

УДК 621.891

А.И.Вольченко, Н.В.Кашуба, А.В.Возный
Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа
ФРИКЦИОННОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ТЕРМОНАПРЯЖЕННЫХ
ОБОДОВ ТОРМОЗНЫХ БАРАБАНОВ

В материалах статьи проиллюстрировано фрикционное взаимодействие термонапряженных ободов тормозных барабанов транспортных средств и показана оценка их состояния и установлено влияние на него конструктивных и эксплуатационных параметров пар трения тормоза.

Ключевые слова: фрикционное взаимодействие, пара трения, обод тормозного барабана, поверхностный и подповерхностный слой, температурные градиенты, сетка микротрещин, зарождение и развитие микротрещин
Рис 2. Форм 11. Лит. 5.

О.І.Вольченко, М.В.Кашуба, А.В.Возний
ФРИКЦІЙНА ВЗАЄМОДІЯ ТЕРМОНАПРУЖЕНИХ ОБОДІВ
ГАЛЬМІВНИХ БАРАБАНІВ

У матеріалах статті проілюстрована фрикційна взаємодія термонапружених ободів гальмівних барабанів транспортних засобів та показана оцінка їх стану та встановлено вплив на нього конструктивних та експлуатаційних параметрів пар тертя гальма

Ключові слова: фрикційна взаємодія, пара тертя, обід гальмівного барабана, поверхневий та під поверхневий шар, температурні градієнти, сітка мікротріщин, зародження та розвиток мікротріщин

A.Volchenko, N.Kashuba, A.Voznyj
FRICITION INTERCATION OF THE THERMAL STRESSED RIMS OF THE BRAKING
DRUMS

We've illustrated frictional interaction thermostressed rims of brake drums of vehicles and shown their assessment and determined the influence of design and operational parameters of brake friction pairs on it. The largest thermal stresses are on friction surface. Cyclic thermal loads cause fatigue stress. During heating of rim brake drum surface layers expansion causes compressive stress which are counterbalanced by tensile stresses in its central part. Following the shift in compression the working surface of the rim cracks, the most dangerous type of fracture corresponds to the development of cracks on the inside of subsurface layer of rim, representing the tensile region. When working surface of the rim of the drum is force cooling, the tightness of its surface layer causes expansion of the subsurface layer of the rim of the drum. We've shown questions: the formation of the stress state of the rim of the brake drum, the analytical determination of residual stresses in the rim of the brake drum, the impact of constructive and operational parameters on the stress state of the rim of the drum, the evaluation of thermal stresses of rim of brake drums.

Keywords: frictional interaction, friction pair, rim of brake drum, surface and subsurface layer, temperature gradients, mesh of microcracks, initiation and development of microcracks.

Введение. Работоспособность фрикционного узла ограничивается по критериям трещинообразования на рабочей поверхности обода тормозного барабана, которые являются следствием энергонагруженности и термонапряжений.

Наибольшие тепловые напряжения испытывает поверхность трения. Циклическое действие тепловых нагрузок вызывает усталостные напряжения. При нагревании обода тормозного барабана расширение поверхностных слоев вызывает напряжение сжатия, которые уравновешиваются растягивающими напряжениями в его центральной части. Вследствие сдвига при сжатии может растрескиваться рабочая поверхность обода, наиболее опасный вид разрушения соответствует развитию трещин с внутренней стороны подповерхностного слоя обода, представляющего собой растягивающую область. Когда вынужденно охлаждается рабочая поверхность обода барабана, то стеснение его поверхностного слоя вызывает растяжение подповерхностного слоя обода барабана.

Состояние проблемы. Поскольку температура вспышки на фактических пятнах контактов микровыступов пар трения, существует недолго (10-3-10-6) с, то, следовательно, важное значение имеют не свойства статической прочности поверхностного слоя материала пары трения, а свойства его сталостной прочности, если учесть, что кристаллическая решетка твердого тела реагирует на воздействия через 10-5-10-8 с. Поэтому перестройка поверхностного и под-

поверхностного слоев обода тормозного барабана происходит под воздействием внешних тепловых нагрузок, именно в процессе установления температурного поля, и к моменту достижения установившейся температуры поверхностный слой уже находится под действием тех или иных остаточных напряжений.

