

УДК 62-92.113

А. И. ВОЛЬЧЕНКО¹, М. В. КИНДРАЧУК², Д. А. ВОЛЬЧЕНКО¹, Н. А. ВОЛЬЧЕНКО³,
В. С. СКРЬПНИК¹

¹Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, Украина

²Национальный авиационный университет, Украина

³Кубанский государственный технологический университет, Россия

О ВОЗМОЖНОСТИ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ ВО ФРИКЦИОННЫХ УЗЛАХ ЛЕНТОЧНО-КОЛОДОЧНОГО ТОРМОЗА ЛЕБЕДКИ

Интенсификация теплопередачи во фрикционных узлах ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки достигается путем выполнения тормозного шкива составным из различных материалов и имеющего различные конструктивные параметры тормозных дисков. При этом слои обода тормозного шкива теплоизолированы между собой до внутренней вертикальной линии левой и правой реборды. Произведена оценка наиболее энергонагруженного участка комбинированного тормозного шкива и проиллюстрированы тепловые токи в нем и показано напряженно-деформированное состояние рабочей поверхности его обода

Ключевые слова: ленточно-колодочный тормоз, фрикционный узел, комбинированный тормозной шкив, тонкие и толстые диски, слои обода, теплоизоляция, теплопередача, управление тепловыделением.

Введение. Ограничение нагревания элементов фрикционных узлов ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок является одной из наиболее существенной задачей параметрического синтеза и проектирования их пар трения. Это вызвано тем, что поверхностные слои материала полимерных накладок попадают в зону температур выше допустимой (для материала ФК-24А температура составляет 390–430°C). В результате явления трибокрекинга с поверхностных слоев накладок происходит выгорание связующих компонентов, что приводит к заметному падению динамического коэффициента трения, и как следствие, тормозного момента, развиваемого в парах трения «накладки-шкив» тормоза. Понижение температуры фрикционных узлов может быть достигнуто за счет интенсификации теплообмена одного или обоих элементов пар трения с окружающей средой. В работе [1] такое мероприятие осуществляется за счет жидкостного охлаждения нерабочей поверхности обода тормозного шкива путем постоянного нахождения теплоносителя в его камере, а также путем циркуляции теплоносителя в системе проходящей через камеру, омывая при этом нерабочую поверхность обода шкива. Такой вид охлаждения имеет ряд недостатков: увеличивается момент инерции тормозного шкива; наблюдается рост градиента температуры по толщине обода шкива.

Наибольшей интенсификации теплообмена можно добиться комбинацией двух путей – интенсивного охлаждения и изготовления ободов тормозных шкивов с тепловыми мостиками (теплопроводных материалов с увеличивающимся коэффициентом теплопроводности) в местах подверженным наибольшей энергонагруженности.

Состояние проблемы. Впервые толкование эффекта «тепловых мостиков» в парах трения появилась в работе [2], в которой было показано, что 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. На рис. 1 показан обод тормозного шкива, в котором реализован принцип «тепловых мостиков» [2], на котором использованы следующие обозначения: λ_1 – коэффициент теплопроводности материалов рабочего слоя обода шкива; $\lambda_2, \lambda_3, \lambda_4$ – коэффициенты теплопроводности материалов слоев обода шкива; λ_5, λ_6 – коэффициенты теплопроводности материалов теплоизоляционных колец; λ_7 – коэффициент теплопроводности металлических колец; q – генерируемый тепловой поток на рабочей поверхности обода шкива.

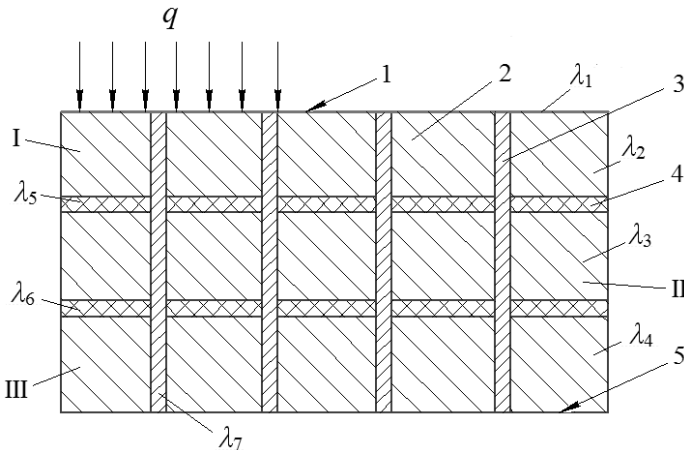


Рис. 1. Схема поперечного и продольного регулирования энергонагруженности слоев обода тормозного шкива: 1, 5 – рабочая и нерабочая поверхности обода; 2 – металлические слои обода; 3, 4 – теплопроводные и теплоизоляционные диски

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, $\lambda_7 > \lambda_1$; λ_2 ; λ_3 и λ_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 [2]. 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.

Следовательно, за счет деления обода шкива на диски, 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.

Однако, данное техническое решение имеет тот недостаток, что отвод теплоты от рабочей поверхности обода шкива производится равномерно без учета локаль-

ных зон перегрева обода шкива, способствующих возникновению в них больших температурных градиентов, и, как следствие, температурный напряжений.

