

## ВЛИЯНИЕ КОНТАКТНОГО ДАВЛЕНИЯ НА ТОЛЩИНУ ЖИДКОСТНОГО СЛОЯ В ПРИПОВЕРХНОСТНЫХ СЛОЯХ ПАРЕ ТРЕНИЯ ТОРМОЗНОГО ДИСКА

*Вольченко А.И.<sup>1</sup>, Поляков П.А.<sup>2</sup>, Голиков А.А.<sup>2</sup>, Тагиев Р.С.<sup>2</sup>*

<sup>1</sup>*Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа,  
г.Ивано-Франковск, Украина;*

<sup>2</sup>*Кубанский государственный технологический университет, г.Краснодар*

**Ключевые слова:** пара трения, тормозной диск, жидкостной слой, контактное давление.

**Аннотация.** В местах фактического контакта трущихся поверхностей в результате пластической деформации при сжатии и сдвиге защитные поверхностные пленки на рабочих поверхностях пары трения могут разрушаться. Для уменьшения интенсивности процесса адгезионного изнашивания необходимы экранизация поверхностей трения, образования адсорбционных защитных слоев физической и химической природы, наличие покрытий. В результате разрушения материал приповерхностных слоев фрикционной накладки распадается на твердые элементы и жидкости. Разработанная математическая модель дает представление о влиянии продуктов износа на контактное давление в парах трения. Основным маркером контактного давления является адгезионный износ, работающих пар трения.

## THE EFFECT OF CONTACT PRESSURE ON THE THICKNESS OF THE WATER LAYER IN THE SURFACE LAYERS OF THE FRICTION PAIR OF THE BRAKE DISC

*Volchenko A.I.<sup>1</sup>, Polyakov P.A.<sup>2</sup>, Golikov A.A.<sup>2</sup>, Tagiev R.S.<sup>2</sup>*

<sup>1</sup>*Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, Ivano-Frankivsk,  
Ukraine;*

<sup>2</sup>*Kuban State Technological University, Krasnodar*

**Keywords:** friction pair, brake disc, water layer, contact pressure.

**Abstract.** In places of actual contact of rubbing surfaces, as a result of plastic deformation during compression and shear, protective surface films on the working surfaces of the friction pair can be destroyed. To reduce the intensity of the process of adhesive stripping, screening of friction surfaces, the formation of adsorption protective layers of physical and chemical nature, and the presence of coatings are required. As a result of destruction, the material of the surface layers of the friction lining disintegrates into solid elements and liquids. The developed mathematical model gives an idea of the effect of wear products on the contact pressure in friction pairs. The main marker of contact pressure is the adhesive wear of working friction pairs.

### Введение

Для начала проанализируем работы по данному направлению других авторов. В работах [1,2] предложена CFD модель распределения контактного давления на поверхности тормозного диска. В источниках [3,4] предложены модели распределения контактного давления в зависимости от профиля поверхности фрикционной накладки. В работах [5,6] рассмотрены процессы, которые происходят в результате работы пар трения фрикционных узлов. В источнике [7] предложена тепловая модель тормозного диска, учитывающая приповерхностные слои тормоза.

Для решения контактной задачи с целью определения толщины жидкостного слоя в зависимости от контактного давления необходимо составить систему уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial p_x}{\partial x} = 6\eta(v_1 + v_2) \frac{h - h_0}{h^3}, \text{ при } x \rightarrow \infty; x = x_0; p = \frac{\partial p_x}{\partial x} = 0; \\ h = h_0 + \frac{x^2 - x_0^2}{2R} - \frac{2}{\pi} \left( \frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right) \int_{-\infty}^{x_0} p(\xi) \ln \left| \frac{\xi - x}{\xi - x_0} \right| d\xi; \\ p \cdot c \cdot v \frac{\partial t}{\partial x} = \lambda \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \eta \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \chi \cdot v \cdot t \frac{\partial t}{\partial x}, \text{ при } x \rightarrow \infty; t = t_0; \\ t(x, 0) = \sqrt{\frac{1}{\pi \rho_1 c_1 \lambda_1 v_1}} \cdot \int_{-\infty}^{x_0} \lambda \frac{\partial t}{\partial y} \Big|_{y=0} \frac{d\varepsilon}{\sqrt{x - \varepsilon}} + t_0; \\ t(x, h) = \sqrt{\frac{1}{\pi \rho_2 c_2 \lambda_2 v_2}} \cdot \int_{-\infty}^{x_0} \lambda \frac{\partial t}{\partial y} \Big|_{y=h} \frac{d\varepsilon}{\sqrt{x - \varepsilon}} + t_0; \eta = \eta_0 e^{\beta p - \alpha \Delta t}. \end{array} \right. \quad (1)$$