Влияние темпов тепловых процессов обуславливает существенное изменение глубины и характера структурных превращений и физико-механических свойств материалов обода тормозного барабана.

В последнее время в отечественных и зарубежных источниках мало внимания уделено термонапряженности ободов тормозных барабанов колесных тормозных механизмов транспортных средств. Однако процессам термонапряженности тормозных дисков тормозов и возникновению на рабочих поверхностях дисков макротрещин посвящено ряд работ [1, 2, 3]. При этом установлено, что возникновению макротрещин всегда предшествует появление пятен прижогов-следов локальных перегревов поверхности трения. Именно по этим местам прежде всего появляется сетка микротрещин, по которой затем развиваются радиально ориентированные макротрещины. Эти трещины служат зародышами для, возникновения магистральных трещин. Путь единичных и магистральных трещин проходит по границам ячеек сетки микротрещин, чем и объясняется их извилистая траектория.

Исследования зарождения и развития микротрещин на рабочих поверхностях ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки занимался В.Г. Кудин. Однако им не было установлены закономерности влияния конструктивных и эксплуатационных параметров пар трения тормоза на термонапряженность рабочих поверхностей ободов барабанов, и как следствие, на трещинообразование.

Цель работы – оценить термонапряженность ободов тормозных барабанов транспортных средств и установить влияние на нее конструктивных и эксплуатационных параметров пар трения тормоза.

Формирование напряженного состояния обода тормозного барабана. Одной из основных причин возникновения трещин на рабочих поверхностях ободов тормозных барабанов и возможного зарождения и развития трещин на их рабочей поверхности в процессе эксплуатации является наличие в них значительных остаточных напряжений. Последние вызваны необратимыми объемными изменениями в материалах обода барабана, связанных с пластической деформацией его поверхностного слоя под воздействием аperiodических процессов нагревания и вынужденного охлаждения. Однако существенное влияние на формирование остаточных напряжений в ободу тормозного барабана оказывают как конструктивные так и эксплуатационные параметры. К конструктивным параметрам следует отнести:

- толщину и ширину обода тормозного барабана и радиус его рабочей поверхности;
- толщину фланца обода тормозного барабана и его место расположения по отношению к ширине обода;
- отношение площадей поперечного сечения обода тормозного барабана к его фланцу.

К эксплуатационным параметрам металлополимерных пар трения барабанно-колодочного тормоза транспортного средства необходимо отнести:

- действующие удельные нагрузки в парах трения;
- поверхностная и объемная температуры: рабочей и внутренней поверхности обода; средняя объемная обода и фланца барабана;
- градиенты температуры по рабочей поверхности обода и его толщине, а также по толщине фланца барабана;
- темпы нагревания и вынужденного охлаждения обода барабана и его фланца.

Из физико-механических свойств материалов обода барабана необходимо выделить параметры: коэффициент линейного расширения и модель упругости. При этом на физико-механические свойства материалов обода барабана существенное влияние оказывает импульсный и длительный подвод теплоты к его рабочей поверхности.

В процессе электротермомеханического трения при импульсной и длительной передаче теплоты от слоя к слою обода барабана существенную роль играет их термическое сопротивление. Чем больше расстояние от рабочей поверхности обода барабана до его середины, тем меньше внутреннее термическое сопротивление из-за ослабления теплового тока, прошивающего толщину очередного слоя обода.

Величина поверхностной температуры зависит не только от количества аperiодических торможений, выполняемых барабанно-колодочным тормозом транспортного средства, но и от физико-химических свойств подповерхностных слоев их металлополимерных пар трения. Установлено, что в начале торможения генерируемая электрическая и тепловая энергия затрачивается на прогрев обода барабана. При этом прирост температуры в ободу барабана является минимальным, но зато в дальнейшем он возрастает за счет увеличения времени торможения и слабой вынужденной конвективной и радиационной теплоотдачи от матовых поверхностей барабана скоростными токами омывающей среды. Причиной является увеличение работы торможения, выполняемой узлами трения и способствующей полному прогреву обода барабана в процессе торможения транспортного средства. Таким образом, на начальной стадии торможения, в большинстве случаев необходимо регулировать величину градиента температуры по толщине обода барабана (поперечное регулирование). В дальнейшем, при полном прогреве обода барабана будет наблюдаться, в основном, прирост температуры на его рабочей поверхности обода барабана, а, следовательно, и величины поверхностного градиента температуры (продольное регулирование).

