные слои металлополимерных пар трения, а непосредственное прохож-

дение через пленки основного количества теплоты и обеспечивает достаточную выходную мощность для работы множества микротермобатарей, работающих в режимах микротермоэлектрогенераторов и микроэлектрохолодильников, в качестве которых выступают пластинчатые термодары, вмонтированные в независимые пары трения, и по их термической электродвижущей силе и определяют тепловой режим пар трения тормоза.

Таким образом, на основании электродинамики в металлополимерных парах трения барабанно-колодочного тормоза в зависимости от реализуемых в нем тормозных режимов возможна оценка энергонагруженности их узлов трения при работе термобатарей в режимах термоэлектрогенератора и термоэлектрохолодильника.

Саморегулирование энергонагруженности металлополимерных пар трения тормозных устройств осуществляется в поперечном и продольном направлении за счет единичных и множества «мостиков теплоотвода», которые искусственно введены в металлический фрикционный элемент.

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, протекшего толщину очередного слоя обода [6, 7].

Известно, что поверхностная температура обода тормозного шкива имеет не только циклический, но и волновой характер [8].

Из приведенных ранее рассуждений следует, что на начальной стадии торможения, в большинстве случаев, необходимо регулировать величину градиента температуры по толщине обода шкива (поперечное регулирование) [9]. 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).

На рис. 9 проиллюстрирована схема поперечного и продольного регулирования энергонагруженности слоев обода тормозного шкива, на котором введены следующие обозначения:  $\lambda_1$  – коэффициент теплопроводности материалов рабочего слоя обода шкива;  $\lambda_2, \lambda_3, \lambda_4$  – коэффициенты теплопроводности материалов слоев обода шкива;  $\lambda_5, \lambda_6$  – коэффициенты теплопроводности материалов теплоизоляционных колец;  $\lambda_7$  – коэффициент теплопроводности металлических колец;  $q$  – генерируемый тепловой поток на рабочей поверхности обода шкива.

Особенностью поперечного и продольного регулирования тепловых потоков, пронизывающих слои обода шкива, является следующее условие  $\lambda_1 < \lambda_2 < \lambda_3 < \lambda_4$ , а для теплоизоляционных колец  $\lambda_5 < \lambda_6$ . В свою очередь,  $\lambda_7 > \lambda_1; \lambda_2; \lambda_3$  и  $\lambda_4$ . Предложенные ограничения величин коэффициентов теплопроводности материалов позволяют интенсивно отводить тепловой поток  $q$  не только верхним слоем обода шкива, но и с помощью радиальных теплопроводных колец 3 к внутреннему слою обода шкива [7]. Кроме того, на пути следования теплового потока происходит потеря энергии от боковых поверхностей теплопроводных колец 3 на нагревание среднего слоя (II-го) обода шкива. Наличие цилиндрических теплоизоляционных колец 4 между I-ым и II-ым слоями и II-ым и III-им слоями позволяют ограничить их кондуктивный теплообмен между собой в поперечном направлении. В то же время усиливается эффект продольного кондуктивного теплообмена за счет взаимодействия боковых поверхностей теплопроводных колец 3 с боковыми поверхностями колец, составляющих слои.

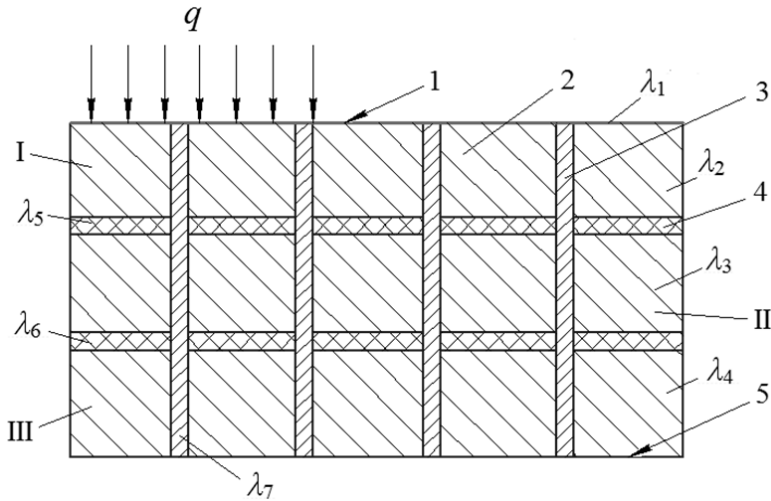


Рис. 9. Схема поперечного и продольного регулирования энергонагруженности слоев обода тормозного шкива: 1, 5 – рабочая и нерабочая поверхности обода; 2 – металлические слои обода; 3, 4 – теплопроводные и теплоизоляционные кольца

