

УДК 621.891

М. В. КИНДРАЧУК¹, Н. А. ВОЛЬЧЕНКО², Д. А. ВОЛЬЧЕНКО³,
Д. Ю. ЖУРАВЛЕВ³, А. В. ВОЗНИЙ³

¹Национальный авиационный университет, Украина

²Кубанский государственный технологический университет, Россия

³Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, Украина

КОНТАКТНОЕ И КОНТАКТНО-ИМПУЛЬСНОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ В МНОГОПАРНЫХ ФРИКЦИОННЫХ УЗЛАХ ЛЕНТОЧНО-КОЛОДОЧНОГО ТОРМОЗА

Произведено обоснование теоретического и экспериментального характера применения в многопарных фрикционных узлах ленточно-колодочного тормоза комбинированных тормозных лент. Рассмотрено контактное взаимодействие в паре «металл-металл» и контактно-импульсное взаимодействие в паре трения «шків-накладки» в многопарных фрикционных узлах.

Ключевые слова: ленточно-колодочный тормоз, многопарный фрикционный узел, серийная и комбинированная лента, фрикционная накладка, тормозной шків, контактно-импульсное взаимодействие, износ, модель, конструктивные и эксплуатационные параметры.

Введение. Ленточно-колодочный тормоз буровой лебедки обеспечивает удержание на весу колонны бурильных труб перед их спуском, а также способствует их эффективному спуску в скважину. В указанных технологических операциях немаловажная роль отводится фрикционным узлам тормоза. Материалы фрикционных узлов должны отвечать не только механическим, электрическим и тепловым характеристикам при контактно-импульсном взаимодействии пар трения «шків-накладки», но и иметь износо-фрикционные свойства, которые обеспечивают эффективное торможение при не достижении уровня допустимых удельных нагрузок и поверхностных температур. Последних можно избежать благодаря наличию в многопарных фрикционных узлах тормоза комбинированных тормозных лент, формирующих дополнительные пары трения [1].

Состояние проблемы. Применение в комбинированной тормозной ленте двух лент (основной и дополнительной) позволит использовать энергию ее деформации на улучшение податливости для увеличения квазистатического коэффициента взаимного перекрытия поверхностей основной и дополнительной лент, и как следствие, динамического коэффициента взаимного перекрытия металлополимерных пар трения при их контактно-импульсном взаимодействии. Для улучшения податливости основной тормозной ленты необходимо уменьшить толщину ее поперечного сечения, сохраняя при этом ее прочность, а также освободить от фрикционных накладок [2]. Последние должны нагружать дополнительную тормозную ленту. Все это в конечном итоге и приведет к уменьшению соотношения S_H/S_C (S_H , S_C – натяжения набегающей и сбегающей ветви ленты). Однако при этом возможен вариант, что часть растягивающего усилия от основной ленты будет брать на себя дополнительная лента и тем самым будет частично разгружена первая.

Многопарные фрикционные узлы ленточно-колодочного тормоза. Остановимся на конструктивных особенностях и работе многопарных фрикционных узлах тормоза.

На рис. 1, *а* приведена кинематическая схема буровой лебедки; на рис. 1, *б* показана кинематическая схема ленточно-колодочного тормоза с комбинированной лентой; на рис. 1, *в* – поперечный разрез по *А-А* фрикционного узла с участками основной и дополнительной ленты (рис. 1, *б*); на рис. 1, *г* показан вид *Б* – пластмассовый фрикционный и металлический крепежные элементы; на рис. 1, *д* изображен участок дополнительной ленты с продольными пазами и вырезами; на рис. 1, *е* – узел с подрессоренным оттяжным устройством.

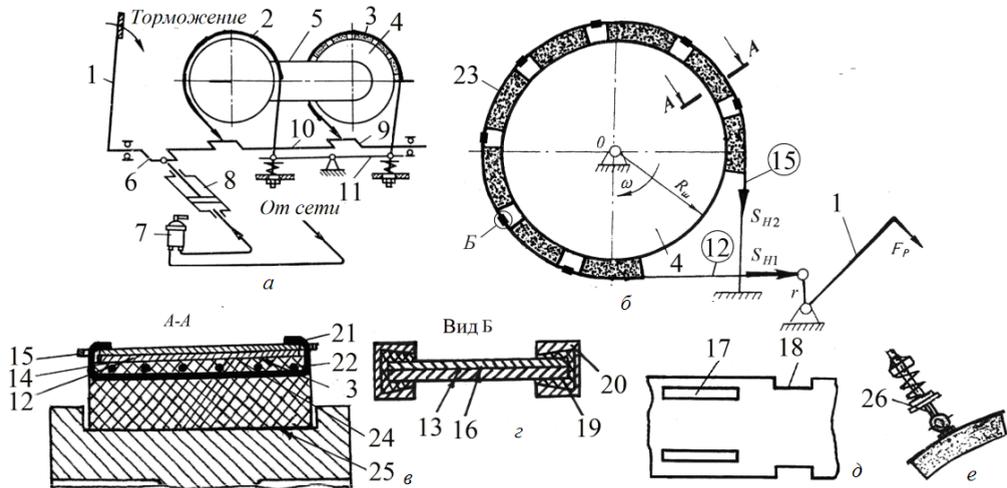


Рис. 1. Ленточно-колодочный тормоз буровой лебедки с многопарными узлами трения: 1 – рычаг управления; 2 и 3 – серийные тормозные ленты и фрикционные накладки; 4 – тормозной шкив; 5 – барабан; 6, 9, 10 – мотылевые шейки коленчатого вала; 7 – кран бурильщика; 8 – пневмоцилиндр; 11 – балансиры; 12, 13, 14 – основная тормозная лента и ее наружная и внутренняя поверхности; 15, 16, 17, 18 – дополнительная тормозная лента и ее внутренняя поверхность, продольные пазы и прямоугольные вырезы; 19, 20 – пластмассовый фрикционный и металлический крепежные элементы; 21, 22 – крепежные планки накладок и проволока для их армирования; 24, 25 – наружная и рабочая поверхности фрикционной накладки; 26 – подрессоренное оттяжное устройство

Ленточно-колодочный тормоз буровой лебедки с многопарными узлами трения содержит комбинированную тормозную ленту, состоящую из основной 12 и дополнительной 15 лент. Основные ленты 12 своими набегающими концами крепятся к мотылевым шейкам 6 и 9 коленчатого вала 10, а набегающие концы дополнительных лент 15 прикреплены к балансиру 11. Основная лента 12 имеет наружную 13 и внутреннюю 14 поверхности. Дополнительная лента 15 со своей внутренней поверхностью 16 имеет по бокам продольные пазы 17 одинакового поперечного сечения и длины. Кроме того, по бокам дополнительной ленты 15 имеются прямоугольные вырезы 18, в которые устанавливается пластмассовый 19 и металлический 20 крепежные элементы. Последние соединяют основную 12 и дополнительную 15 ленты между собой. Возможны и более перспективные способы крепления между собой тормозных лент 12 и 15.