Что касается фланца обода тормозного барабана, то его роль в процессах теплообмена является особой. Сток теплоты от обода тормозного барабана к фланцу и далее к ступице колеса транспортного средства. В этом случае градиент температуры по толщине обода барабана и его фланца является максимальным. При этом необходимо иметь ввиду что обод тормозного барабана выполнен как одно целое с фланцем, который, в свою очередь, крепится к металлоемкой ступице заднего моста транспортного средства. От плотности крепления, а следовательно, и теплового кондуктивного теплообмена и зависит энергонагруженность металлоемкости фланца барабана которое и вызывает перераспределение тепловых токов не только в ободу, но и в его фланце. При этом прогрев фланца обода барабана происходит быстрее самого обода, поскольку металлоемкость первого в десятки раз меньше за металлоемкость обода. Однако фланец обода барабана может играть определенную роль в возникновении обратного знака температурного градиента за счет вынужденного охлаждения рабочей поверхности обода барабана при деструктивных изменениях в поверхностных слоях фрикционных накладок, достигших температур выше допустимых для их материалов. При этом обод тормозного барабана попадает в зону термостабилизационного состояния, которое в зависимости от металлоемкости обода может составить от трех до десяти минут [6]. Такое состояние обода тормозного барабана отрицательно сказывается на эффективности действия металлополимерных пар трения барабанно-колодочного тормоза транспортного средства.

Напряженное состояние обода тормозного барабана формируется из следующих слагаемых:

- динамического – от действия удельных нагрузок в металлополимерных парах трения;
- теплового – от наличия действия температурных градиентов по толщине в парах «наружная поверхность обода барабана – верхний торец фланца обода» и «верхний торец фланца обода – нижний торец фланца барабана», а также поверхностных градиентов при отношении площади поперечного сечения обода барабана к его фланцу.

На основании вышеизложенного перейдем к аналитическому определению остаточных напряжений в ободу тормозного барабана.

Аналитическое определение остаточных напряжений в ободу тормозного барабана.

Остановимся на определении составляющих сжимающих напряжений, действующих на рабочую поверхность обода барабана в процессе торможений. Максимальные сжимающие напряжения $\sigma_{1\max}$ в ободу барабана будет на его рабочей поверхности и они равны алгебраической сумме составляющих

$$\sigma_{1\max} = \sigma_{\kappa} + \sigma_1 + \sigma_2, \quad (1)$$

где $\sigma_{\kappa}, \sigma_1, \sigma_2$ - напряжения в ободу барабана от действия: удельных нагрузок в парах трения; температурных градиентов на его рабочей поверхности; объемной температуры: фланца (t_{ϕ}) и обода барабана ($t_{об}$) при условии ($t_{об} > t_{\phi}$).

$$\sigma_{\kappa} = \frac{pR}{\delta}, \quad (2)$$

где p – удельные нагрузки в металлополимерных парах трения; R, δ – радиус рабочей поверхности обода барабана и его толщина.

$$\sigma_1 = \frac{\alpha E(t_1 - t_1')}{2(1 - \mu)}, \quad (3)$$

где α – коэффициент линейного расширения; E – модуль упругости; t_1, t_1' – температуры: рабочей и внутренней поверхности обода барабана; μ – коэффициент Пуассона.

$$\sigma_2 = \frac{\alpha E(t_{1cp} - t_{2cp})}{1 + A_1 / A_2}, \quad (4)$$

где t_{1cp}, t_{2cp} – объемная температура обода и фланца барабана; A_1, A_2 – площади поперечных сечений обода и фланца барабана.