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

- особенности конструкции составного тормозного шкива с зонами биметаллов и их работа;
- управление тепловыделением в процессе фрикционного взаимодействия пар трения тормоза и их тепловой баланс;
- процессы теплообмена в комбинированном обode шкива и его напряженно-деформированное состояние.

Цель работы. Интенсифицировать теплопередачу в тормозном шкиве за счет выполнения его составным из дисков с различным термическим сопротивлением и с большими коэффициентами теплопроводности, с последующей оценкой их напряженно-деформированного состояния.

Особенности конструкции составного тормозного шкива с зонами биметаллов и их работа. Одним из основных условий при проектировании тормозных шкивов ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок является уменьшение поверхностных и объемных температурных градиентов, и как следствие, возникающих в опасных сечениях их ободов температурных напряжений. Исходя из этого, и было предложено саморегулирование энергонагруженности металлополимерных пар трения ленточно-колодочного тормоза, реализуемого в поперечном и продольном направлении за счет множества «мостиков теплоотвода», которые искусственно введены в металлический тормозной шкив.

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, prošивающего толщину очередного слоя обода [3].

Известно, что поверхностная температура обода тормозного шкива имеет не только циклический, но и волновой характер [4].

Из приведенных ранее рассуждений следует, что на начальной стадии торможения, в большинстве случаев, необходимо регулировать величину градиента температуры по толщине обода шкива (поперечное регулирование) [3]. 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. 2 проиллюстрирована схема поперечного и продольного регулирования энергонагруженности слоев обода тормозного шкива, на котором введены следующие обозначения: $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ – коэффициенты теплопроводности металлических горизонтальных цилиндрических колец ($a, b, в$) обода шкива; λ_4 – коэффициент теплопроводности металлического вертикального диска; λ_5 – коэффициент теплопроводности толстого вертикального диска; λ_6 – коэффициент теплопроводности горизонтальных колец; q_1, q_2, q_3 – аккумулируемые тепловые потоки на рабочей поверхности обода шкива. На рис. 3 представлены конструктивные параметры элементов комбинированного шкива тормоза. На рис 2 и 3 отсутствует штриховка элементов тормозного шкива для лучшего понимания условных обозначений.

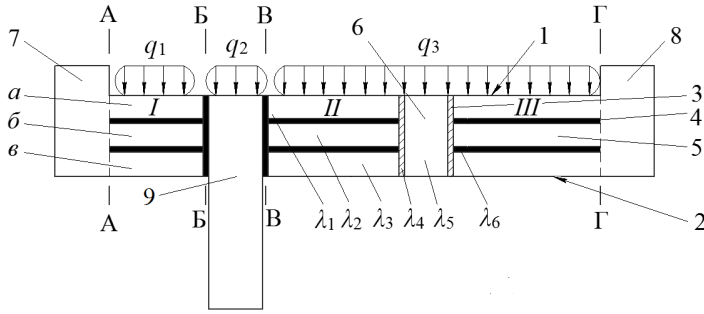


Рис. 2. Схема поперечного и продольного регулирования энергонагруженности слоев обода тормозного шкива: 1, 2 – рабочая и нерабочая поверхности обода; 3, 4 – тонкие теплопроводные (вертикальные) и теплоизоляционные (вертикальные и горизонтальные) диски; 5 – металлические горизонтальные диски обода; 6 – толстый металлический вертикальный диск обода; 7, 8 – левая и правая реборды; 9 – сопряжение вертикального диска обода с телом крепежного выступа