Посередине каждого из пазов 17 дополнительной ленты 15 заведены выступы крепежных пластин 21, которые армируются проволокой 22 в теле серийных фрикционных накладок 3, имеющих наружную 24 и рабочую 25 поверхности. Крепежные элементы 19 и 20 являются ограничителями при перемещении фрикционных накладок 3 относительно поверхностей комбинированной тормозной ленты.

Для размыкания комбинированной тормозной ленты после завершения торможения используются подрессоренные оттяжные устройства 26, которые прикреплены к дополнительной ленте 15.

Монтаж комбинированной тормозной ленты производится следующим образом. Со стороны набегающего конца основной ленты 12 отсоединяется крепежное ушко (на рис. 1 не показано), которое к ней прикреплено болтовым соединением. После чего путем запрессовки фрикционных 19 и металлических 20 крепежных элементов соединяют ленты 12 и 15. Потом к дополнительной ленте 15 посредством пластин 21 крепятся серийные фрикционные накладки 3. Торец дополнительной ленты 15 упирается в торец крепежного ушка основной ленты 12, а торец основной ленты 12 упирается в торец крепежного ушка дополнительной ленты 15.

Таким образом, в комбинированной тормозной ленте реализован принцип разгрузки основной тормозной ленты 12 за счет устранения с ее тела концентраторов напряжений (отверстий под заклепки для крепления распорных планок для накладок; для крепления колец подрессоренных оттяжных устройств, а также продольных пазов под крепежные планки накладок). При этом увеличивается общая деформация набегающих ветвей основной 12 и дополнительной 15 лент. Как следствие, разность $S_{H1}-S_{H2}$ возрастает. Вместе с ней увеличивается сила трения на взаимодействующих поверхностях и создаваемый тормозной момент. При этом обеспечивается хорошая податливость основной ленты 12 при регламентированном коэффициенте запаса ее прочности.

Дополнительная тормозная лента 15 обеспечивает крепление серийных накладок 3, а также зазор между элементами пары трения «накладка-шкив» за счет крепления к ней подрессоренного оттяжного устройства 26.

Комбинированная тормозная лента несет только весовую нагрузку от фрикционных накладок 3. При этом необходимо отметить, что толщина комбинированной тормозной ленты незначительно превышает толщину серийной ленты.

В процессе работы ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки с многопарными узлами трения имеем следующие зоны взаимодействия: «наружная поверхность дополнительной ленты 15 – поверхность фрикционных крепежных элементов 19»; «внутренняя поверхность 16 дополнительной ленты 15 – наружная поверхность 13 основной ленты 12»; «внутренняя поверхность 14 основной ленты 12 – поверхности фрикционных крепежных элементов 19»; «внутренняя поверхность 14 основной ленты 12 – наружная поверхность 24 фрикционной накладки 3»; «рабочие поверхности 25 накладок 3 – рабочая поверхность тормозного шкива 4».

Условием работоспособности образующихся пар трения благодаря почти неподвижности фрикционных накладок 3 является следующее. Динамические коэффициенты трения скольжения во фрикционных узлах «рабочая поверхность шкива 4 – рабочие поверхности 25 накладок 3» и «внутренняя поверхность 14 основной ленты 12 – наружные поверхности 24 накладок 3» должны быть одинаковыми. Для этого чистота наружной 13 и внутренней 14 поверхностей основной ленты 12 должна быть такой же, как шероховатость рабочей поверхности шкива 4. Кроме того, микрогеометрия наружных поверхностей 24 и рабочих поверхностей 25 накладок 3 должна быть одинаковой.

Ленточно-колодочный тормоз буровой лебедки с многопарными узлами трения работает следующим образом. Перемещением рукоятки 1 осуществляется поворот коленчатого вала 10, в результате чего бурильщик затягивает основные

12 и дополнительные 15 тормозные ленты, замыкая тормоз. При этом величины S_{H1} и S_{H2} набегающих ветвей основной 12 и дополнительной 15 тормозных лент преодолевают силы сопротивления от взаимодействия поверхностей фрикционных крепежных элементов 19 с боковыми наружными поверхностями дополнительной ленты 15 и боковыми внутренними поверхностями 14 основной ленты 12. После чего возникает трение между внутренней поверхностью 16 дополнительной ленты 15 и наружной поверхностью 13 основной ленты 12. Сила этого трения расходуется на уменьшение разности сил натяжений участков лент 12 и 15 и, как следствие, уменьшение скачков удельных нагрузок p в парах трения «рабочие поверхности 25 накладок 3 – рабочая поверхность шкива 4». В конечном итоге это ведет к квазивыравниванию p по длине комбинированной тормозной ленты.

При этом за счет податливости основной ленты 12 происходит активное взаимодействие ее внутренней поверхности 14 с наружными поверхностями 24 фрикционных накладок 3, что приводит к возникновению силы трения покоя F_n . Наибольшей эффективностью обладают пары трения «рабочие поверхности 25 накладок 3 – рабочая поверхность шкива 4». В них возникает сила трения F_T , основной составляющей которой является динамический коэффициент трения скольжения f_c .

В какой-то момент торможения с увеличением прикладываемого к рычагу управления 1 усилия суммарные силы F_T и F_n приведут к остановке барабана 5 буровой лебедки. В дальнейшем стадии торможения ленточно-колодочным тормозом буровой лебедки с многопарными узлами трения повторяются.

Второй конструктивный вариант комбинированной ленты имеет ту особенность, что основная тормозная лента выполнена переменного поперечного сечения, увеличивающегося в сторону ее набегающего конца. При этом основная тормозная лента соединена с дополнительной лентой с помощью упругого наноматериала.

С учетом конструкции и особенностей работы комбинированных тормозных лент рассмотрим элементы теории контактного взаимодействия поверхностей основной и дополнительной ленты.

Закономерности изменения эксплуатационных параметров многопарных узлов трения при контактном взаимодействии поверхностей лент. В монопарных узлах трения ленточно-колодочного тормоза имеет место взаимодействие поверхностей основной с дополнительной лентой, входящих в состав комбинированной ленты.

Предварительное смещение первого и второго рода в отдельности почти не встречаются, так в объемных элементах, которыми являются основная и дополнительная тормозная лента, передающих натяжение их набегающих ветвей за счет контактных сил трения между взаимодействующими поверхностями и растяжения их тел, одновременно возникают и деформации депланационного сдвига. В практике имеют место смешанные случаи предварительных смещений.

Расчеты выполненные по зависимостям, приведенным в [3], устанавливают связь между конструктивными и динамическими параметрами первого варианта конструкции комбинированной ленты при взаимодействии основной и дополнительной лент, имеющим постоянное поперечное сечение, при предварительном смещении участков второго и смешанного рода (см. табл. 1).

Отметим, что существующее представление о том, что скольжение прекращается там, где касательные напряжения τ между взаимодействующими поверхностями тормозных лент, передающих растягивающую силу трением, превосходят удельные силы трения $\tau > qf$ является ошибочным, так как сдвигающая сила,

действующая между поверхностями тормозных лент, уравнивается всей суммой сил трения, накопившихся по длине упругого скольжения. В этом случае, когда зоны упругого скольжения распространяются на всю площадь контакта трения, происходит его срыв и начинается общее жесткое скольжение.