Для более точного определения составляющих σ_1 и σ_2 в зависимости (3) вместо $(t_1 - t_1')$ можно подставить слагаемое $\tau \left(\frac{\partial t_1}{\partial \tau_1} - \frac{\partial t_1'}{\partial \tau_1'} \right)$ (где τ – время торможения; τ_1, τ_1' – время достижения температур t_1 и t_1') которое характеризует темп нагревания обода барабана, а в зависи-

мость (4) вместо $(t_{1cp} - t_{2cp}) - \delta_{cp} \left(\frac{\partial t_{1cp}}{\partial \delta_1} - \frac{\partial t_{2cp}}{\partial \delta_2} \right)$ (где $\delta_1, \delta_2, \delta_{cp}$ – толщины: фланца барабана в со-
пряжении с его ободом и нижнего торца фланца; их средняя величина), которая характеризует температурные градиенты по толщине рассматриваемых элементов.

При определении общей температуры, генерируемой на пятнах контактов микровыступов, имеющих дискретные характеристики с различной энергетической активностью, расположенных на них микро-конденсаторов и –термобатарей с мгновенным их переключением при поляризации за счет изменения площадей пятен контактов микровыступов при соблюдении условий на первой стадии фрикционного взаимодействия ($A_r \ll A_a$), когда фактическая площадь контактирования (A_r) мала по сравнению с номинальной (A_a) производится суммирование составляющих генерируемых токов а при $A_a \rightarrow A_r$ фиксируется трибоЭДС в сопряжении с переменным градиентом механических свойств его материалов и при этом темп проникновения взаимодействующих между собой импульсов электрического и теплового токов влияет на интенсивность износа микровыступов при реполяризации, а величины тепловых токов на пятнах контактов микровыступов определяются формулой

$$t_{общ} = t_{II} + t_{всп} + t, \quad (5)$$

где t_{II} – поверхностная температура от трения и контактного сопротивления, вызванная генерируемыми токами на пятнах контактов микровыступов, а также фрикционной составляющей; $t_{всп}$ – температура вспышки, вызванная разрядными токами между микровыступами; t – объемная температура, вызванная действием первых двух составляющих температур, а также от джоулевой теплоты.

Температура t_{II} определяется из условия действия двух источников теплоты (электрического и фрикционного) в зоне трения

$$t_{II} = \frac{0,942q_0k}{\lambda_1} \sqrt{\frac{k_m d_{cp}}{\pi V}}, \quad (6)$$

где $q_0 = \frac{1}{A_r} \left[I^2 \left(\frac{\rho \sqrt{HB}}{\sqrt{\pi N}} + \frac{\sigma HB}{N} \right) + fNV \right]$ – тепловой поток на контактной поверхности с уче-

том электрической и фрикционной составляющих, Вт/м²; A_r – фактическая площадь касания, мм²; I – генерируемый ток в парах трения, А; ρ – удельное сопротивление контактных материалов, (Ом·мм²)/м; HB – приведенная твердость по Бринеллю контактных материалов, МПа; N – импульсное нормальное усилие, действующее в зоне контакта материалов, Н; σ – удельное сопротивление пленок на контакте, (Ом·мм²)/м; f – динамический коэффициент трения; V – скорость скольжения, м/с; k – приведенный коэффициент распределения теплового потока; k_m – коэффициент распределения теплового потока, попадающего в металлический

фрикционный элемент; λ_1 - приведенный коэффициент теплопроводности материалов пар трения, Вт/(м·°C); d_{cp} - средний диаметр пятна контакта, определяемый с учетом реальной его шероховатости, мм.

Температуру вспышки $t_{всп}$ определяют по зависимости вида [4]

$$t_{всп} = \frac{\sqrt{2} + 1}{\sqrt{2}} \frac{fNd_{cp}}{A_{\tau}\lambda_1 \left[4 + (\pi Pe)^{\frac{1}{2}} \right]}, \quad (7)$$

где A_{τ} - фактическая площадь контакта, которая представляет собой сумму элементарных пятен касания, мм²; $Pe = \frac{V \cdot d_{cp}}{a}$ - критерий Пекле; a - приведенный коэффициент теплопроводности материалов пар трения, м/с².