где  $v_1$  и  $v_2$  – окружные скорости, м/с;  $h$  – зазор, м;  $R$  – приведенный радиус кривизны –  $1/R = 1/R_1 + 1/R_2$ , ( $R_1$  и  $R_2$  – радиусы пояса трения);  $c, c_1, c_2$  – удельные теплоемкости воды и материалов пары трения, Дж/К;  $\lambda, \lambda_1, \lambda_2$  – коэффициенты теплопроводности воды и материалов пары трения Вт/(мК);  $\beta$  – пьезокоэффициент вязкости воды; м<sup>2</sup>/Н;  $\alpha$  – коэффициент зависимости вязкости от температуры, 1/К;  $x$  и  $y$  – координаты вдоль и поперек пленки;  $\varepsilon$  – дополнительная переменная;  $x_0$  – абсцисса, в которой достигается значение  $p = \frac{\partial p_x}{\partial x} = 0$ ;  $\chi$  – коэффициент теплового расширения воды.

**Условие однозначности.** Геометрические характеристики:  $R_1, R_2$  длина контакта  $l$ ; параметры шероховатости тел  $Rz(a)_1; Rz(a)_2$ ; при заданных удельных нагрузках приведенном радиусе кривизны, длине контакта, упругих свойствах материалов пар трения однозначно определяется (по Герцу) ширина контакта  $2b$ .

Физические свойства воды:  $\eta_0, \rho_0, c_0, \lambda_0, \alpha, \beta$ . Эти величины берут при характерной температуре микровыступов пар трения.

Величины, характеризующие материалы контактирующих тел:  $E_1, E_2, \mu_1, \mu_2, \nu_1, \nu_2, \rho_1, \rho_2, c_1, c_2, \lambda_1, \lambda_2$ , берут при текущей температуре контактирующих тел.

Относим к физическим свойствам имеющиеся экспериментальные зависимости, связывающие изменение основных физических свойств воды ( $\eta, \rho, c, \lambda, \beta$ ) и материалов тел с поверхностной и объемной температурой и удельными нагрузками.

Краевые условия задают для скоростей скольжения, удельных давлений и температур:  $v_1, v_2, v_{ск} = v_1 - v_2, v_{\Sigma ск} = v_1 + v_2$ ; удельная нагрузка в контакте  $p$ ; удельные нагрузки на единицу длины контакта  $p_H = p/l$ ;  $p_{max}$  – максимальная удельная нагрузка в контакте; средняя температура поверхностей перед входом в

контакт  $t_0 = \frac{t_{01} + t_{02}}{2}$ , где  $t_{01}$ ,  $t_{02}$  – температуры рабочих поверхностей, вступающих в контакт.

**Обобщенные характеристики.** Используя метод интегральных аналогов, исходную совокупность уравнений, граничных условий, условия однозначности, находим определяющие критериальные соотношения и условия подобия [8]:

$$П_1 = \left( \frac{p}{\eta v_{\Sigma k}} \right); \tag{2}$$

$$П_2 = \beta p_{\max} = idem; \tag{3}$$

$$П_3 = \frac{\lambda}{\rho_0 c_0 v_{\Sigma k} b} = idem; \tag{4}$$

$$П_4 = \frac{\eta_0 v_{\Sigma k}^2}{\rho_0 c_0 v_{\Sigma k} b t_0} = idem; \tag{5}$$