Согласно рис. 2 при замыкании тормоза в пределах зон скольжения возникает смещение тормозных лент, т.е. основной 12 относительно дополнительной 15 в связи с тем, что $S_{H1}/S_{H2} > 1,0$, которое соизмеримо с деформациями растяжения тормозных лент. Условно назовем его предварительным смещением второго рода. Между зонами скольжения l_{ck} расположена зона полного покоя l_n , в пределах которой основная 12 и дополнительная ленты одинаково растянуты и совершенно не смещаются, что справедливо при $h_1 > h_2$. При предварительном смещении второго рода длина зон упругого смещения l_{ck1} и l_{ck2} зависит от силы натяжения S_{H1} , сил контактного трения между наружной поверхностью 13 основной тормозной лентой 12 и внутренней поверхностью 16 дополнительной тормозной лентой 15, а также от соотношения жесткости основной и дополнительных тормозных лент, имеющих определенную упругость.

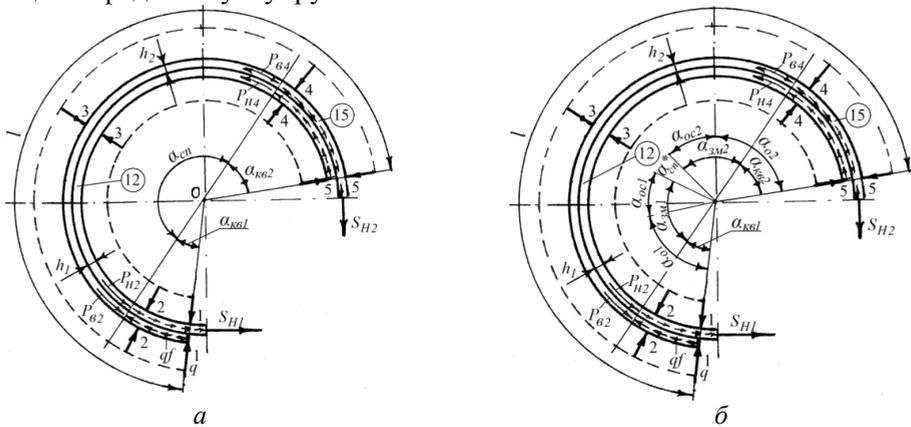


Рис. 2. Расчетная схема величины предварительного смещения второго (а) и смешанного (б) рода поверхностей основной тормозной ленты относительно дополнительной: q – силы сжатия основной и дополнительной тормозных лент на угле охвата длиной l ; $l = l_{ck1} + l_n + l_{ck2}$; l_{ck1} , l_{ck2} – длины участков лент на углах их скольжения α_{ck1} и α_{ck2} ; l_n – длина участков лент на угле покоя α_n ; qf – сила контактного трения между взаимодействующими поверхностями основной и дополнительной лент; h_1 , h_2 – толщины основной и дополнительной тормозных лент; P_{ni} , P_{ei} – силы взаимодействия, возникающие между основной и дополнительной лентами в i -ых сечениях 1–1, 2–2 и т.д.

Проанализируем величины длин участков основной и дополнительной лент на углах скольжения между которыми находится длина участка ленты на угле покоя. Участок покоя должен быть смещен в сторону набегающего участка основной ленты о чем свидетельствуют соотношения $l_n/l_{ck1} < l_n/l_{ck2}$, что позволит догрузить сбегавший участок основной ленты. При этом соотношения сил P_{ni}/P_{ei} должно быть всегда намного меньше S_{H1}/S_{H2} , обеспечивая тем самым работоспособность пар трения «металл-металл».

При анализе полученных ранее зависимостей установлено, что длина упругих зон зависит от соотношения приведенной жесткости основной и постоянной жесткости дополнительной тормозных лент и от их толщины. Согласно конструктивным особенностям комбинированной тормозной ленты c_o/c_d , поэтому дли-

на упругой зоны $l_{y.o}$ участка основной ленты будет небольшой. Постепенно накапливающиеся сдвиговые деформации переменных и постоянных поперечных сечений в упругих участках основной и дополнительной тормозных лент распространяются в зону относительного покоя $l_{отн.п.}$ и в ее пределах достигают максимальной величины γ_{do} (см. рис. 3). Накопление сдвиговых деформационных деформаций зависит от величины эксцентриситета точек приложения растягивающих усилий S_{H1} и S_{H2} , площадей поверхностей взаимодействия основной и дополнительной лент с приформованным к нему слоем прочного и податливого наноматериала, а также от конструктивных параметров поперечного сечения рассматриваемых участков лент. Зону, в пределах которой деформационные касательные напряжения в упругих лентах растут и где передается основное растягивающее усилие, условно назовем основной рабочей зоной $l_{p.o.}$, а зону, где передается относительно небольшая часть растягивающего усилия вследствие убывающих деформаций деформационного сдвига, - остаточной зоной $l_{ост.о.}$ (см. рис. 3). В связи с тем, что приведенная жесткость основной тормозной ленты велика по сравнению с постоянной жесткостью дополнительной ленты, длина основной рабочей зоны $l_{ост.д.}$ будет почти равна длине упругой зоны $l_{y.o.}$, а остаточной зоны $l_{ост.о.}$ - зоне относительного покоя $l_{отн.п.}$.

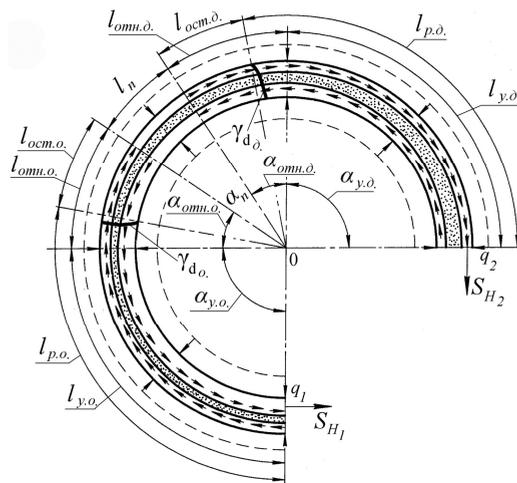


Рис. 3. Схема предварительного смещения (первого и второго рода) поверхностей основной тормозной ленты относительно дополнительной: S_{H1} , S_{H2} - натяжение набегающих ветвей основной и дополнительной тормозных лент; q_1 , q_2 - силы контактного взаимодействия поверхностей основной и дополнительной лент с поверхностями приформованного к ним слоя наноматериала; $q_1 f_1$ и $q_2 f_2$ - силы контактного трения покоя при взаимодействии поверхностей основной и дополнительной лент с поверхностями приформованного к ним слоя наноматериала; f_1 , f_2 - статические коэффициенты трения покоя при взаимодействии поверхностей слоя из наноматериала в комбинированной тормозной ленте с ее поверхностями; $l_{y.o.}$, $l_{y.д.}$ - длины участков основной и дополнительной лент на углах $\alpha_{y.o.}$ и $\alpha_{y.д.}$ их упругого деформирования; $l_{отн.о.}$, $l_{отн.д.}$ - длины участков основной и дополнительной лент на углах $\alpha_{отн.о.}$ и $\alpha_{отн.д.}$ предварительного смещения первого рода; l_n - длина участков основной и дополнительной лент на угле покоя α_n ; $l_{p.o.}$, $l_{p.д.}$ - длина участков основной и дополнительной лент, формирующих основные рабочие зоны; $l_{ост.о.}$, $l_{ост.д.}$ - длины участков основной и дополнительной лент, формирующих остаточные зоны; γ_{do} , $\gamma_{d.д.}$ - максимальные деформации сдвига в зоне относительного покоя