Объемная температура металлического фрикционного элемента определяется из условия равенства тепловых потоков на контактной поверхности с учетом электрической и фрикционной составляющей при условии, что часть энергии отводится от его поверхностей скоростными токами омывающей среды

$$t = \frac{4I^2 \rho}{\pi^2 d_{cp}^3 k_m \cdot 10^2}, \quad (8)$$

и в конечном итоге общая температура контактных поверхностей металлополимерных пар трения равна

$$t_{общ} = \frac{0,942q_0 k}{\lambda_1} \sqrt{\frac{k_m d_{cp}}{\pi V}} + \frac{\sqrt{2} + 1}{\sqrt{2}} \frac{fNd_{cp}}{A_{\tau}\lambda_1 \left[4 + (\pi Pe)^{\frac{1}{2}} \right]} + \frac{4I^2 \rho}{\pi^2 d_{cp}^3 k_m \cdot 10^2}, \quad (9)$$

по составляющих которой оценивают энергетические уровни поверхностных и подповерхностных их слоев.

Остаточные напряжения $\sigma_{ост}$ в ободе барабана от действия динамических, электрических и тепловых нагрузок определяются в соответствии с теоремой Генки

$$\sigma_{ост} = (-\sigma_T) - (-\sigma_{1max}), \quad (10)$$

где σ_T - предел текучести металла при исследуемой температуре.

На основании вышеизложенного перейдем к рассмотрению влияния конструктивных и эксплуатационных параметров на напряженное состояние обода тормозного барабана.

Влияние конструктивных и эксплуатационных параметров на напряженное состояние обода барабана. Одним из основных эксплуатационных параметров для ободов тормозных барабанов являются его поверхностные и по толщине температурные градиенты, развивающиеся при фрикционном взаимодействии металлополимерных пар трения.

Энергонагруженность металлополимерных пар трения барабанно-колодочных тормозов транспортных средств была раскрыта в работе [1]. В последней было уделено внимание импульсному и длительному подводу теплоты за различное время к парам трения и установлена взаимосвязь между темпом нагревания и поверхностными и по глубине температурными градиентами обода тормозного барабана.

Произведем анализ закономерностей изменения сжимающих напряжений обода барабана в интервале от 350,0 до 100,0 МПа, полученных расчетным путем по зависимостям (1)-(4) и на основании которых были построены графические зависимости с учетом конструктивных и эксплуатационных параметров пар трения при фрикционном взаимодействии, исходя из следующих соображений и при этом:

1) переменными параметрами являются удельные нагрузки ($p=0,2-0,6$ МПа), объемная температура ($t_{об}=30,0-120,0^\circ\text{C}$), радиус рабочей поверхности обода барабана ($R=0,15-0,35\text{м}$) и его толщины ($\delta=12,0-20,0\text{мм}$), а постоянной величиной являлось отношения площади поперечного сечения крепежного выступа обода к фланцу барабана ($A_1/A_2=0,5$);

2) переменными параметрами являются удельные нагрузки ($p=0,2-0,6$ МПа), объемная температура ($t_{об}$) для каждого из случаев ее действие в отдельности (30; 60; 90 и 120 °C), радиус рабочей поверхности обода барабана ($R=0,15-0,35\text{м}$) и отношение площади поперечного сече-

ния крепежного выступа обода к фланцу барабана ($A_1/A_2=0,25-1,0$), а постоянной величиной являлась толщина обода барабана ($\delta=16,0\text{мм}$);

3) переменными параметрами являются удельные нагрузки ($p=0,2-0,6$ МПа), объемная температура ($t_{об}$) для каждого из случаев ее действие в отдельности (30; 60; 90 и 120 °С), радиус рабочей поверхности обода ($R=0,15-0,35\text{м}$) и его толщины ($\delta=12,0-20,0\text{мм}$), а постоянной величиной являлось отношения площади поперечного сечения крепежного выступа обода к фланцу барабана ($A_1/A_2=0,5$);

4) переменными параметрами являются удельные нагрузки ($p=0,2-0,6$ МПа), объемная температура ($t_{об}=30,0-120,0^\circ\text{C}$), отношение площади поперечного сечения обода к фланцу барабана ($A_1/A_2=0,25-1,0$), а постоянными величинами являются радиус рабочей поверхности обода барабана ($R=0,25\text{м}$) и его толщина ($\delta=20,0\text{мм}$) [см. рис. 1 а, б, в, г].