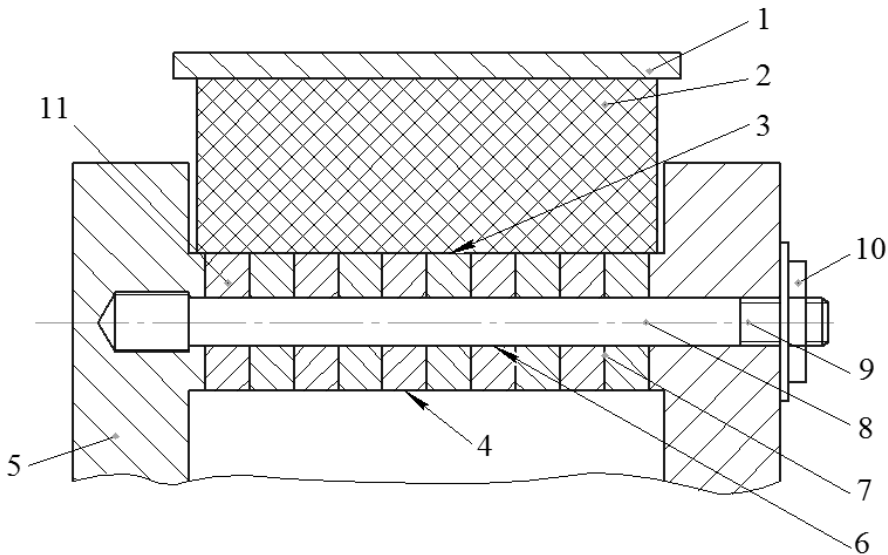


Рис. 10. Поперечный разрез фрикционного узла ленточно-колодочного тормоза: 1 – тормозная лента; 2 – фрикционная накладка; 3 – поверхность фрикционного взаимодействия; 4 – наружная поверхность обода; 5 – реборды шкива; 6 – поверхность кондуктивного взаимодействия; 7 – теплоизоляционные кольца; 8 – сквозные отверстия; 9 – цилиндрические штыри; 10 – крепежные гайки; 11 – теплопроводные цилиндрические кольца

Таким образом, за счет деления обода шкива на кольца, сформированных в слои, с помощью радиальных теплопроводных цилиндрических колец и теплоизоляционных колец, разделяющих слои обода, т.е. путем его разбивки на элементы с незначительной металлоемкостью, достигается существенное уменьшение градиентов температуры по толщине обода и по его рабочей поверхности посредством поперечного и продольного регулирования их энергонагруженности.

Единичный «мостик теплоотвода» реализован в конструкции фрикционного узла ленточно-колодочного тормоза (рис. 10). Снижение температурных градиентов во фрикционных узлах тормоза базируется на том, что материалы тепло-

проводных цилиндрических колец имеют меньший по величине коэффициент теплопроводности, нежели материалы цилиндрических штырей, обеспечивая тем самым сток генерируемой теплоты кондуктивным теплообменом при электротермомеханическом трении к энергоемким боковым ребордам шкива.

Что касается «магнитных мостиков» применительно к полимерным накладкам, то они детально освещены в работе [1].

**Выводы.** Таким образом, показано управление тепловыми токами при электротермомеханическом трении в металлополимерных парах трения ленточно-колодочного тормоза, а также их продольное и поперечное регулирование с помощью «электрических и тепловых мостиков» в их элементах.