Проанализируем расчетные данные, полученные на основе зависимостей [3], приведенные в табл. 1. Работоспособность предварительного смещения участков лент первого и второго рода достигается при условии $S_{H1}/S_{H2} > qf_1/qf_2$, но при этом $f_1/f_2 > 1,0$ и $\gamma_{d.o.}/\gamma_{d.o.} > 1,0$ примерно на 4,0 – 8,0%.

Таким образом, накопление энергии деформаций растяжения в набегających ветвях основной и дополнительной тормозных лент, а также энергии деформации сдвига в слое из наноматериала в конечном итоге приводит к снижению растягивающих усилий S_{H1} и S_{H2} ; о чем свидетельствует их соотношение равное 2,5. Последнее является намного меньше, чем в серийном ленточно-колодочном тормозе $S_H/S_C = 4,5$.

Перейдем к рассмотрению контактно-импульсного взаимодействия микровыступов поверхностей «шків-накладка».

Закономерности изменения эксплуатационных параметров многопарных узлов трения при контактно-импульсном взаимодействии металлополимерных пар трения тормоза. Остановимся на выборе методов измерения исследуемых параметров моделей фрикционных узлов, в которых переменными были: толщина тормозной лент, толщины фрикционных накладок. Выделим нагрузки и контурные площадки пар трения «металл-металл» и «металл-полимер», которые являются основными параметрами.

Вероятностная оценка контурной площади контакта пары трения «шків-накладки», заключающаяся в экспериментальном определении возможности контактирования точки (микровыступа) обода шківа с рабочей поверхностью накладки. Геометрическая вероятность попадания точки, принадлежащей ободу шківа с площадью A_a , на поверхность накладки A_c , составляющей часть площади A_a , определяется отношением их площадей [4]. Тогда задачу о нахождении контурной площади контакта сводим к определению вероятности события, заключающегося в контактировании точки одного из трущихся тел с другим. Частота данного события определяется как отношение суммарного времени контактирования точки к периоду наблюдения. С увеличением времени наблюдения частота стремится к вероятности контактирования точки одного из тел трения с другим.

Тогда справедливо равенство вида $\tau_k/\tau = A_c/A_a$, где τ_k , τ – суммарное контактирование точки наблюдения. В случае, если вероятность контактирования точки зависит от координат поверхности трения, необходимо определять среднюю частоту контактирования:

$$P_{cp} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n P_i$$
 где P_i – частота контактирования точки, оп-

ределенная с помощью i -го датчика контакта. Таким датчиком контактно-импульсного взаимодействия является металлический проводник, вмонтированный во фрикционную накладку на ее середине перпендикулярно рабочей поверхности обода тормозного шківа (см. рис. 4). В качестве металлического проводника выступают хромель-алюмелевые термопары [5].

Последние вмонтированы в тело фрикционной накладки заподлицо ее рабочей поверхности, а последующие головки термопар установлены на 0,5 мм со смещением по толщине накладки. Это позволяет при поочередном выходе из строя термопар (происходит истирание их головок) определять в различных зонах накладки, находящихся под воздействием неодинаковых динамических и тепловых нагрузок следующие параметры: зоны контурной площади контакта, суммарное время контактирования; генерируемую разность потенциалов электрического тока; линейный износ рабочей поверхности накладки.

Таблица 1

Прогнозируемые эксплуатационные параметры при взаимодействии основной с дополнительной лентой в составе комбинированной ленты

Комбинированная тормозная лента при взаимодействии ее составляющих с:	Эксплуатационные параметры при предварительном смещении участков лент													
	второго и смешанного рода					первого и второго рода								
	$\frac{l_n}{l_{ck1}}$	$\frac{l_n}{l_{ck2}}$	$\frac{l_{ck1}}{l_{ck2}}$	$\frac{qf}{kH}$	$\frac{P_{н1}}{P_{в1}}$	$\frac{S_{н1}}{S_{н2}}$	$\frac{f_1}{f_2}$	$\frac{q_1 f_1}{q_2 f_2}$	$\frac{l_{y.o.}}{l_{y.d.}}$	$\frac{l_{от.o.}}{l_{от.d.}}$	$I_{нs} M$	$\frac{l_{p.o.}}{l_{p.d.}}$	$\frac{l_{ост.o.}}{l_{ост.d.}}$	$\frac{\gamma_{d.o.}}{\gamma_{d.d.}}$
основной: толщина – I-ый вариант $h_1 = 4,63$ мм; II-ой вариант, $h_2 = 2,0 - 4,0$ мм; ширина $b = 0,18$ м; длина, $l = 2,4$ м)	0,687	0,752	0,914	200	2,28	2,5	1,05	1,98	0,51	0,64	0,833	0,48	1,22	1,06
дополнительной: толщина, $h = 1,52$ мм; ширина $b = 0,22$ м; длина, $l = 2,4$ м; лентой														

Условные обозначения: l_{ck1}, l_{ck2} – длины участков основной и дополнительной лент на углах скольжения α_{ck1} и α_{ck2} ; l_n – длина участка ленты на угле покоя α_n ; qf – сила контактного трения; $P_{н1}, P_{в1}$ – силы взаимодействия, возникающие в i -ых их сечениях; $S_{н1}/S_{н2}$ – отношение усилий натяжения ветвей основной к дополнительной ленте; f_1/f_2 – отношение коэффициентов трения покоя в комбинированной ленте при взаимодействии поверхностей слоя с наноматериала с ее поверхностями; $q_1 f_1/q_2 f_2$ – отношение сил контактного трения покоя; $l_{y.o.}/l_{y.d.}$ – отношение длин участков основной к дополнительной ленте на углах $\alpha_{y.o.}$ и $\alpha_{y.d.}$; $l_{от.o.}/l_{от.d.}$ – отношение длины основной к дополнительной ленте на углах $\alpha_{от.o.}$ и $\alpha_{от.d.}$; l_n – длина участков основной и дополнительной лент на угле покоя α_n ; $l_{p.o.}/l_{p.d.}$ – отношение длины участков рабочих зоны основной к дополнительной ленте; $l_{ост.o.}/l_{ост.d.}$ – отношение участков остаточной зоны основной к дополнительной ленте; $\gamma_{d.o.}/\gamma_{d.d.}$ – отношение максимальных деформационных смещений в зоне относительного покоя участков основной к дополнительной ленте