Проведем сравнительный анализ вариантов взаимосвязи конструктивных и эксплуатационных параметров тормозных барабанов на основании построенных графических зависимостей, который позволил установить следующее:

- максимальные сжимающие напряжения $\sigma_{1\text{max}}$ имели наибольшую величину 279,0 МПа при удельных нагрузках в парах трения $p=0,6$ МПа, при толщине обода барабана $\delta=12,0\text{мм}$ и его радиусе рабочей поверхности $R=0,35\text{м}$ и объемной температуре $30,0^\circ\text{C}$, при изменении удельных нагрузок от 0,2 до 0,6 МПа; наблюдалось падение максимальных сжимающих напряжений $\sigma_{1\text{max}}$ от 279,0 до 85,0 МПа в ободу барабана с толщиной $\delta=20,0\text{мм}$ ($R=0,15\text{м}$) и повышении его объемной температуры от $30,0$ до $120,0^\circ\text{C}$, т.е. удельные нагрузки почти не оказали влияние на максимальные сжимающие напряжения $\sigma_{1\text{max}}$, а также постоянная величина отношения $A_1/A_2=0,5$ (первый вариант);

- максимальные сжимающие напряжения $\sigma_{1\text{max}}$ имели наибольшую величину 286,2 МПа при удельных нагрузках в парах трения $p=0,6$ МПа, при толщине обода барабана $\delta=12,0\text{мм}$ и его радиусе рабочей поверхности $R=0,35\text{м}$ и объемной температуре $30,0^\circ\text{C}$ при величине отношения площади поперечного сечения обода барабана к его фланцу $A_1/A_2=0,25$; при этом с повышением объемной температуры обода барабана и увеличения отношения A_1/A_2 до 1,0 имела место тенденция снижения максимальных сжимающих напряжений $\sigma_{1\text{max}}$ до величины 77,8 МПа (второй вариант);

- максимальные сжимающие напряжения $\sigma_{1\text{max}}$ имели наибольшую величину 283,3 МПа при удельных нагрузках в парах трения $p=0,6$ МПа, при толщине обода барабана $\delta=12,0\text{мм}$ и его радиусе рабочей поверхности $R=0,35\text{м}$ и объемной температуре $30,0^\circ\text{C}$ при постоянной величине отношения $A_1/A_2=0,5$; при этом увеличение толщины обода барабана от 12,0 до 20,0мм с ростом его объемной температуры от $30,0$ до $120,0$ способствовало снижению максимальных сжимающих напряжений $\sigma_{1\text{max}}$ до величины 85,0 МПа (третий вариант);

- максимальные сжимающие напряжения $\sigma_{1\text{max}}$ были наибольшими т.е. 276,2 МПа при удельных нагрузках в парах трения $p=0,6$ МПа, при толщине обода барабана $\delta=20,0\text{мм}$ и его радиусе рабочей поверхности $R=0,25\text{м}$ и объемной температуре $30,0^\circ\text{C}$ при величине отношения площади поперечного сечения обода барабана к его фланцу $A_1/A_2=0,25$; при этом с повышением объемной температуры обода барабана с $30,0$ до 120°C при удельной нагрузке в парах трения $p=0,6$ МПа и при достижении $A_1/A_2=1,0$ наблюдалось снижение максимальных сжимающих напряжений $\sigma_{1\text{max}}$ до величины 82,8 МПа (четвертый вариант); апробированные конструктивные и эксплуатационные параметры барабана полностью отвечают заднему тормозному механизму транспортного средства МАЗ 551605-371.