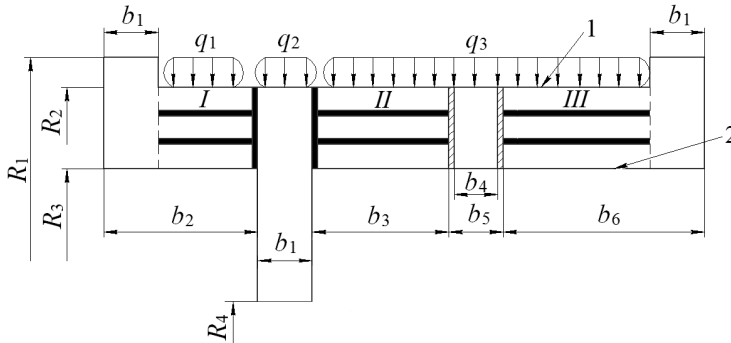


Рис. 3. Конструктивные параметры элементов комбинированного шкива тормоза

Особенностью поперечного и продольного регулирования тепловых потоков, пронизывающих слои обода шкива, является следующее условие $\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda_3$, но при этом, данный коэффициент теплопроводности материала обода шкива меньше λ_4 и λ_5 , а λ_5 , в свою очередь, больше λ_4 . При этом минимальный коэффициент теплопроводности (λ_6) имеют теплоизоляционные горизонтальные диски. Предложенные ограничения вертикального диска обода с телом крепежного выступа 9 и металлического вертикального диска обода 6 позволяют отводить независимые тепловые токи q_2 и q_3 кондуктивным теплообменом. В первом случае теплота от матовых поверхностей части вертикального диска 9, являющегося крепежным выступом, отводится в окружающую среду совместным радиационным и конвективным теплообменом. В то же время во втором случае интенсификатором кондуктивного теплообмена выступают тонкие теплопроводные диски 3 и металлический вертикальный диск обода 6 доставляющие тепловые потоки не только в металлические горизонтальные диски обода 6, но и в тело правой реборды 8. От части нерабочей поверхности обода 2 и поверхностей левой реборды 7, имеющих матовые поверхности, тепловые потоки отводятся в окружающую среду совместным радиационным и конвективным теплообменом. Аналогичным путем следует тепловой поток q_1 только со стороны левой реборды 7 обода шкива. При этом необходимо обратить внимание на тот факт, что сопряжение вертикального диска обода с телом крепежного выступа 9 теплоизолировано вертикальными дисками 4 от заземленной и незаземленной части обода

тормозного шкива. Кроме того, металлические горизонтальные диски обода 5, имеющие a , b и v слои между собой теплоизолированы горизонтальными дисками 4 и составляют вертикальные ряды I, II и III.

Таким образом, деление общего теплового потока на три составляющих (q_1 , q_2 и q_3) позволит избежать концентраторов температурных напряжений в сечениях (А-А, Б-Б, В-В и Г-Г) и тем самым предотвратить зарождение и развитие микротрещин на рабочей поверхности обода тормозного шкива за счет выравнивания энергонагруженности его участков с помощью тепловых мостиков.

Управление тепловыделением в процессе фрикционного взаимодействия пар трения тормоза и их тепловой баланс. Управление процессом тепловыделения при взаимодействии металлополимерных пар трения ленточно-колодочного тормоза необходимо по следующим соображениям:

– равномерно распределить тепловой поток по рабочей поверхности обода тормозного шкива, разделив его на три составляющие;

– ограничить количество теплоты, аккумулируемой ободом шкива, в его опасных сечениях, которые являются очагами зарождения и развития под действием больших термических напряжений, вызванных высокими поверхностными и объемными температурными градиентами;

– установить взаимосвязь между темпом нагревания рабочей поверхности обода и градиентами температуры как по его поверхности, так и по толщине;

– обеспечить работу фрикционных узлов с допустимой энергонагруженностью с целью улучшения износо-фрикционных свойств их поверхностных слоев.

Составим дифференциальное уравнение баланса теплоты (Q_i) при торможении фрикционными узлами ленточно-колодочного тормоза за время $d\tau$:

$$Q_i d\tau = c_i m_i d\Delta t_i + A_i \alpha_n \Delta t_i d\tau_i, \quad (1)$$

где c_i , m_i – теплоемкость i -го материала и масса i -го вертикального и горизонтального диска обода тормозного шкива; Δt_i – градиент температуры на поверхностях взаимодействия; A_i – площади поверхностей взаимодействия микровыступов полимерных накладок; α_n – коэффициент распределения теплоты, воспринимаемой приповерхностным слоем полимерной накладки.

Приращение темпа нагревания составляющих элементов обода шкива согласно рис. 2 составляет

$$\frac{d\Delta t_1}{d\tau} = \frac{1}{c_I m_I + c_{л.р.} m_{л.р.}} (Q_1 - A_1 \alpha_n \Delta t_1); \quad (2)$$

$$\frac{d\Delta t_2}{d\tau} = \frac{1}{c_{m1} m_{m1}} (Q_2 - A_2^* \alpha_n \Delta t_2); \quad (3)$$

$$\frac{d\Delta t_3}{d\tau} = \frac{1}{c_{II} m_{II} + c_{m2} m_{m2} + c_{m3} m_{m3} + c_{III} m_{III} + c_{н.р.} m_{н.р.}} (Q_3 - A_3^* \alpha_n \Delta t_3); \quad (4)$$

где Δt_1 , Δt_2 , Δt_3 – приращение поверхностной температуры в рабочих зонах обода тормозного шкива; c_I , c_{II} , c_{III} , c_{m1} , c_{m2} , c_{m3} , $c_{л.р.}$, $c_{н.р.}$ и m_I , m_{II} , m_{III} , m_{m1} , m_{m2} , m_{m3} , $m_{л.р.}$, $m_{н.р.}$ – теплоемкости материалов элементов в зонах фрикционного взаимодействия левой и правой реборд, и их массы; Q_1 , Q_2 , Q_3 – количество теплоты, которое аккумулируется в приповерхностных слоях обода шкива в зонах фрикционного взаимодействия; A_1 , A_2 , A_3 – площади поверхностей взаимодействия микровыступов полимерных накладок.