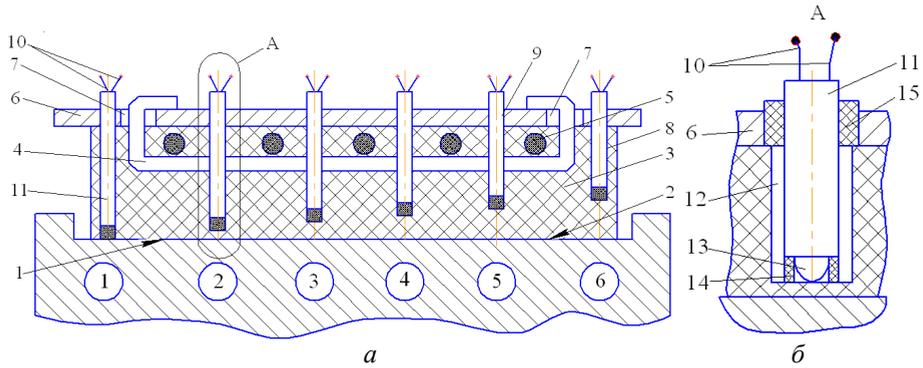


Рис. 4. Продольный разрез фрикционного узла с вмонтированными термопарами в тело накладки (а) и вид А (б) на установленную термопару: 1, 2 – рабочие поверхности: тормозного шкива; фрикционной накладки; 3 – тело фрикционной накладки; 4 – крепежная планка с усиками; 5 – армирующая проволока; 6 – тормозная лента; 7 – прорезы в тормозной ленте; 8 – сквозные и несквозные отверстия в теле накладки; 9 – сквозные отверстия в тормозной ленте; 10, 11 – термоэлектроды термопар; 12 – керамические трубки; 13 – головки термопар; 14 – ограничительное кольцо; 15 – компенсационные упругие кольца

Контактно-импульсное взаимодействие металлополимерных пар трения ленточно-колодочного тормоза, выражающееся закономерностью изменения нормального усилия по времени торможения, представлено на рис. 5. Из последнего следует, что закономерность изменения нормального усилия по времени имеет волновую природу и приближается к квазисинусоидальному закону его изменения. При этом подтверждаются теоретические исследования, выполненные авторами, согласно которого имели место колебательные процессы микровыступов обода шкива для схем импульсных моментов с положительными и отрицательными составляющими [4].

Закономерности импульсного изменения контактного нормального усилия в паре трения «шків-накладка» ленточно-колодочного тормоза по длине накладки в различных зонах ее ширины a взаимодействия проиллюстрирована на рис. 6. При этом накладка по ширине была разбита на три зоны: первая ($a_1 = 30,0$ мм); вторая ($a_2 = 60,0$ мм); и третья ($a_3 = 90,0$ мм). Первая и вторая зоны фрикционной накладке находились на ее набегающей части, а третья зона располагалась на сбегающей части накладке. Максимальные нормальные усилия имели место в первой и второй зоне (кривые 1 и 2), а минимальные – в третьей зоне (кривая 3). Если рассматривать изменение нормальных усилий по длине фрикционной накладке, то со стороны незащемленного края обода шкива примерно на одной третьей его длины наблюдалось квазивыравнивание нормальных усилий.

С целью оценки влияния диаметра датчика на результаты определения контурной площади контакта проводились испытания пары трения скольжения на модельном тормозном стенде при относительной скорости 2,0–3,5 м/с, номинальной удельной нагрузке 0,3–1,25 МПа и диаметрах датчиков 0,19; 0,27; 0,78 мм. При давлении 1,25 МПа величина относительной площади, измеренная с помощью датчика диаметром 0,78 мм, стремилась к насыщению и определялась микрогеометрией контактирующих элементов. Относительная площадь, полученная с помощью измерений датчиками диаметром 0,19 и 0,27 мм, зависела от номинальной удельной нагрузки во всем диапазоне ее изменения. Рекомендуется для оценки кон-

турной площади контакта металлополимерного контакта фрикционных пар ленточно-колодочного тормоза принять датчики диаметром не более 0,2 мм.

Зависимость интенсивности изнашивания на контурной площади определялась из серии испытаний в промышленных условиях на металлополимерных парах трения ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки У2-5-5. Пара трения: фрикционная накладка ФК-24А по стали 35ХНЛ при коэффициенте взаимного перекрытия $K_{63}=0,75$.

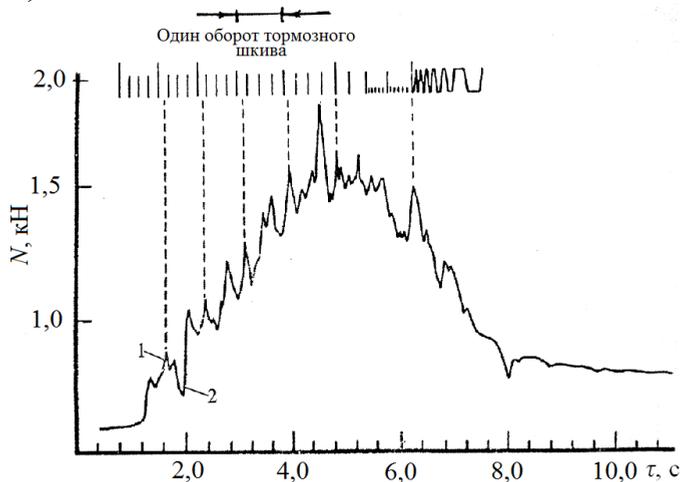


Рис. 5 Фрагмент осциллограммы изменения нормального усилия в контакте пары трения «шків-накладка» при импульсном взаимодействии (1 – положительном; 2 – отрицательном) ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки по времени торможения

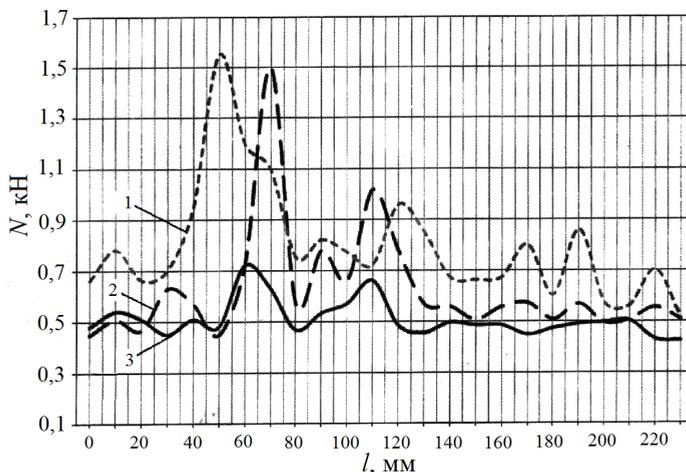


Рис. 6. Импульсное изменение контактного нормального усилия в паре трения «накладка-шків» тормоза по длине накладки в различных зонах ее ширины a взаимодействия: кривая 1 ($a = 30,0$ мм); кривая 2 ($a = 60,0$ мм); кривая 3 ($a = 90,0$ мм)

В процессе испытаний регистрировались: удельные нагрузки, температура поверхности трения и суммарное время контактирования точек накладки. Линейный износ полимерной накладки замерялся после снятия накладки с тормозной ленты с помощью микрометра с ценой деления 0,001 мм. Результаты испытаний свидетельствуют, что энергетическая интенсивность изнашивания Γ_w^a зависит от номинальных удельных нагрузок и поверхностной температуры. При

температуре порядка 673 К интенсивность износа катастрофически росла. Интенсивность изнашивания на контурной площади I^p_w определялась только температурой поверхности трения, практически не зависит от номинальных удельных нагрузок и поэтому является более универсальной характеристикой чем I^a_w .