#### Список литературы

1. Евдокимов Ю. А. Тепловая задача металлополимерных трибосопряжений / Ю.А. Евдокимов, В.И. Колесников, С.А. Подрезов. – Ростов на Дону: Из-во ростовского ун-та, 1987. – 168с.
2. Пат. 2221172 С1 Российской Федерации, МПК<sup>7</sup>F16D 49/08. Многосекционный ленточно-колодочный тормоз / А. А. Петрик, Н. А. Вольченко, Д. А. Вольченко: Заявитель и патентообладатель Кубанск. государствен. технолог. ун-т.- Заявл. 20.06.2002; Опубл. 10.01.2004, Бюл. №1.
3. Пат. 2279579 С1 Российской Федерации, МПК<sup>7</sup>F16D 65/813. Способ нагревания и охлаждения тормозных шкивов ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок при оценке их теплового баланса / А. И. Вольченко, А. А. Петрик, Н. А. Вольченко, Д. А. Вольченко, П. Ю. Пургал, Л. И. Криштопа: Заявитель и патентообладатель Кубанск. государствен. технолог. ун-т.- Заявл. 30.08.2004; Опубл. 10.07.2006, Бюл. №19.
4. Основы теплопередачи в авиационной и ракетно-космической технике / Под редакцией В. К. Кошкина. – М.: Машиностроение, 1985. – 624с.
5. Пат. 2386061 С2 РФ МПК F16D 49/08, F16D 65/813. Способ определения коэффициентов распределения тепловых потоков между парами трения различных видов фрикционных узлов в ленточно-колодочных тормозах буровых лебедок (варианты) / Вольченко А. И., Петрик А. А., Вольченко Н. А., Вольченко Д. А.; заявитель и патентообладатель Ивано-Франковск. национал. техн. ун-т нефти и газа. - №2007128496/11; заявл. 24.07.2007; опубл. 10.04.2010, Бюл № 10. – 14с.
6. Джанахмедов А. Х. Нефтяная трибология / А. Х. Джанахмедов – Баку: Элм, 2003. – 326с.
7. Трение, износ и смазка (трибология и триботехника) / Под общ. редакцией А. В. Чичинадзе. - М.: Машиностроение, 2003. - 575 с.
8. Пат 2502900 С2 РФ F16D 49/08. Способ электродинамического установления закономерностей изменения эксплуатационных параметров металлополимерных пар трения ленточно-колодочных тормозов буровой лебедки / Вольченко А. И., Вольченко Н. А., Вольченко Д. А., Поляков П. А., Возный А. В.; заявитель и патентообладатель Ивано-Франковск. национал. техн. ун-т нефти и газа. - №20125664/11; заявл. 20.02.2012; опубл. 27.12.2013, Бюл № 36. – 11с.
9. Ленточно-колодочные тормозные устройства. Монография (научное издание) в 2 т. Т.2 / [Н. А. Вольченко, Д. А. Вольченко, С. И. Крыштопа, Д. Ю. Журавлев, А. В. Возный]. – Кубанск. государств. технолог. ун-ет. – Краснодар – Ивано-Франковск, 2013. – 441 с.

---

*Д. О. ВОЛЬЧЕНКО*

### **ЗНИЖЕННЯ ЕНЕРГОНАВАНТАЖЕНОСТІ МЕТАЛОПОЛІМЕРНИХ ПАР ТЕРТЯ СТРИЧКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ БУРОВИХ ЛЕБІДОК**

У матеріалах статті проаналізовано серійні гальмівні шківни і наведена оцінка їх теплового балансу і енергонавантаженості шарів обода, а також інтенсифікація охолодження металополімерних пар тертя гальмівних пристроїв.

**Ключові слова:** стрічково-колодке гальмо, пара тертя, гальмівний шків і його обід, полімерна фрикційна накладка, багатопарний вузол тертя, шари обода.

*D. A. VOLCHENKO*

### **ENERGY LOADING REDUCTION OF METAL-POLYMER FRICTION PAIRS OF BAND-BLOCK BRAKES OF DRAWWORKS**

We've analyzed serial brake pulleys and have given an estimate of the heat balance and energy loading of rim layers, and intensification of the cooling of metal-polymer friction brakes. Objective – evaluation of energyloading of metal-polymer friction pairs of band-block brakes and development of methods and means of its decline. We have considered the following questions: design features of brake pulleys and evaluation of their thermal balance; evaluation of energyloading of metal layers of friction element; intensification of metal-polymer cooling of friction brakes.

**Keywords:** band-block brake, friction pair, brake pulley and its rim, polymer friction pad, multipair friction unit, layers of rim.

**Вольченко Дмитрій Александрович** – д-р техн. наук, професор кафедри разработки нефтяных и газовых месторождений, Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, г. Ивано-Франковск, Украина, vol21@ukr.net.