С другой стороны аккумулируемая теплота идет на нагревание горизонтальных и вертикальных колец и дисков тормозного шкива и рассеивается от их матовых и полированных поверхностей (A'_i), баланс которых можно записать в виде

$$Q_1 - A_1 \alpha_n \Delta t_1 = A'_1 \lambda_1 \frac{\partial \Delta t'_1}{\partial r_{n1}}; \quad (5)$$

$$Q_2 - A_2 \alpha_n \Delta t_2 = A'_2 \lambda_2 \frac{\partial \Delta t'_2}{\partial r_{n2}}; \quad (6)$$

$$Q_3 - A_3 \alpha_n \Delta t_3 = A'_3 \lambda_{3np} \frac{\partial \Delta t'_3}{\partial r_{n3}}, \quad (7)$$

где A'_1 – площадь матовых поверхностей левой реборды и части наружной поверхности обода шкива; A'_2 – площадь матовых поверхностей крепежного выступа шкива; A'_3 – площадь матовых поверхностей правой реборды и части наружной поверхности обода шкива; $\Delta t'_1, \Delta t'_2, \Delta t'_3$ – снижение поверхностной температуры в зонах конвективного и радиационного теплообмена матовых поверхностей тормозного шкива; r_{n1}, r_{n2}, r_{n3} – координаты по рассматриваемым радиусам матовых поверхностей тормозного шкива; λ_{3np} – приведенный коэффициент теплопроводности трех элементов обода тормозного шкива.

Левая часть уравнений теплового баланса (5-6) представляет собой составляющие теплоты, идущие в материалы обода шкива на увеличение объемных температур по зонам трения при каждом торможении.

Для предотвращения растрескивания поверхности обода шкива следует установить максимальную величину градиента температуры, величина которого также зависит от темпа нагревания обода шкива.

Таким образом, темп нагревания обода шкива является основным параметром, как с точки зрения его нагревания, так и возникновения больших термических напряжений (в уравнение входит градиент температуры), которыми следует управлять при процессе торможения.

Для ободов тормозов, работающих в повторно-кратковременном режиме, необходимо знать максимальную величину Q_1 , припадающую на первую зону фрикционного взаимодействия из-за которой возникают микротрещины на рабочих поверхностях ободов.

Считая, что во время торможения вся работа превращается в теплоту можно составить уравнение теплового баланса для первой зоны фрикционного взаимодействия

$$W \Leftrightarrow Q_1; \quad Q_1 = \frac{(c_I m_I + c_{л.п.} m_{л.п.}) \Delta t_1}{1 - \alpha_n}. \quad (8)$$

Составим уравнение управляемого объекта, принимая в качестве управляющего параметра $b \frac{\partial t_1}{\partial r_{n1}}$; учитывая (8) в (7), получим [5]:

$$\frac{d \Delta t_1}{d \tau} = \frac{A_1 \alpha_n \Delta t_1}{c_I m_I + c_{л.п.} m_{л.п.}} \cdot \frac{\partial \Delta t_1}{\partial r_{n1}} = b \frac{\partial \Delta t_1}{\partial r_{n1}} = U(r_{n1}, z_m, t), \quad (9)$$

где $b = \frac{A_1 \alpha_n \Delta t_1}{c_l m_l + c_{л.р.} m_{л.р.}}$; z_m – координата по ширине обода шкива.

Вначале необходимо решить дифференциальное уравнение теплопроводности для цилиндрического диска I как наиболее энергонагруженного

$$\frac{\partial \Delta t}{\partial \tau} = a \left(\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial \Delta t}{\partial r} + \frac{\partial^2 \Delta t}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 \Delta t}{\partial z_m^2} \right); \quad (10)$$

с начальным

$$\Delta t(r, z_T, 0) = 0 \quad (11)$$

и граничным (при $r = R_2$)

$$A_2 \lambda_l \frac{\partial \Delta t}{\partial r} + A_1 \alpha_n \Delta t = Q \quad (12)$$

условиями, которые учитывают процесс тепловыделения при торможении; где a – коэффициент температуропроводности материала реборды и цилиндрического диска I обода шкива; R_2 – радиус наружной поверхности шкива; $\frac{\partial \Delta t}{\partial r}$ – градиент температуры по радиусу.

Условия (11) и (12) необходимы и достаточны для решения дифференциального уравнения (10) с использованием обобщенного параметра.

Переходя к обобщенному параметру $x = \frac{r^2 + z_m^2}{d\tau}$ дифференциальное уравнение (10) представляем в следующем виде

$$4x \frac{d^2 \Delta t I}{dx^2} + (6 + x) \frac{d \Delta t_1}{dx} = 0. \quad (13)$$

Решение уравнения (13) имеет вид

$$\frac{d \Delta t_1}{dx} = C_1 e^{-\frac{1}{4}x} x^{-\frac{3}{2}}; \quad dt_1 = C_1 \int e^{-\frac{1}{4}x} x^{-\frac{3}{2}} dx + C_2 \quad (14)$$

где C_1, C_2 – постоянные дифференцирования.

Таким образом, использование обобщенного параметра позволяет вместо четырех граничных и одного начального условий использовать лишь два граничных условия, согласно (11) и (12), которые представляются в виде

$$1. \Delta t_1(\infty) = 0;$$

$$2. C_1 \left[\frac{2R^2}{R^2 + z_T^2} \cdot \frac{e^{-\frac{1}{4}x_0}}{\sqrt{x_0}} - kBi \int_{x_0}^{\infty} e^{-\frac{x}{4}} x^{-\frac{3}{2}} dx \right] = \frac{Q_1 R_2}{A_2 \lambda_l}, \quad (15)$$

где $kBi = A_1 \alpha_n \tau / A_2 \lambda_l$; Bi – критерий Био; $k = A_1 / A_2$.