$$П_5 = \frac{\lambda_0}{\lambda_{01}} \frac{1}{\sqrt{Pe_{01}}} = idem; \tag{6}$$

$$П_6 = \frac{\lambda_0}{\lambda_{02}} \frac{1}{\sqrt{Pe_{02}}} = idem; \tag{7}$$

$$П_7 = \alpha t_0 = idem; \tag{8}$$

$$П_8 = \frac{p(t_{01} + t_{02})}{R} = idem; Pe_{01} = \frac{b v_1}{a_{01}}; Pe_{02} = \frac{b v_2}{a_{02}}; a_{01} = \frac{\lambda_1}{c_1 \rho_1}; a_{02} = \frac{\lambda_2}{c_2 \rho_2}; \tag{9}$$

$$Bi_1 = \frac{\alpha_1 (h + h_1)}{\lambda_{np}} = \frac{\alpha_1}{k_1} = idem. \tag{10}$$

Физический смысл полученных критериев подобия состоит в следующем:  $П_1$  – основной контактно-гидродинамический критерий, характеризующий несущую способность контакта и его тепловую деформацию  $П_8$ ;  $П_1 \cdot П_2 = \beta p_{\max}$  и  $П_7$  – критерии характеризующие физические свойства воды как функции температуры и удельной нагрузки;  $П_3$  – отношение теплоты, распространённой теплопроводностью, к конвективному теплопереносу;  $П_4$  – отношение количества теплоты, диссипируемой внутри жидкостного слоя, к теплопереносу путем конвекции;  $П_5$ ,  $П_6$  – отношение тепла, поступающего к воде путем теплопроводности, к теплоте отводимой поверхностями микровыступов пар трения.

Увеличение произведения  $\eta v_{\Sigma k}$  приводит к росту толщины жидкостного слоя при скольжении, уменьшению коэффициента трения скольжения, увеличению противозадирной стойкости фрикционного контакта. По своей структуре комплекс близок к скольжению гидродинамического трения. Принципиальное отличие заключается в отрицательном влиянии скорости скольжения на толщину жидкостной пленки и противозадирную стойкость контакта – последняя существенно уменьшается с ростом скорости скольжения. Из постановки гидродинамической задачи для жестких скользящих тел при

постоянной вязкости воды следует  $\frac{h}{R} = 2,447 \frac{\eta v_{\Sigma k}}{p}$ , т.е. относительная толщина жидкостной пленки обратно пропорциональна критерию  $\Pi_1 \cdot \Pi_2 = \beta p_{\max}$  и  $\Pi_7$ , критерии характеризуют физические свойства воды как функция объемной температуры и удельных нагрузок.

Числа Пекле  $Pe_{01}, Pe_{02}$  характеризуют отношение теплосодержания потока в осевом направлении к тепловому потоку в поперечном направлении.

Число Био ( $Bi$ ) характеризует отношение коэффициента теплоотдачи  $\alpha_1$  в осевом направлении с внутренней стороны диска к коэффициенту теплопередачи  $k_i$  его наружной стороны с фланцем.  $Bi$  характеризует интенсивность теплопередающего процесса и может быть  $1 > Bi > 1$ .

Полученные критериальные соотношения являются безразмерными обобщенными характеристиками при составлении уравнений для определения толщины жидкостной пленки, коэффициента трения скольжения, температуры и противозадирной характеристики контакта. Структуры полученных критериев могут быть использованы для получения как определяющих, так и определяемых критериев. Расчет толщины жидкостного слоя в квазиизотермическом режиме смачивания для пары трения можно производить по формуле:

$$\frac{h}{R} = 1,7 \left( \frac{\eta_0 v_{\Sigma k}}{p} \right)^{0,7} \left( \frac{p \beta}{R} \right)^{0,6}; \quad (11)$$

или

$$h = 1,7 \eta_0^{0,7} v_{\Sigma k}^{0,7} p^{-0,1} R^{0,4} \beta^{0,6}. \quad (12)$$

Для расчета жидкостного слоя необходимо задаться исходными данными:  $\nu=157 \text{сСт}$ ;  $\eta=141,3 \cdot 10^{-8} \text{Нс/м}^2$ ;  $p=2 \text{МПа}$ ;  $R_{np} = 0,132 \text{м}$ ;  $\alpha = 0,021/\text{К}$ .