С целью апробации предложенной методики оценки нагруженности фрикционного контакта проводились испытания при $K_{e3} = 0,75$ металлополимерных пар трения ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки при спуске колонны бурильных труб в скважину на глубину 4108 м. Колонна бурильных труб набиралась из 102 свечей, из которых 6 свечей УБТ (утяжеленные бурильные трубы), а остальные свечи ЛБТ (легкие) с общим весом 962,3 кН (табл. 2).

Таблица 2

Результаты экспериментальных исследований энергонагруженности металлополимерных пар трения ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки

Номер опыта	Количество свечей, шт	Начальная угловая частота вращения обода шкива, c^{-1}	Номинальная удельная нагрузка, МПа	Поверхностная температура, $^{\circ}C$	Время:		Линейный износ рабочей поверхности накладки, мм
					Контактирования τ_c , с	наблюдения τ , с	
1	24	6,1	0,34	390	47,1	362	2,5
2	42	5,2	0,61	470	90,3	378	5,0
3	57	5,2	0,82	460	124,5	390	7,5
4	78	7,2	0,97	550	158,8	401	10,0
5	87	8,1	1,1	540	193,8	415	12,5
6	96	8,4	1,21	480	241,9	420	15,0

Что касается суммарного времени контакта точек накладки, производная которого по времени наблюдения определяет относительную площадь контакта: $\eta_c(t) = (K_1/K_2) \operatorname{tg} \alpha$, где K_1 и K_2 – масштабы суммарного времени контактирования и времени наблюдения; α – угол между касательной к кривой суммарного времени контактирования и продольной линией отсчета.

Изменение контурной площади контакта в процессе торможения для накладки с $K_{e31} = 3,4 \cdot 10^{-2}$ при различной номинальной удельной нагрузке приведено на рис. 7. При трении накладки с $K_{e31} = 3,4 \cdot 10^{-2}$ относительная контурная площадь контакта в процессе торможения составляет 0,2–0,8, т.е. с уменьшением K_{e31} и увеличением номинальной удельной нагрузки поверхности трения становится более равномерным.

Таким образом, введение относительной площади контакта в методику расчетно-экспериментальной оценки нагруженности пар трения скольжения позволяет повысить точность прогноза долговечности фрикционного узла.

Износ рабочих поверхностей фрикционных накладок тормоза. При взаимодействии металлополимерных пар трения тормозных устройств контакт носит дискретный характер из-за постоянной смены его элементарных участков. По-

следние представляют собой очаги «электрических» и «термических» неровностей. «Электрические» очаги способствуют генерированию электрических токов с помощью сформированных микротермобатарей с различными свойствами материалов. Поэтому они могут работать в режиме микротермоэлектрогенератора и микротермоэлектрохолодильника [1; 6; 7]. Одни участки нагреваются, другие - охлаждаются. «Термические» очаги нагреваются за счет трибоэффекта. В дальнейшем более разогретые участки поверхности трения в результате термического расширения и податливости приподнимаются над остальной поверхностью и вследствие этого начинают воспринимать всю приложенную нагрузку. Это продолжается до тех пор, пока локальный износ этого участка не приведет к понижению его уровня, после чего опять произойдет перераспределение нагрузки, которая окажется приложенной к другим участкам поверхности.

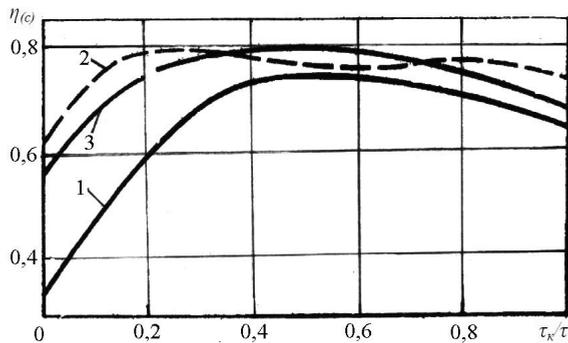


Рис. 7. Закономерности изменения контурной площади контакта при различных номинальных удельных нагрузках (p) в металлополимерной паре трения: кривая 1 – $p = 0,38$ МПа; кривая 2 – $p = 0,7$ МПа; кривая 3 – $p = 0,9$ МПа

В процессе фрикционного взаимодействия металлополимерных пар трения, т.е. при скольжении микровыступов, металлический элемент трения получает микроимпульсы со стороны микровыступов неподвижного контртела, которым является рабочая поверхность полимерной накладки (прямая пара трения). В обратных парах трения все происходит наоборот. В многопарных фрикционных узлах ленточно-колодочного тормоза независимо от стадии торможения сначала работают обратные пары трения, а затем прямые. Импульсные колебания величины нормального усилия, действующего со стороны тормозной ленты, определяются жесткостью фрикционного стыка.

Исследования износа фрикционных накладок ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки У2-5-5 проводилось на серийных и усовершенствованных фрикционных узлах. В последних использован эффект предварительного смещения второго и смешанного рода поверхностей основной относительно дополнительной тормозной ленты (прогнозируемый износ). Ранее было показано, что практический интерес представляет исследование неравномерности износа по ширине.

В результате обработки экспериментальных данных, касающихся износа рабочих поверхностей фрикционных накладок, были построены графические зависимости, устанавливающие связь между линейным износом рабочих поверхностей накладок на дуге охвата лентой шкива тормоза и количеством спусков бурильного инструмента при шести спуско-подъемных операциях для: рис. 8 а – 7, 11, 16 и 18-ой накладок; рис. 8, б – двадцати двух накладок ленты.