Оценка термонапряженности ободов тормозных барабанов. Сопротивление материала тепловому импульсу понимается как стойкость материала в условиях мгновенной генерации электрических и тепловых токов. Проблема сопротивления тепловому импульсу, действующему на подповерхностный слой материалов обода барабана, и тепловым напряжениям сводится к определению максимальных тепловых напряжений, обусловленных температурным полем материалов. При тепловом импульсе тепловые напряжения возникают под действием переменных температурных градиентов, которые носят поверхностный и глубинный характер; при этом важное значение приобретает темп нагревания подповерхностных слоев обода барабана, находящихся под его рабочей поверхностью, посредством тепловых импульсов.

Решающим фактором в зарождении и развитии трещин на рабочей поверхности ободов является отношение сопротивления трещинообразованию к максимальному тепловому напряжению [5]

$$S = \sigma_0 / \sigma, \quad (11)$$

где S – величина сопротивления тепловому удару; σ_0, σ – напряжения: сопротивления трещинообразованию; максимальное тепловое.

Если $S > 1,0$ поверхностный и подповерхностный слой материалов обода барабана не разрушается.

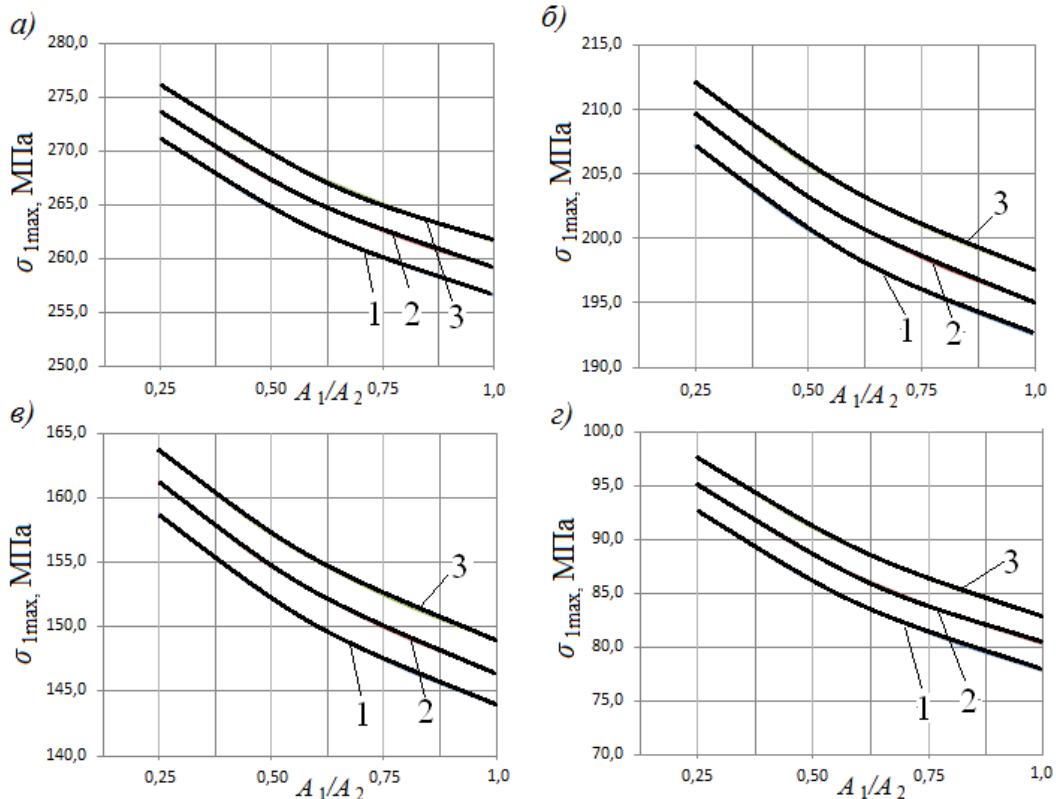


Рис. 1 а, б, в, з Зависимость максимальных сжимающих напряжений σ_{1max} от величины отношения площадей поперечного сечения обода к фланцу барабана A_1/A_2 при: постоянной толщине обода ($\delta = 20,0$ мм) и его радиуса ($R = 0,25$ м), и переменных: объемной температуры: а - $t_{об} = 30^\circ\text{C}$, б - $t_{об} = 60^\circ\text{C}$; в - $t_{об} = 90^\circ\text{C}$; з - $t_{об} = 120^\circ\text{C}$; удельных нагрузках: 1 - $p = 0,2$ МПа, 2 - $p = 0,4$ МПа, 3 - $p = 0,6$ МПа

На рис. 2 проиллюстрирована зависимость напряжений сопротивления трещинообразованию (σ_0) от объемной температуры обода барабана ($t_{об}$) и величины сопротивления тепловому удару (S). В интервале объемных температур от $30,0$ до $120,0^\circ\text{C}$ обода барабана суммарные остаточные тепловые напряжения изменяются от $83,6$ до $262,2$ МПа и при $S=1,0$ они равны напряжениям сопротивления трещинообразованию (σ_0). При $S=0,2-0,8$ напряжения сопротивления трещинообразованию изменяются от $16,7$ до $209,8$ МПа, которые будут способствовать зарождению и развитию микротрещин на рабочей поверхности обода барабана.

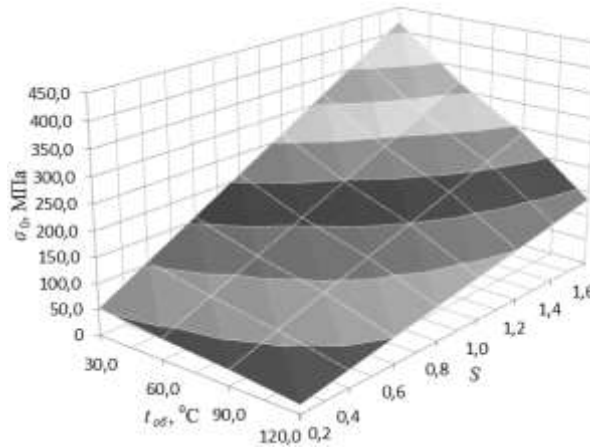


Рис. 2 Зависимость напряжений сопротивления трещинообразованию (σ_0) от объемной температуры обода барабана ($t_{об}$) и величины сопротивления тепловому удару (S)

Исходя из вышеизложенного, повышение работоспособности ободов барабанов барабанно-колодочного тормоза транспортного средства достигается за счет:

- снижения остаточных тепловых напряжений в ободке барабана, как путем уменьшения поверхностных допустимых температур для материалов фрикционной накладки для предохранения возникновения деструктивных процессов и сетки трещин на рабочих поверхностях ободов барабанов;
- снижения металлоемкости ободов тормозных барабанов путем: уменьшения их толщины; выполнение разборными или их устранением с процесса электротермомеханического трения.

Выводы. Таким образом, показана энергонагруженность металлополимерных пар трения барабанно-колодочного тормоза транспортного средства и оценены максимальные сжимающие напряжения действующие на рабочую поверхность обода барабана и раскрыта природа зарождения и развития трещин в его поверхностном и подповерхностном слое при росте энергетической нагруженности пятен контактов микровыступов, что позволяет прогнозировать работоспособность металлополимерных пар трения тормоза.

1. Поляков П.А. Повышение эффективности тяжелонагруженных фрикционных узлов тормозных устройств: дисс. ... канд. техн. наук: 05.02.02 / Поляков Павел Александрович. - Краснодар, 2013. - 157с.
2. Харламов П.В. Трибоспектральная идентификация и прогнозирование критического состояния подсистемы «тормозной диск – колодка» автомобиля: дисс. ... канд. техн. наук: 05.02.04 / Харламов Павел Викторович. - Ростов на Дону, 2009. - 164с.
3. Турков А.И. Исследование, выбор параметров и разработка основ конструирования фрикционной пары дискового тормоза железнодорожного подвижного состава: дисс. ... докт. техн. наук: 05.05.01 / Турков Аркадий Иосифович. - Хабаровск, 1982. - 357с.
4. Поверхностная прочность материалов при трении / Под общ. редакц. Б.И. Костецкого. - Киев: Техника, 1976. - 296с.
5. Горячева И.Г. Механика фрикционного взаимодействия / И.Г. Горячева. - М.: Наука, 2001. - 475с.

Стаття надійшла до редакції 08.04.2014.