На рисунке 1 показано установленное в опытах влияние суммарной скорости скольжения, вязкости воды и удельной контактной нагрузки на безразмерную величину толщины жидкостной пленки и динамический коэффициент трения. Можно отметить противоположное влияние названных характеристик на  $f$  и  $h$ . Штриховыми линиями показаны зависимости толщины жидкостного слоя от контактных параметров. Сплошные линии указывают на изменение коэффициента трения скольжения.

Результатами моделирования является определение толщины жидкостного слоя, представленные в табл. 1.

Табл. 1 Результаты расчетов  $h$ , мкм

$v_{\Sigma k}$ , м/с	$p$ , МПа ( $v_{\text{ск}}=2\text{м/с}$ )			$v_{\Sigma k}$ , м/с	$p$ , МПа ( $v_{\text{ск}}=12\text{м/с}$ )		
	0,5	1	1,5		0,5	1	1,5
5	3,22	2,8	1,1	5	4,81	4,15	3,49
10	5,31	4,2	3,66	10	7,59	6,4	5,95

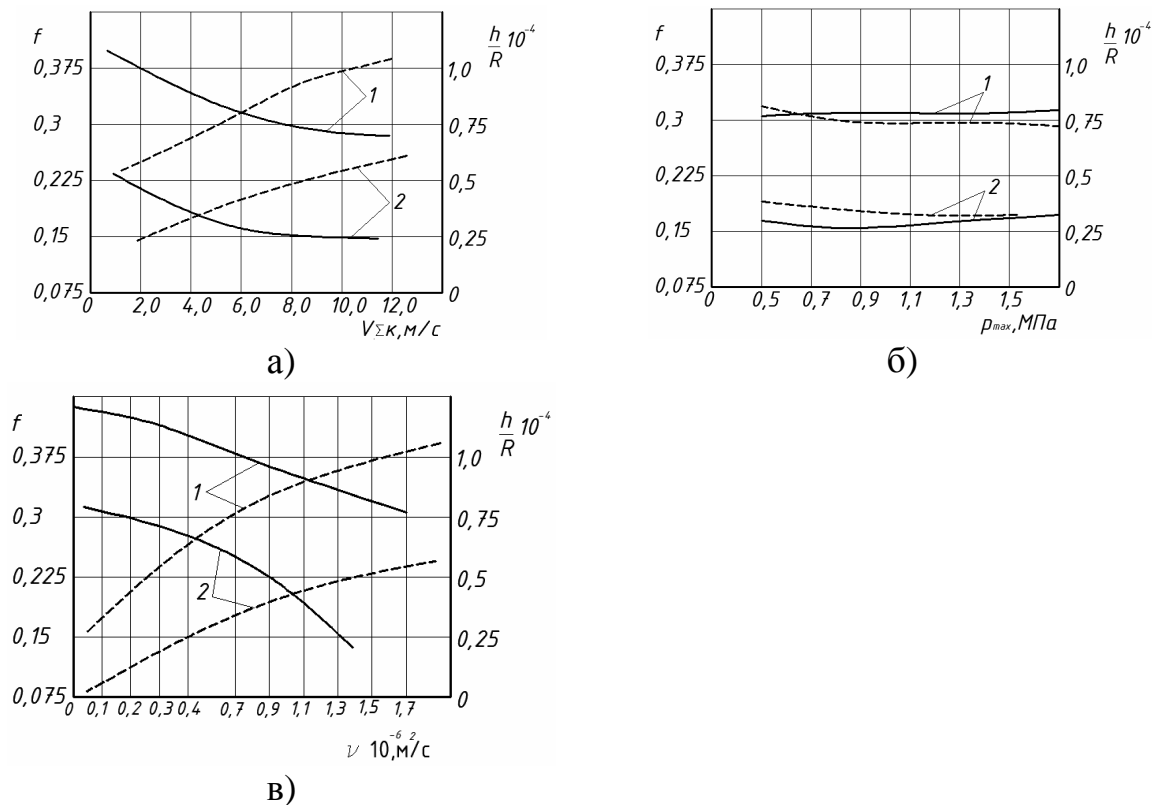


Рис. 1. Зависимость толщины жидкостного слоя на диске тормоза переднего колеса транспортного средства и динамического коэффициента трения от суммарной скорости скольжения (а) ( $p_{max}=1,2$ МПа;  $\nu=110 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с); от контактного давления (б) ( $v_{\Sigma k}=5$ м/с,  $\nu=110 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с; от вязкости воды (в) (\*  $v_{\Sigma k}=5$ м/с,  $p_{max}=1,5$ МПа); 1 – при  $v_{ck}=5$ м/с; 2 – при  $v_{ck}=12$ м/с

**Выводы.** Предложено решение контактной задачи для пар трения фрикционного узла тормозного механизма. Определено влияние контактного давления на толщину жидкостного слоя в микроструктурах приповерхностных слоев.

**Список литературы**

1. Поляков П.А. Математическое моделирование удельного давления тормозного механизма / П.А. Поляков, Е.С. Федотов, Е.А. Полякова, А.А. Голиков, В.О. Виниченко // Мехатроника, автоматика и робототехника. 2020. №5. С. 20-25
2. Поляков П.А. Разработка математической модели фрикционного узла дисково-колодочного тормоза автомобиля / П.А. Поляков, Р.С. Тагиев, В.А. Мищенко, А.А. Голиков // Сборник научных статей по материалам международной научно-практической конференции «Механика, оборудование, материалы и технологии». 2019. С. 245-251.