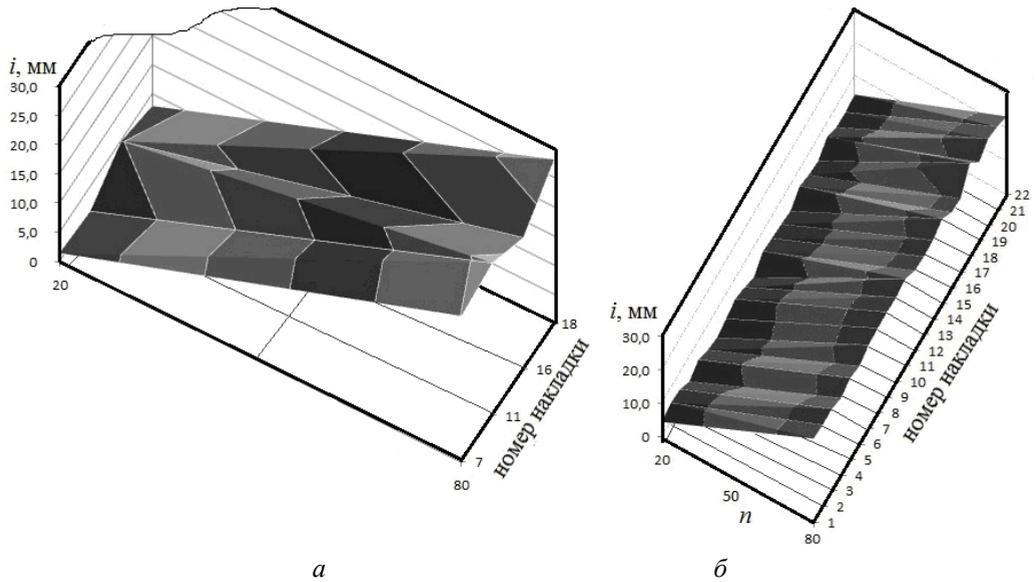


Рис. 8. Закономерности линейного износа рабочих поверхностей фрикционных накладок на дугеохваталентой шкива тормоза в зависимости от количества спусков бурильного инструмента при шести спускоподъемных операциях для:
a – 7, 11, 16 и 18-ой накладок; *б* – двадцати двух накладок ленты

При этом накладки могут отработать до допустимого износа, т.е. на толщину 26,0 мм, соответственно, 82; 78; 92 и 75 спусков инструмента при бурении скважины. Из указанных значений спусков находим среднюю величину, равную 82-ум спускам. Отклонение остальных численных значений спусков от полученной средней величины составляют, соответственно, 12,2; 8,53; 4,88%. Следовательно, количество спусков существенно не различается, что указывает на некоторое выравнивание удельных нагрузок на вышеуказанных накладках.

По результатам обработки экспериментальных данных были получены зависимости для определения износа накладок по ширине, коэффициент корреляции, соответствующий каждой из них и средняя квадратическая ошибка применительно к количеству спусков бурильного инструмента в скважину. Для фрикционных накладок тормозной ленты коэффициент корреляции изменяется в следующих пределах: от $r = 0,714$ до $r = 0,995$, соответственно, для 21-ой и 12-ой накладок. Величины коэффициентов корреляции r близки к 1,0, что свидетельствует об устойчивой связи между количеством спусков бурильного инструмента и износом по ширине накладок. Максимальное и минимальное отклонения числа спусков бурильного инструмента, для вышеотмеченных накладок равно 1,98 и 13,85.

На рис. 9 показаны гистограммы распределения износа по ширине фрикционных накладок ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки У2-5-5. Гистограммы строились по следующей зависимости

$$P' = \sum m_i / \sum m_n,$$

где m_i – суммарное число фрикционных накладок, имеющих неравномерный износ, соответственно, от и до: 0-1, 1-2, 2-3, 3-4, 4-5, 5-6 мм; m_n – общее число исследуемых фрикционных накладок (33 шт.).

Проанализируем гистограммы, приведенные на рис. 9. В качестве примера рассмотрим накладки (7, 11, 16 и 18-ю) тормозной ленты в серийных узлах имею-

щие неравномерность износа от 3,0 до 4,5 мм, которая характеризуется следующими частотами, соответственно, 10; 9; 10; и 4 %. Из остальных гистограмм неравномерности износа накладок также следует, что накладки набегающей ветви ленты имеют меньшую величину неравномерности износа, чем сбегающей. Это объясняется, в первую очередь, более высокой амплитудой колебаний сбегающей ветви ленты, вызывающей перекося фрикционных накладок, а также действующих на них переменных удельных нагрузок.

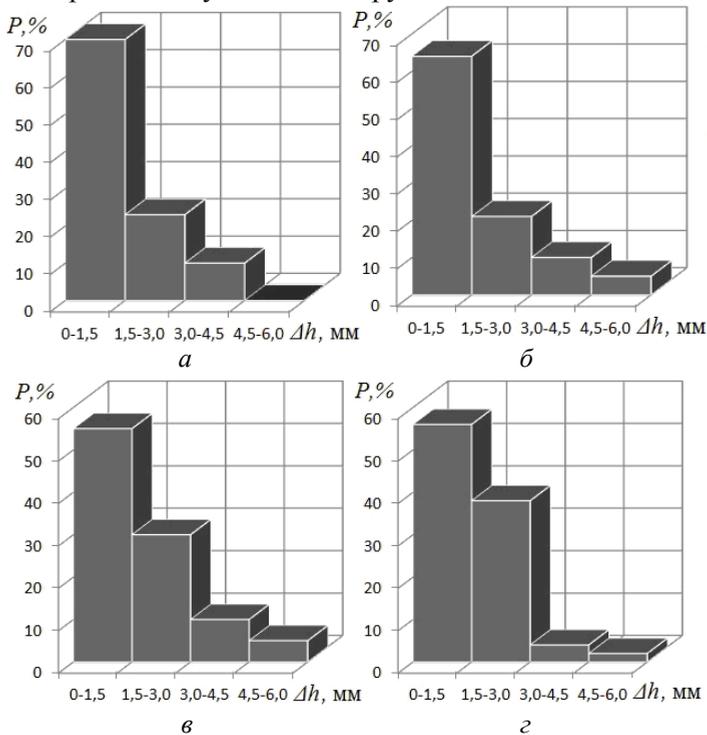


Рис. 9. Гистограммы распределения неравномерности износа серийных накладок (по ширине) ленточно-колодочного тормоза: *а* – 7-ой; *б* – 11-ой; *в* – 16-ой; *г* – 18-ой

В усовершенствованных фрикционных узлах (рис. 10) неравномерность износа 3,0–4,5 мм накладок не наблюдалась. Если неравномерность износа изменяется от 1,5 до 3,0 мм, то расположенные на набегающей ветви ленты накладки (7 и 11-я) имеют ее следующие частоты, соответственно, 36 и 42 %, а для накладок (16 и 18-ой) сбегающей ветви ленты равны, соответственно, 17 и 53 %.

И в этом случае фрикционные накладки набегающей ветви ленты имеют меньшую величину неравномерности износа, чем сбегающей. Как следует из гистограмм, величины неравномерности износа накладок по ширине в усовершенствованных узлах трения существенно уменьшились по сравнению с величинами неравномерности износа в серийных узлах трения, что объясняется заметным снижением удельных нагрузок, и как следствие, поверхностных температур накладок, упрочнением их рабочих поверхностей и образованием паровой подушки между парами трения тормоза, способствующей уменьшению амплитуды колебаний тормозной ленты и ударных нагрузок. Кроме того, наблюдается снижение поверхностных температур накладок набегающей ветви ленты до температуры сбегающей, что приводит к некоторому выравниванию их износа. Исходя из этого, можно производить одновременную замену фрикционных накладок набегающей и сбегающей ветви тормозных лент.