Из второго условия (14) определяем C_2

$$C_2 = -C_1 \left(\int_x^{\infty} e^{-\frac{x}{4}} x^{-\frac{3}{2}} dx \right)_{x=\infty}; \quad (16)$$

подставляя второе уравнение (15), получаем

$$C_1 = \frac{\frac{Q_1 R_2}{A_2 \lambda_I}}{\frac{2R_2^2}{R_2^2 + z_m^2} \cdot \frac{e^{-\frac{1}{4}x_0}}{\sqrt{x_0}} - kBi \int_{x_0}^{\infty} e^{-\frac{x}{4}} x^{-\frac{3}{2}} dx}, \quad (17)$$

$$\text{где } x_0 = \frac{R_2^2 + z_m^2}{d\tau}.$$

Определение C_1 для зоны действия Q_2 связано с цилиндрическим диском, являющегося одновременно телом обода шкива и его крепежным выступом, и изготовленного из материала с большим коэффициентом теплопроводности. Последний и будет вносить изменение в числитель зависимости (17), а также в знаменатель критерия Bi . Что касается определения C_1 для зоны действия Q_3 то здесь необходимо решать задачу следующим образом: биметалл («цилиндрический диск – тонкий цилиндрический диск»); биметалл («тонкий цилиндрический диск – толстый цилиндрический диск») и биметалл («тонкий цилиндрический диск – цилиндрический диск сопряженный с правой ребордой»).

Несобственный интеграл в выражениях (15, 16 и 17) можно представить в виде

$$\int_{x_0}^{\infty} e^{-\frac{x}{4}} x^{-\frac{3}{2}} dx = \frac{2e^{-\frac{x}{4}}}{\sqrt{x}} - \frac{\sqrt{\pi}}{\sqrt{\pi}} \cdot 2 \int_{\frac{\sqrt{x}}{2}}^{\infty} e^{-z^2} dz = \frac{2e^{-\frac{x}{4}}}{\sqrt{x}} - \sqrt{\pi} \operatorname{erf}\left(\frac{\sqrt{x}}{2}\right), \quad (18)$$

в котором последний член является интегралом вероятности Гаусса и, имеющий вид

$$\frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_{\frac{\sqrt{x}}{2}}^{\infty} e^{-z^2} dz = \operatorname{erf}\left(\frac{\sqrt{x}}{2}\right). \quad (19)$$

Для больших значений аргумента функцию (15) раскладываем в ряд и при этом с достаточной точностью ограничиваемся только двумя членами ряда

$$\operatorname{erf}\left(\frac{\sqrt{x_0}}{2}\right) = 2 \frac{e^{-\frac{x}{4}}}{\sqrt{\pi x_0}} \left(1 - \frac{2}{x_0}\right). \quad (20)$$

Учитывая (20) в выражении (17) и то, что $R_2^2 \gg z_m^2$ можно упростить постоянную C_1 и представить ее в виде

$$C_1 = \frac{Q_1 R_2}{2A_2 \lambda_I} \cdot \frac{\sqrt{x_0} e^{-\frac{1}{4}x_0}}{\frac{R_2^2}{R_2^2 + z_m^2} + \frac{2kBi}{x_0}} \approx \frac{Q_1 R_2}{2A_2 \lambda_I} \cdot \frac{x_0 \sqrt{x_0} e^{-\frac{1}{4}x_0}}{x_0 + 2kBi}. \quad (21)$$

Подставляя (21) в (15) и после некоторых преобразований можно получить уравнение для управляющей функции

$$\frac{d\Delta t_1}{d\tau} = \frac{A_2 \lambda_I}{c_1 m_I + c_{л.р.} m_{л.р.}} \cdot \frac{\partial \Delta t_1}{\partial r_{n1}} = \frac{Q_1 r R_2}{c_1 m_I (R_2^2 + z_m^2 + 2kBi \cdot d\tau)}. \quad (22)$$

Однако, в зависимости (22) необходимо ввести величину δ , т.е. толщину поверхностного и приповерхностного слоев фрикционных элементов для более

точной их оценки нагретости. Для этого воспользуемся подстановкой $a=\lambda/(c\rho)$ (где ρ – плотность фрикционных материалов) и $V=A_1\delta$ (где V – объем фрикционного материала). В результате подстановок и преобразований получаем

$$\frac{d\Delta t_1}{d\tau} = \frac{a_{uu}}{b_{uu}} \cdot \frac{\partial \Delta t_1}{\partial b_{uu}} = \frac{Q_1 r R_2}{c_1 m_1 (R_2^2 + z_m^2 + 2kBi \cdot d\tau)}. \quad (23)$$

Проведем анализ зависимости (22) по параметрам. Увеличение рабочей (полированной) площади обода шкива способствует росту его металлоемкости, и как следствие, момента инерции. Увеличение коэффициента теплопроводности, а вместе с ним и температуропроводности материалов обода шкива вызывает быстрый прогрев по его толщине, и как следствие, уменьшение температурного градиента на данном участке. Если обозначить постоянное слагаемое $\frac{A_2 \lambda_1}{c_1 m_1} = b$,

то установим связь между темпом нагревания ($\frac{d\Delta t_1}{d\tau}$) и градиентом температуры ($\frac{\partial \Delta t}{\partial b_{uu}}$), имеющим место на рабочей поверхности обода шкива.

Что касается зависимости (23), то здесь несколько иная картина. Значение закономерности изменения коэффициента температуропроводности материалов обода шкива от температуры, а также времени проникновения теплоты в слои обода шкива позволяет более точно, нежели в первом случае определять отношение (a_{uu}/b_{uu}). При этом используется зависимость, предложенная А.В. Чичинадзе, вида $b_{uu \rightarrow \phi} = 1,73\sqrt{a_{uu}\tau}$ (для обода шкива) и $b_{n \rightarrow \phi} = 1,73\sqrt{a_n\tau}$ (для полимерной накладке) для определения эффективной глубины проникновения теплоты в тело обода и накладке при длительном и импульсном режимах.

В полной мере высказанное выше относится к зонам (II и III) обода тормозного шкива к которым подводится разное количество теплоты Q_2 и Q_3 .

Процессы теплообмена в комбинированном ободе шкива и его напряженно-деформированное состояние. Перейдем к рассмотрению процессов теплообмена в комбинированном ободе шкива. На рис. 4 представлены термограмма обода шкива (*a*) и распределение тепловых потоков (*б*) в его элементах. В первую очередь следует отметить, что имеются три независимые энергонагруженные участка обода шкива, а именно: участки I (от действия теплового тока q_1), II (от действия q_2) и III (от действия q_3), разделенные между собой вертикальными теплоизоляционными дисками (см. рис. 2). Самый большой градиент температур по толщине обода возникает на I-ом участке ($6,8^\circ\text{C}/\text{мм}$), из-за того, что левый край обода защемлен и на него действуют максимальные удельные нагрузки. Кроме того, обод шкива по толщине разбит на слои *a*, *б* и *в* горизонтальными теплоизоляционными дисками что способствует быстрому нагреванию сперва левой реборды, а уже потом слоев *б* и *в*. Это проиллюстрировано на рис. 4, *б*, на котором четко видно, что тепловые потоки следуют в левую реборду, и при этом наблюдается интенсивное совместное конвективное и радиационное вынужденное охлаждение от матовых ее поверхностей. Незначительная часть теплового потока q_1 попадает в слой *в* и также совместным радиационным и конвективным вынужденным охлаждением отводится от части матовой нерабочей поверхности обода шкива.

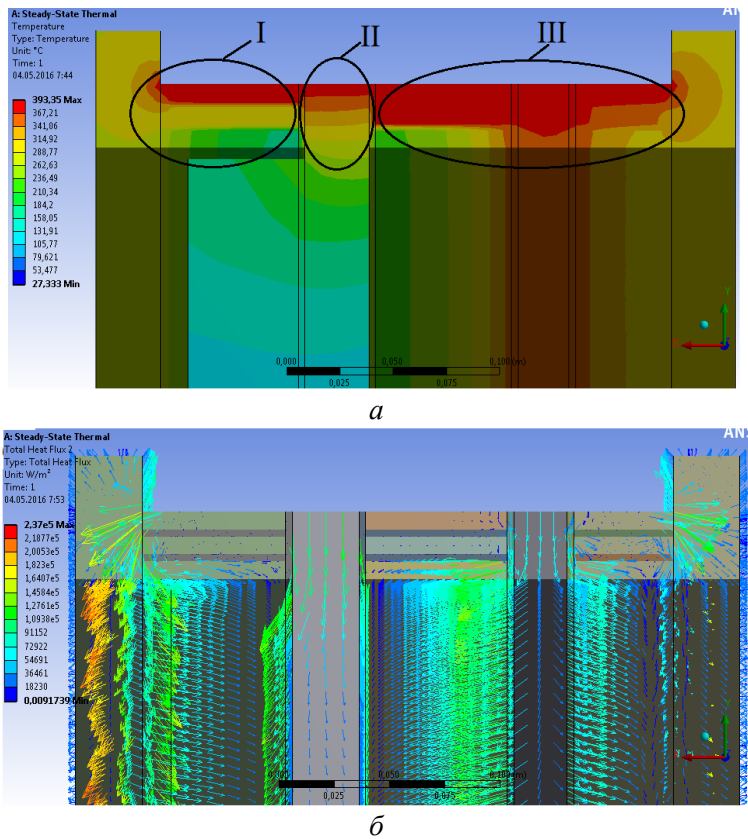


Рис. 4. Термограмма комбинированного обода шкива (а) и распределение тепловых потоков (б) в его дисках

На II участке градиент температуры по толщине обода шкива составил $3,4^{\circ}\text{C}/\text{мм}$. Тепловые потоки от q_2 напрямую следовали в тело крепежного выступа (рис. 4, б), который, как уже отмечалось, теплоизолирован вертикальными дисками, и потом большая часть теплового потока кондуктивным теплообменом отводилась в массивный фланец барабана (левая часть крепежного выступа), а остальная – конвекцией и радиационным теплообменом в омывающие токи окружающей среды (правая часть крепежного выступа).

Из-за наличия теплопроводных толстого и тонких дисков на участке III имело место три различных температурных градиента по толщине: слева от толстого диска – $2,6^{\circ}\text{C}/\text{мм}$; в зоне толстого теплопроводного диска – $1,3^{\circ}\text{C}/\text{мм}$; справа от него возле правой реборды – $1,9^{\circ}\text{C}/\text{мм}$ (рис. 4 а). Основную часть теплового потока q_3 отводят толстые и тонкие диски с большим коэффициентом теплопроводности, которая рассеивается от матовых поверхностей нерабочих поверхностей обода шкива и его правой реборды при совместном конвективном и радиационном теплообмене. Следует также отметить, что части потоков q_3 проникают в слои б и в влево и вправо от толстого металлического диска, прогревая, при этом, большую часть обода по толщине (рис. 4, б).

Остановимся на напряженно-деформированном состоянии комбинированного обода шкива (рис. 5). Следует отметить, что в сравнении с серийным ободом шкива, в комбинированном его ободу в зонах I, II и III нет концентраторов температурных напряжений, которые удалось устранить за счет комбинации вертикальных и гори-

зонтальных теплоизоляционных дисков и металлических теплопроводных дисков с большим коэффициентом теплопроводности. Однако, небольшие температурные напряжения все-таки наблюдаются в зоне IV и V, из-за плоских деформаций обода вверх от его рабочей поверхности вследствие расширения от действия объемной температуры на участке по правую сторону от крепежного выступа и, собственно, наличия заземленного края за счет крепежного выступа. Кроме того, имеет место смещение плоских деформаций по отношению к температурным напряжениям участков обода шкива. Значения эквивалентные напряжений в комбинированном ободе шкива в среднем на 32% меньше, чем в серийном ободе шкива.

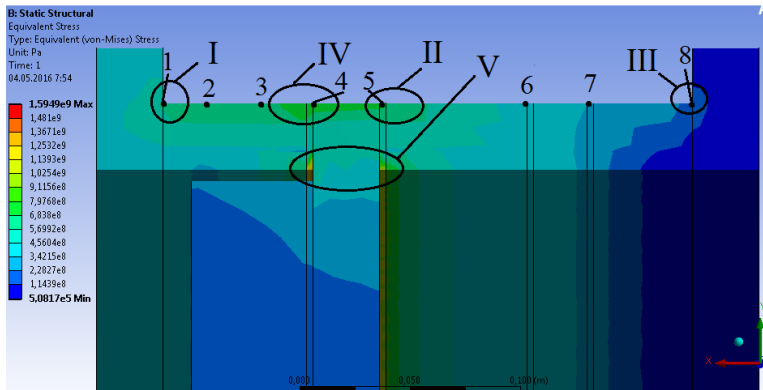


Рис. 5. Распределение эквивалентных напряжений в комбинированном ободе тормозного шкива

В табл. 1 представлены градиенты температурных напряжений в различных точках серийного и комбинированного обода тормозного шкива.

Таблица 1

Градиенты температурных напряжений в различных точках серийного и комбинированного обода тормозного шкива

Градиенты температурных напряжений					
Участок	поверхностные		Точка	по толщине	
	серийного	комбини- рованного		серийного	комбини- рованного
	обода шкива, МПа/мм			обода шкива, МПа/мм	
1-2	-4,88/-3,15	-1,33/-3,33	1	-0,831	6,620
2-3	-1,21/-5,11	-1,4/-3,78	2	0,553	9,432
3-4	-1,67/-3,78	-2,92/-4,65	3	-3,350	7,012
4-5	1,11/2,42	-0,3/2,47	4	-4,617	1,912
5-6	3,94/5,11	4,87/5,46	5	-3,312	-3,223
6-7	3,35/5,11	2,53/3,76	6	-1,454	-0,521
7-8	4,74/4,55	3,125/5,75	7	0,807	0,736
			8	0,390	4,785

*Примечание: в числителе представлены значения поверхностных градиентов температурных напряжений на рабочей поверхности, в знаменателе – на нерабочей

Отсутствие концентраторов напряжений также подтверждается снижением поверхностных градиентов температурных напряжений, которые являются меньшими, чем в серийном ободе шкива (см. табл. 1, участки 1-2, 2-3, 4-5, 6-7, 7-8). Что касается градиентов напряжений по толщине обода шкива, то в комби-

нированном ободе наблюдается увеличение их значений только в местах, отвечающие четырем точкам, а именно: 1-ой, 2-ой, 3-ей и 8-ой. В остальных четырех точках значения градиентов напряжений меньше, в среднем, на 33%.

Выводы. Таким образом, одним из путей снижения термических напряжений ободов тормозных шкивов является выполнения их составными из дисков с различным коэффициентом теплопроводности материалов, образуя, таким образом, в вертикальной плоскости ряд биметаллических пар.

Список литературы

1. Трибология / А. И. Вольченко, М. В. Киндрачук, Д. А. Вольченко [и др.]. – Киев – Краснодар: Из-во «Плай», 2015. – 371с.
2. Вольченко Д. А.. Снижение энергонагруженности металлополимерных пар трения ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок / Д. А. Вольченко // Научно-техн. журнал. – Киев: НАУ. - №3(64). – 2014. – С. 17-30.
3. Темпы нагревания металлополимерных пар трения при импульсном и длительном подводе теплоты в ленточно-колодочном тормозе / А. Х. Джанахмедов, А. И. Вольченко, Д. А. Вольченко и др. // Научно-техн. журнал. – Киев: НАУ. - №2(61). – 2013. – С. 20-28.
4. Компьютерное моделирование энергоангруженности металлополимерных пар трения ленточно-колодочного тормоза буровых лебедок (часть вторая) / М. В. Киндрачук, Д. А. Вольченко, Д. Ю. Журавлев и др. // Научно-техн. журнал. – Киев: НАУ. - №1(65). – 2015. – С. 64-80.
5. Евдокимов Ю. А. Тепловая задача металлополимерных трибосопряжений / Ю. А. Евдокимов, В. И. Колесников, С. А. Подрезов. – Ростов на Дону: Из-во универс. ЖДТ, 1987. – 168с.

Стаття надійшла до редакції 12.05.2016

О. И. ВОЛЬЧЕНКО, М. В. КИНДРАЧУК, Д. О. ВОЛЬЧЕНКО, М. О. ВОЛЬЧЕНКО, В. С. СКРИПНИК

ПРО МОЖЛИВІСТЬ ІНТЕНСИФІКАЦІЇ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ У ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛАХ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВИХ ГАЛЬМ БУРОВИХ ЛЕБІДОК

Інтенсифікація теплопередачі у фрикційних вузлах стрічково-колодкового гальма бурової лебідки досягається шляхом виконання гальмівного шківа складеним з різних матеріалів і що мають різні конструктивні параметри гальмівних дисків. При цьому шари обода шківа теплоізовані між собою до внутрішньої вертикальної лінії лівої і правої реборди. Зроблено оцінку найбільш енерговантаженої ділянки комбінованого гальмівного шківа і проілюстровані теплові струми в ньому і показано напружено-деформований стан робочої поверхні його обода.

Ключові слова: стрічково-колодкове гальмо, фрикційний вузол, комбінований гальмівний шків, тонкі і товсті диски, шари обода, теплоізоляція, теплопередача, управління тепловиділенням.

A. I. VOLCHENKO, M. V. KINDRACHUK, D. A. VOLCHENKO, N. A. VOLCHENKO, V. S. SKRYPNYK

THE POSSIBILITY OF THE INTENSIFICATION OF THE HEAT TRANSFER IN FRICTION UNITS OF BAND-BLOCK BRAKES OF THE DRAW-WORKS

The limiting the heating elements of friction units of the band-block brakes of the draw-works is one of the most significant tasks of the parametric synthesis and design of friction pairs.

The intensification of the heat transfer in friction units of the band-block brakes of the draw-works achieved by the performance of the pulley, composed of different materials and with different design parameters of brake discs. The layers of pulley rim are insulated between themselves to the inner vertical line of the left and right ledge. We've evaluated the most energy-loading areas of the combined brake pulley and illustrated thermal currents in it and showed the stress-strain state of the working surface of its rim.

There were the following questions: the design features of the composite brake pulley with zones of bimetals and it work; thermal management in the frictional interaction of pairs of friction brakes and heat balance; heat transfer processes in a combined pulley rim and the stress-strain state.

Keywords: band-block brake, friction unit, combined brake pulley, thin and thick discs, rim layers, insulation, heat transfer, management of heat.

Вольченко Александр Иванович – доктор техн. наук, профессор кафедры механики машин, Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, ул. Карпатская, 15, г. Ивано-Франковск, Украина, 76019, тел.: +38 0342727147, E-mail: mechmach@nung.edu.ua.

Киндрачук Мирослав Васильевич – доктор техн. наук, профессор, зав. кафедры машиноведения, Аэрокосмический институт, Национальный авиационный университет, пр. Космонавта Комарова, 1, г. Киев, Украина, 03058, тел.: +38 0444067773, E-mail: nau12@ukr.net.

Вольченко Дмитрий Александрович – доктор техн. наук, профессор кафедры разработки и эксплуатации нефтегазовых месторождений, Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, ул. Карпатская, 15, г. Ивано-Франковск, Украина, 76019, тел.: +38 0342 72 71 41, E-mail: vol21@ukr.net.

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

Скрыпник Василий Степанович – канд. техн. наук, старший научный сотрудник Научно-исследовательского института нефтегазовой энергетики и экологии, Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, ул. Карпатская, 15, г. Ивано-Франковск, Украина, 76019, тел.: +38 03422 4 51 14, факс: +38 03422 4 00 89