3. Volchenko N.A. Pulse-contact frictional interaction of microprotrusions of friction pairs of brake devices / N.A. Volchenko, D.A. Volchenko, P.A. Polyakov, E.S. Fedotov, A.S. Evchenko // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 560 (2019) 10p
4. Polyakov P.A. Design of surface profile of pairs of friction unit / P.A. Polyakov, A.E. Litvinov, E.A. Polyakova, E.S. Fedotov, R.S. Tagiev // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. 2020. бр.
5. Вольченко Н.А. Нанотрибология при взаимодействии поверхностных слоев пар трения барабанно-колодочных тормозов / Н.А. Вольченко, П.А. Поляков // Вестник Саратовского технического университета. 2012. Т.1, №1(63). С. 41-47.

6. Вольченко Н.А. Влияние влаги на триботехнические параметры фрикционных узлов тормозных устройств и ее удаление с их поверхностей трения / Н.А. Вольченко, П.А. Поляков // Вестник Саратовского технического университета. 2012. Т.1, №1(63). С. 82-87.
7. Поляков П.А. Метод проектирования современных тормозных механизмов с сервоусилением / П.А. Поляков, Р.С. Тагиев, Е.С. Федотов, Е.А. Полякова, М.Б. Москаленко // Вестник Иркутского государственного технического университета. 2020. Т.24, № 1 (150). С. 64-76.
8. Вольченко А.И. Триботехнические процессы и явления в приповерхностных слоях пар трения тормозных устройств / А.И. Вольченко, Н.А. Вольченко, П.А. Поляков // ВІСНИК СЕВНТУ. 2011. №121. С. 177-179.

Сведения об авторах:

*Вольченко Александр Иванович* – д.т.н., профессор кафедры механики машин, ИФНТУНГ, г.Ивано-Франковск;

*Поляков Павел Александрович* – к.т.н., доцент кафедры автосервиса и материаловедения, КубГТУ, г.Краснодар;

*Тагиев Руслан Суфудинович* – старший преподаватель кафедры автосервиса и материаловедения, КубГТУ, г.Краснодар;

*Голиков Алексей Александрович* – ассистент кафедры систем управления и технологических комплексов, КубГТУ, г.Краснодар.