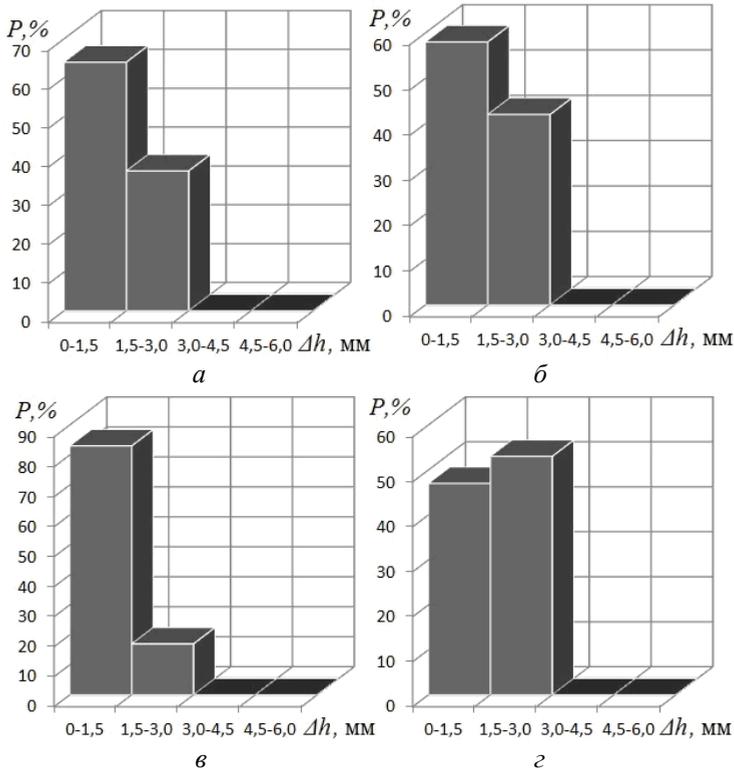


Рис. 10. Гистограммы распределения неравномерности износа накладок (по ширине) в усовершенствованных фрикционных узлах тормоза: *а* – 7-ой; *б* – 11-ой; *в* – 16-ой; *г* – 18-ой

Выводы. Таким образом, использование в многопарных фрикционных узлах ленточно-колодочного тормоза комбинированных тормозных лент позволит разгрузить основную ленту от фрикционных накладок, перераспределить растягивающие усилия от основной ленты к дополнительной, создавая при этом пары трения «лента-лента» и «лента-накладка», что позволило уменьшить усилия натяжения на концах лент, и как следствие, квазивыровнять удельные нагрузки в парах трения «шків-накладки», а также уменьшить неравномерность износа рабочих поверхностей накладок.

Список литературы

1. Ленточно-колодочные тормозные устройства. Монография (научное издание) в 2 т. Т.2 / [Н.А. Вольченко, Д.А. Вольченко, В.Я. Малик, П.А. Поляков]; под общ.ред. А.А.Петрика. – Краснодар: Изд-во Кубанск. государств.технолог. ун-та, 2009. – 276 с.
2. Работоспособность фрикционных узлов ленточно-колодочных тормозов с комбинированными лентами буровой лебедки/А.Х. Джанахмедов, Н.А. Вольченко, Д.А. Вольченко, С.И. Крыштопа, А.В. Возный // Вестник Азербайджанской инженерной академии. – Баку. – 2012. – №4(4). – С.27–43.
3. 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-т. – Краснодар – Ивано-Франковск, 2013. – 441 с.
4. Крагельский И.В. Фрикционные автоколебания /И.В. Крагельский, Н.В. Гитис. – М.: Наука, 1987. – 182 с.
5. Саченко А.А. Совершенствование методов измерения температуры / А.А. Саченко, Е.Я. Твердый. – К.: Техніка, 1983. – 104 с.

6. Джанахмедов А.Х. Нефтяная трибология / А.Х. Джанахмедов. – Баку: Элм, 2003. – 326 с.

7. Трибологія: підруч. / М.В. Кіндрачук, В.Ф. Лабунець, М.І. Пашечко, Є.В. Корбут. – К.: Вид-во нац. авіац. ун-ту «НАУ-друк», 2009. – 392 с.

Стаття надійшла до редакції 10.09.2013

М. В. КІНДРАЧУК, М. О. ВОЛЬЧЕНКО, Д. О. ВОЛЬЧЕНКО, Д. Ю. ЖУРАВЛЬОВ, А. В. ВОЗНИЙ

КОНТАКТНА ТА КОНТАКТНО-ІМПУЛЬСНА ВЗАЄМОДІЯ У БАГАТОПАРНИХ ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛАХ СТІЧКОВО-КОЛОДКОВОГО ГАЛЬМА

Проведено обґрунтування теоретичного та експериментального характеру застосування у багатопарних фрикційних вузлах стрічково-колодкового гальма комбінованих гальмівних стрічок. Розглянута контактна взаємодія в парі «метал-метал» та контактано-імпульсна взаємодія в парі тертя «шків-накладки» в багато парних фрикційних вузлах.

Ключові слова: стрічково-колодке гальмо, багатопарний фрикційний вузол, серійна та комбінована стрічка, фрикційна накладка, гальмівний шків, контактано-імпульсна взаємодія, зношування, модель, конструктивні та експлуатаційні параметри.

М. V. KINDRACHUK, N. A. VOLCHENKO, D. A. VOLCHENKO, D. Y. ZHURAVLEV, A. V. VOZNAJ

CONTACT AND CONTACT-IMPACT INTERACTIONS IN MULTI-PAIR FRICTION ASSEMBLIES OF THE BAND-SHOE BRAKE

The theoretical and experimental application nature in multi-pair friction assemblies of the band-shoe brake of the combined brake bands is justified. The contact interaction in the pair «metal-metal» and the contact-impact interaction in the friction pair «pulley-straps» in multi-pair friction assemblies are considered.

Key words: band-shoe brake, multi-pair friction assembly, serial and combined bands, brake pulley, contact-impact interaction, deterioration, pattern, mechanical and operating characteristics.

Кіндрачук Мирослав Васильович – д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри машинознавства Національного авіаційного університету.

Вольченко Микола Олександрович – канд. техн. наук, доцент кафедри матеріалознавства і автосервісу факультету машинобудування і автосервісу Кубанського державного технологічного університету (Росія).

Вольченко Дмитро Олександрович – д-р техн. наук, професор кафедри розробки та експлуатації нафтових і газових родовищ Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу.

Журавльов Дмитро Юрійович – к.т.н., доцент кафедри механіки машин Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу

Возний Андрій Володимирович – аспірант кафедри механіки машин Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу.