УДК 629 - 413 - 592.112

Журавлев Д.Ю., к.т.н.
Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа

ВОЗБУЖДАЮЩИЕ ФАКТОРЫ В РОБАСТНЫХ ТРИБОСИСТЕМАХ ЛЕНТОЧНО-КОЛОДОЧНЫХ ТОРМОЗОВ (ЧАСТЬ 2)

Аннотация. *В материалах статьи отражены возбуждающие факторы в робастных трибосистемах ленточно-колодочных тормозов, к которым отнесены: усилия натяжения набегающей и сбегающей ветвей тормозной ленты и эксплуатационные параметры на которые они влияют. Эксплуатационными параметрами являются: импульсные нормальные усилия, динамический коэффициент трения, импульсная сила трения, работа трения, импульсный тормозной момент. При этом достигнуто квазистабилизации эксплуатационных параметров на ветвях тормозной ленты за счет изменения площадей контактов микровыступов накладки при их фрикционном взаимодействии с рабочей поверхностью обода тормозного шкива.*

Анотація. *У матеріалах статті відображені збуджуючі фактори в робастних трибосистемах стрічково-колодкових гальм, до яких віднесено: зусилля натягу набігаючої і збігаючої гілок гальмівної стрічки і експлуатаційні параметри на які вони впливають. Експлуатаційними параметрами є: імпульсні нормальні зусилля, динамічний коефіцієнт тертя, імпульсна сила тертя, робота тертя, імпульсний гальмівний момент. При цьому досягнуто квазістабілізації експлуатаційних параметрів на гілках гальмівної стрічки за рахунок зміни площ контактів мікровиступів накладки при їх фрикційній взаємодії з робочою поверхнею обода гальмівного шківа.*

Abstract. *The article describes excitation factors in robust tribo-systems of band-shoe brakes which include: the pulling force of tight and slack strands of a brake band and performance parameters affected by them. The performance parameters involve: the impulse normal force, the dynamic friction coefficient, the impulse friction force, the friction work and the impulse brake torque. The quasi-stabilization of the performance parameters on the brake band strands is achieved by means of changing contact areas of lining micro-projections during their friction interaction with the working surface of the brake puley rim.*

Постановка проблемы. Робастный подход к расчету и проектированию узлов ленточно-колодочных тормозов подъемно-

транспортных машин, в частности, тормозов буровой лебедки, является новым направлением, поскольку включает в себя не только состояние их поверхностных и подповерхностных слоев, связанных с качеством фрикционных поверхностей, устойчивостью и стабилизацией эксплуатационных параметров. Возбуждающим фактором для последних (импульсное нормальное усилие, динамический коэффициент трения, импульсная сила трения, работа трения, импульсный тормозной момент) является натяжение ветвей ленты тормоза.

Анализ последних исследований. В первой части материалов статьи [1] были отражены возбуждающие факторы в робастных трибосистемах ленточно-колодочных тормозов, к которым отнесены: микровыступы фрикционного взаимодействия; состояния поверхностных и подповехностных слоев полимерных накладок, закономерности изменения динамических коэффициентов трения, колебания основных деталей фрикционного узла тормоза. Приведена оценка возбуждающих факторов и установлено их влияние на энергетический баланс трибосопряжения. Однако в данных исследованиях не был затронут вопрос об эксплуатационных параметрах фрикционных узлов ленточно-колодочного тормоза, которые напрямую зависят от возбуждающего фактора - численной разности усилий натяжений набегающей и сбегающей ветви и их переменных соотношений.

Нерешенные части общей проблемы. Общей проблемой является установление влияния основного возбуждающего фактора (усилий натяжения набегающей и сбегающей ветви тормозной ленты ленточно-колодочного тормоза) на закономерности изменения эксплуатационных параметров (импульсного нормального усилия, динамического коэффициента трения, работы трения, импульсного тормозного момента), в основном, за счет усовершенствования фрикционных узлов тормоза. Такой подход в робастных трибосистемах ленточно-колодочных тормозов позволит квазистабилизировать их эксплуатационные параметры.

Основной материал. Проанализируем существующие методики расчета эксплуатационных параметров фрикционных узлов ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок, приведенные в работах [2, 3, 4, 5]. На рис. 1 *а, б* приведены схемы: размещения фрикционных накладок на тормозном шкиве *(а)* и ленточно-колодочного тормоза с эпюрой удельных нагрузок в парах трения по дуге обхвата *(б)*. Указанные схемы предложены проф. А.Л. Ильским [2]. Расчет натяжений набегающей и сбегающей ветвей тормозной ленты выполнялся по формуле Эйлера $S_H/S_C=e^{f\alpha}$. Динамический коэффициент трения во фрикционных узлах рассчитывался в зависимости от разности натяжений участков ленты над каждой

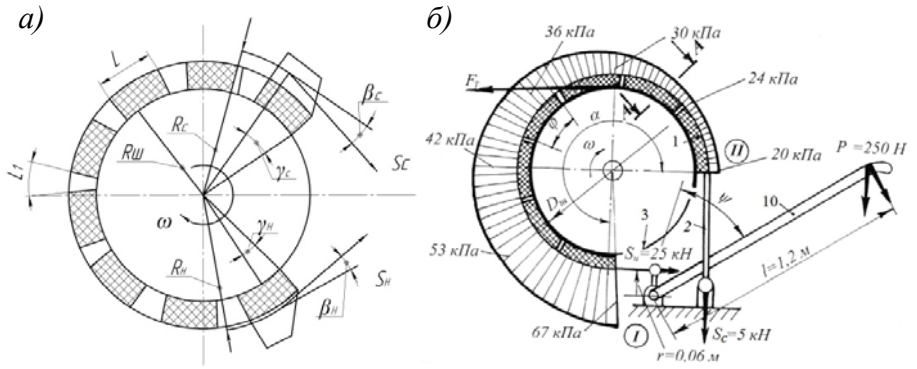

Рисунок 1 *а*, *б* – Схемы: расположения накладок на ободе шкивов (*а*) ленточно-колодочного тормоза с эпюрой удельных нагрузок в парах трения на дуге обхвата (*б*): 1 - фрикционные накладки; 2 - тормозной шкив; 3 - тормозная лента с набегающей (I) и сбегающей (II) ветвью; 4 - тормозной рычаг; α, φ - углы обхвата: лентой и накладкой шкива; β_C, β_H, γ_C, γ_H - углы: между сбегающими и набегающими концами ленты и тангенциальной линией; прикладывания тангенциальной силы на сбегающих и набегающих участках накладки; L, L_1 - ширина накладки и зазора между накладками; ψ - угол поворота тормозного рычага; $D_Ш$ - диаметр обода шкива; r - радиус кривошипа; P_p - усилие рабочего; S_H, S_C - натяжение ветви: набегающей и сбегающей; F_T - сила трения; ω - угловая скорость шкива

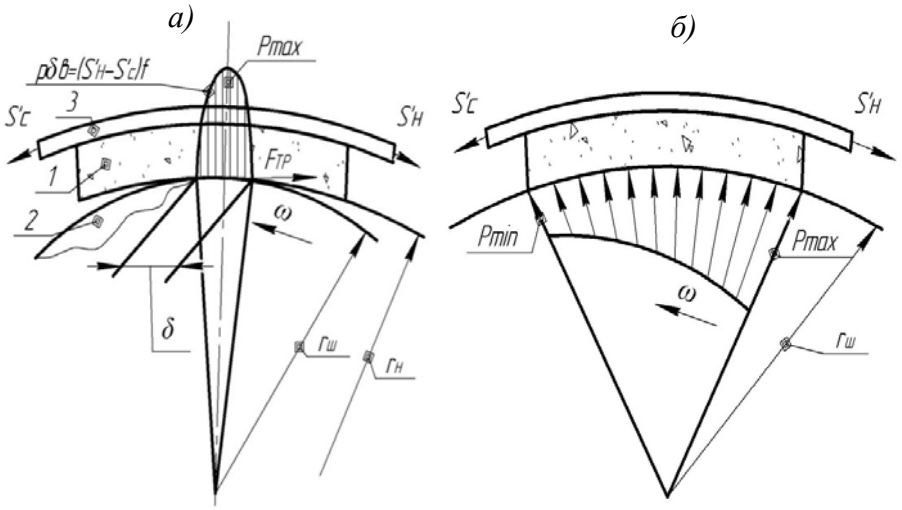

Рисунок 2 *а*, *б* – Эпюра удельных нагрузок (р) при фрикционном взаимодействии пары трения "шкив - накладка" при условии $\rho_Ш<\rho_H$ (*а*) и $\rho_Ш = \rho_H$ (*б*) (радиусы кривизны): 1 - фрикционная накладка; 2, 3 - тормозные: шкив, лента; f - динамический коэффициент трения

ISSN 2311-0368 (Print)
ISSN 2409-1049 (Online)

накладкой по методике, изложенной в работе [2]. В тормозе, приведенном на рис. 1 *б* фрикционные накладки сложены из разного количества серийных накладок, размеры одной из которых составляет 120х230х30 мм. Первая фрикционная накладка содержит 6,75; вторая - 5,81; третья - 5,71; четвертая - 6,22; пятая - 4,11; шестая - 3,6 серийных накладок, выходит что собранные накладки имеют различный угол обхвата обода шкива. Импульсная нормальная сила, которая возникает при взаимодействии микровыступов пар трения определялась по зависимости вида $N=(S_H-S_C)/f$. В табл. 1 приведены расчеты эксплуатационных параметров фрикционных узлов ленточно-колодочного тормоза буровой лебедки.

Проанализируем полученные расчетные величины эксплуатационных параметров фрикционных узлов тормоза.

Наибольший угол обхвата (φ=32,2°) рабочей поверхности обода шкива, площадь поверхности взаимодействия (A=0,9 м^2) и коэффициент взаимного перекрытия ($k_{вз}$=0,715) имеет шестая фрикционная накладка, которая находится на конце набегающей ветви ленты. $k_{вз}$ на сбегающей и набегающей ветвях ленты составляет, соответственно, 0,279 и 0,631, при этом их отношение составляет 2,26. Динамический коэффициент трения в направлении от сбегающей ветви к набегающей уменьшается от 0,4 до 0,342, отношение равняется 1,25. В тоже время как в серийном тормозе по данных С.В. Балаболина минимальное значение динамического коэффициента трения составляет 0,308.

Отношение максимальной к минимальной величине динамических коэффициентов трения на сбегающей и набегающей ветвях ленты мало отличаются между собой (1,11 и 1,023). Усилие натяжения от сбегающей к набегающей ветки ленты изменяется от 6,84 до 25,055 кН; отношение составляет 3,66, а в серийном тормозе с 22-мя накладками - 4,55), а их отношение по ветвях, соответственно, равняется 1,71 и 1,66. Импульсные нормальные усилия при фрикционном взаимодействии микровыступов пар трения по длине ленты изменяется от 4,6 до 58,64 кН, а их отношение составляет 12,75. При этом отношение максимальной к минимальной величине импульсного нормального усилия по ветках составляет 4,03 и 2,05. Импульсные удельные нагрузки по длине изменяются от 24,48 до 65,42, их отношение равнялось 2,67. Отношение максимальной к минимальной величине импульсных удельных нагрузок на сбегающей и набегающей ветвях ленты составило соответственно, 1,49 и 1,56.

Таким образом, возбуждающим фактором в ленточно-колодочном тормозе являются величины сил натяжений набегающей (S_H) и сбегающей (S_C) ветвей ленты, их отношение и разность. Особенно, S_H-S_C=F_T, которая является составляющей при определении

Таблица 1 – Эксплуатационные параметры и их отношения во фрикционных узлах ленточно-колодочного тормоза

Тормозная лента с ветвями		Номер накладки	1	2	3	4	5	6
			Величина параметров и их отношения					
		α,°	45	90	135	180	225	270
		φ,°	6,75	12,56	18,27	24,49	28,6	32,2
		A, м^2	0,188	0,35	0,51	0,68	0,80	0,90
		$k_{вз}$	0,15	0,28	0,406	0,544	0,635	0,715
		$k_{вз}^{*}$	0,279				0,631	
		$k_{вз}^{**}$	2,26					
		f	0,4	0,38	0,36	0,35	0,348	0,342
		f^{*}	1,11				1,023	
		f^{**}	1,25					
		$e^{f\alpha}$	1,3689	1,8167	2,3354	3,0	3,922	5,011
		S_H, кН	6,84	9,08	11,68	15,01	19,61	25,055
		S_H^{*}, кН	1,71				1,66	
		S_H^{**}, кН	5,01					
		N, кН	4,60	10,74	18,56	28,61	41,98	58,64
		N^{*}	4,03				2,05	
		N^{**}	12,75					
		p, кПа	24,48	30,69	36,49	41,97	52,73	65,42
		p^{*}	1,49				1,56	
		p^{**}	2,67					

*Примечание - характеризуют отношение максимальной к минимальной величине параметров, соответственно, на набегающей и сбегающей ветви и на тормозной ленте

импульсного нормального усилия (N), динамического коэффициента трения (f) и тормозного момента (M_T).

Систему нагружения пар трения тормоза необходимо рассматривать на макро-, микро, и наноуровнях с учетом того какие последствия она вызовет.

Остановимся на фрикционном взаимодействии пар трения ленточно-колодочного тормоза при спуске колонны бурильных труб в скважину.

В ленточно-колодочном тормозе с новыми фрикционными накладками радиус кривизны поверхности трения обода шкива меньше

ISSN 2311-0368 (Print)
ISSN 2409-1049 (Online)

радиуса кривизны их рабочих поверхностей. Это обстоятельство приводит к тому, что неприработанные поверхности накладок имеют при торможении линейный контакт с поверхностью обода шкива. При этом за счет линейного контакта и условия, что (на первой стадии фрикционного взаимодействия) фактическая площадь контактирования ($A_Ф$) мала по сравнению с номинальной ($A_Н$) и производится суммирование составляющих генерируемых электрических токов, носящих импульсный и волновой характер. После чего при условии $A_Н = A_Ф$ развивается трибоЭДС в сопряжении, что ведет к появлению тепловых токов в поверхностных и приповерхностных слоях пар трения. В связи с тем, что величина тормозного момента, создаваемого парами трения тормоза и состоящего из "долевых тормозных моментов", развиваемых каждой накладкой и лентой над ней в отдельности, на начальной стадии эксплуатации тормоза отвечает техническим требованиям, следовательно, каждая накладка обеспечивает необходимую силу трения. При этом эпюра распределения удельных нагрузок на накладке характеризуется колебаниями пиков импульсных нормальных усилий, наибольшая величина которого определяется минимальностью зоны контакта. В свою очередь, зона контактов микровыступов тем меньше, чем больше разность радиусов кривизны сопряженных поверхностей. В целом же характер распределения удельных нагрузок по длине тормозной ленты соответствует закону Эйлера. Из рис. 2 *а* видно, что большая часть зоны контактов микровыступов накладки остается ненагруженной. По мере приработки рабочих поверхностей фрикционных накладок, они изнашиваясь, приобретают кривизну поверхности трения обода шкива ($r_Н = r_Ш$). При этом в контакте участвует вся рабочая часть набегающей поверхности накладки, и распределение удельных нагрузок характеризируется относительной равномерностью (рис. 2 *б*). Закономерность их распределения аналогична изменению удельных нагрузок *(p)* по длине тормозной ленты - максимум (*p*) - на набегающей ветви, минимум - на сбегающей.

Динамический коэффициент трения в трибосопряжениях фрикционных узлов ленточно-колодочного тормоза при электротермомеханическом трении носит импульсный характер. Это связано с импульсным подводом нормальных усилий к пятнам контактов микровыступов пар трения тормоза и развитие на их номинальных поверхностях импульсных сил трения.

Рассмотрим вопрос многофакторного анализа динамического коэффициента трения в трибосистеме в лабораторных условиях. В качестве трибосистемы выступает модельный ленточно-колодочный тормоз с режимными параметрами усилия на рукоятке управления тормозом и работа торможения. С применением метода математического планирования экстремальных экспериментов

получены функциональные зависимости динамического коэффициента трения от варьируемых параметров в виде полиномов второго порядка адекватно описывающих исследуемые процессы. В качестве трибосопряжения на микро- и наноуровнях выступает эталонное изменение динамического коэффициента трения пары «Ретинакс ФК-24А–сталь 35ХНЛ» в функции от поверхностной температуры, величины которой отвечают определенным законам, исходя из возрастающей и падающей характеристик динамического коэффициента трения. Оценка последнего произведется по принципу суперпозиции с учетом многофакторного анализа следующих параметров: процессов вынужденного охлаждения и нагревания; поляризационных и деполяризационных процессов на пятнах контактов микровыступов пары трения; типа контактов микровыступов в зависимости от работы выхода электронов и ионов из их материалов; образования первичных и вторичных структур на поверхностях фрикционного взаимодействия; разрушение и восстановление пленок на поверхностях и т.д.

Динамический коэффициент трения необходимо оценивать на макро- микро и наноуровнях как в трибоситеме, так и в трибосопряжении. На макроуровне необходимо поэтапно определить влияние основных режимных факторов (нагрузка на рукоятку управления тормозом (F_p) и работу торможения (W_{mp})). На микро- и наноуровнях необходимо установить тип контакта, работу выхода электронов и ионов из материалов пятен микровыступов, оценить: поляризационные и деполяризационные процессы, генерируемую и аккумулированную энергии, соответственно, электрических и тепловых токов, и влияние тепловой нагруженности номинальных площадей контакта на динамический коэффициент трения в трибосопряжении. Для детального исследования на макроуровне динамического коэффициента трения в трибосистеме предлагается его рассмотрение на четырех этапах (подблоках).

В практике машиностроения широко применяется проведение поэтапных испытаний. Лабораторные испытания все же полностью позволяют выявить влияние конструктивных особенностей и ряда других характеристик на его износо-фрикционные свойства узла трения. В связи с этим существенным является проведение стендовых испытаний пар трения модельного ленточно-колодочного тормоза, отвечающим серийным фрикционным узлам. Приведем результаты исследований влияния основных режимных факторов (нагрузка на рукоятку управления тормоза (F_p) и работа торможения (W_{mp})) на динамический коэффициент трения (f). В качестве материалов пары трения были выбраны «ФК-24А – сталь 35ХНЛ». Значения натуральных и кодовых уровней представлены в табл. 2.

ISSN 2311-0368 (Print)
ISSN 2409-1049 (Online)

Таблица 2 – Натуральные значения

Уровни факторов	Кодовые значения		Подблоки							
			I-ый		II-ой		III-ий		IV-ый	
			F_p, Н	$W_{тр}$, Дж	F_p, Н	$W_{тр}$, Дж	F_p, Н	$W_{тр}$, Дж	F_p, Н	$W_{тр}$, Дж
Основной уровень	0	0	250	7355	350	20775	450	41775	550	70275
Интервал варьирования	1	1	50	4815	50	8575	50	12375	50	16125
Верхний уровень	+1	+1	300	12150	400	29400	500	54150	600	86400
Нижний уровень	–1	–1	200	2520	300	12150	400	29400	500	54150
«Звездные точки»	+R	+R	300	12150	400	29400	500	54150	600	86400
«Звездные точки»	–R	–R	200	2520	300	12150	400	29400	500	54150

Согласно принятому плану полного факторного эксперимента всего должно быть проведено 9 опытов, каждый из них должен повторяться трижды в случайном порядке для исключения систематических ошибок. Для получения математической модели объекта был использован метод группового учета аргументов, основанный на некоторых принципах теории обучения и самоорганизации. Рассмотрены различные сочетания входных и промежуточных переменных, для каждого сочетания строится модель, причем при построении рядов селекции используются самые регулярные переменные.

Ряды строятся до тех пор, пока снижается ошибка. Таким образом, из всей совокупности моделей выбирается та, которая является оптимальной с точки зрения выбранного критерия.

Согласно плану эксперимента в каждом подблоке были проведены 9 опытов. Для уменьшения систематических погрешностей опыты повторены трижды в случайном порядке. На основании экспериментальных данных рассчитано среднее значения выходного параметра y (динамический коэффициент трения).

Матрицы плана и результаты опытов представлены в табл.3. После обработки результатов экспериментов, выполненных с помощью компьютерных технологий получены следующие модели объекта для каждого подблока:

$$y_1 = 0{,}65 - 2{,}627 \cdot 10^{-3} \cdot x_1 - 2{,}365 \cdot 10^{-5} \cdot x_2 + 1{,}642 \cdot 10^{-8} \cdot x_1 \cdot x_2 + 5{,}333 \cdot 10^{-6} \cdot x_1^2 + \\ + 1{,}33 \cdot 10^{-9} x_2^2; \quad (1)$$

$$y_2 = 1{,}823 - 8{,}707 \cdot 10^{-3} \cdot x_1 - 3{,}572 \cdot 10^{-6} \cdot x_2 + 2{,}667 \cdot 10^{-8} \cdot x_1 \cdot x_2 + 1{,}187 \cdot 10^{-5} \cdot x_1^2 - \\ - 1{,}456 \cdot 10^{-10} x_2^2; \quad (2)$$

$$y_3 = 2{,}973 - 0{,}011 \cdot x_1 - 1{,}136 \cdot 10^{-5} \cdot x_2 + 4{,}444 \cdot 10^{-9} \cdot x_1 \cdot x_2 + 1{,}213 \cdot 10^{-5} \cdot x_1^2 + \\ + 1{,}099 \cdot 10^{-10} x_2^2; \quad (3)$$

$$y_4 = 0{,}884 - 1{,}958 \cdot 10^{-3} \cdot x_1 - 1{,}202 \cdot 10^{-7} \cdot x_2 + 1{,}446 \cdot 10^{-8} \cdot x_1 \cdot x_2 + 8{,}023 \cdot 10^{-7} \cdot x_1^2 - \\ - 5{,}508 \cdot 10^{-11} x_2^2. \quad (4)$$

Таблица 3 – Матрица плана и результаты опытов

№ опыта	Матрица плана		Результаты опытов по подблокам, *y*			
	x_1	x_2	I	II	III	IV
1	–1	–1	0,284	0,301	0,323	0,330
2	+1	–1	0,314	0,308	0,331	0,320
3	–1	+1	0,277	0,279	0,307	0,304
4	+1	+1	0,323	0,332	0,326	0,280
5	+R	0	0,252	0,309	0,308	0,345
6	–R	0	0,280	0,323	0,307	0,335
7	0	+R	0,282	0,267	0,298	0,314
8	0	–R	0,285	0,284	0,290	0,300
9	0	0	0,258	0,286	0,272	0,340

Полученные математические модели для наглядности дальнейшего анализа можно представить графически в виде поверхности отклика. Так как число факторов равно двум, полученные математические модели проиллюстрируются плоскостью в трехмерном пространстве. По координатным осям откладываем факторы F_p и W_{mp} и выходную функцию *f*.

Анализ полученных математических моделей по **I подблоку** (рис. 3 *а*) показывает, что на начальных глубинах, спуска бурильного инструмента в скважину динамический коэффициент трения при прирабатываемых рабочих поверхностях фрикционных накладок с плавным увеличением нагрузки на рычаг управления тормозом и работы торможения увеличивается и проходит через минимум. Это объясняется увеличением площади пятен контактов микровыступов пар трения, а также тем, что на начальных глубинах спуска температура на рабочих поверхностях тормозного шкива увеличивается, но не достигает пока допустимой температуры для материалов фрикционной накладки.

Если оценить математическую модель **II подблока,** то характер нагрузки на рукоятку управления тормозом и работа торможения на динамический коэффициент трения в пределах выбранного режима оказываются одинаковыми. Количественно больше влияет на выходной параметр нагрузка, прикладываемая бурильщиком. Сначала динамический коэффициент трения уменьшается, а затем возрастает, проходя через минимум (рис. 3 *б*). Поверхность отклика представляет собой эллиптический параболоид.

ISSN 2311-0368 (Print)
ISSN 2409-1049 (Online)

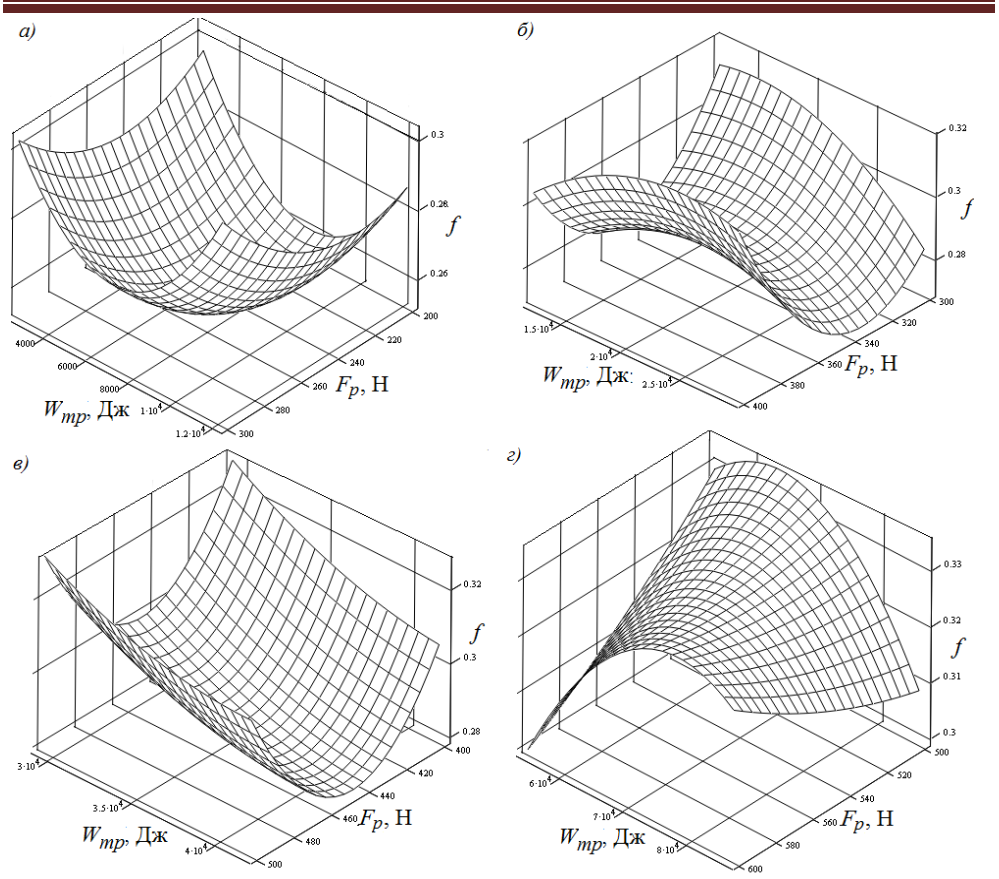

Рисунок 3 *а*, *б*, *в*, *г* – Закономерности изменения динамического коэффициента трения (*f*) от нагрузки (F_p) на рычаг управления тормозом и работы торможения ($W_{тр}$) на различных этапах исследования (подблоках): *а* – I-ый; *б* – II-ой; *в* – III-ий; *г* – IV-ый

Характер влияния режимных параметров на динамический коэффициент трения по **III подблоку** представлен на рис. 3 *в*. Поверхность отклика имеет седлообразную форму. С увеличением нагрузки на рукоятку управления тормозом динамический коэффициент трения сначала уменьшается, затем возрастает. Работа торможения действует двояко. При меньших нагрузках с увеличением работы торможения выходная функции уменьшается, при больших нагрузках – увеличивается.

Зависимость функции отклика от режимных факторов нагрузки на рукоятку и работы торможения по **IV подблоку** представлена на рис. 3 *г*. Как видно из последнего получили криволинейную поверхность отклика. С резким уменьшением и увеличением работы торможения динамический коэффициент трения резко уменьшается, проходя через минимум по краям экспериментов, но зато в центре эксперимента резко увеличивается. Это свидетельствует о том, что

рабочая поверхность фрикционной накладки попала в зону допустимой температуры для ее материалов. На этом этапе нужный тормозной момент создается за счет увеличения нагрузки на рукоятку управления тормозом. С увеличением нагрузки на рукоятку управления тормозом незначительно увеличивается динамический коэффициент трения, что приводит к росту тормозного момента.

Полученные математические модели позволяют оценить влияние факторов и их взаимодействие на динамический коэффициент трения, адекватно воспроизводят исследуемый процесс трения при торможении, так как их погрешность по данным исходной выборки находится в пределах 7,5%, что допустимо, поэтому они могут быть использованы при анализе и синтезе фрикционных узлов и подборе новых материалов трибосопряжения.

Оценка нагруженности ветвей тормозной ленты с накладками, а также рассмотрение каждой фрикционной накладки с участком тормозной ленты позволяет утверждать, что последнее сочетание представляет собой отдельное тормозное устройство, которое в зависимости от его геометрического положения развивает разный тормозной момент так как наблюдается постоянная смена набегающей и сбегающей площадей микровыступов пар трения, а также набегающих и сбегающих частей обода тормозного шкива, попадающие под разные ветви ленты.

На рис. 4 *а* приведены распределения импульсных долевых тормозных моментов, создаваемой каждой накладкой и участком ленты над ней, при постоянном (M_{fc}) и переменном (M_{fv}) динамическом коэффициентах трения по длине тормозной ленты. Если изобразить в виде графических зависимостей $M = f(\varphi)$при постоянном и переменном динамическом коэффициенте трения, то с математической точки зрения построенные кривые будут представлять собой продифференцированную по углу обхвата обода шкива тормозной лентой зависимость тормозного момента, а площадь под соответствующей кривой будет равна суммарному тормозному моменту, создаваемому ленточно-колодочным тормозом.

Из анализа распределения долевых тормозных моментов видно, что каждая накладка, расположенная на сбегающей ветви тормозной ленты, при переменном коэффициенте трения имеет больший тормозной момент, чем при постоянном. Это объясняется тем, что на сбегающей ветви ленты удельные нагрузки в парах трения минимальные, поэтому динамический коэффициент трения f = 0,345 - 0,31 (рис. 4 *а*) больше по значению средней величины f = 0,308. По мере возрастания удельных нагрузок в парах трения от сбегающей к набегающей ветви ленты динамический коэффициент трения падает и становится ниже среднего значения (f = 0,307 - 0,253), однако

ISSN 2311-0368 (Print)
ISSN 2409-1049 (Online)

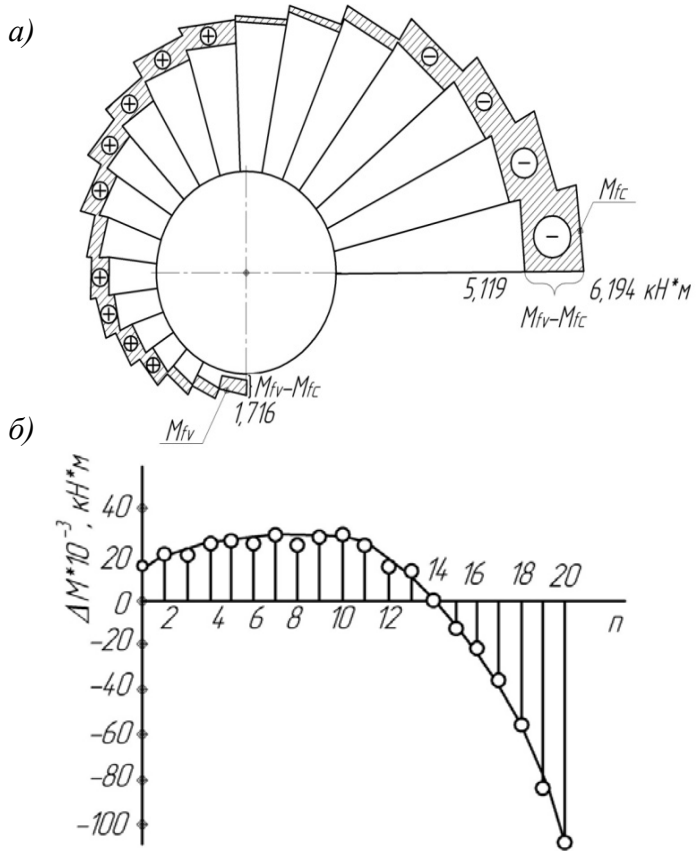

Рисунок 4 *а*, *б* – Распределение импульсных долевых тормозных моментов, создаваемых каждой накладкой и участком ленты, при постоянном (M_{fc}) и переменном (M_{fv}) динамическом коэффициентах трения (а) и динамика распределения их градиентов (б) по длине ленты тормоза БУ-2500 ЭП

импульсный тормозной момент до 14-ой накладки при постоянном динамическом коэффициенте трения остается большим импульсного тормозного момента чем при переменном его значении. На 14-ой накладке импульсные тормозные моменты равны, а дальше наблюдается увеличение импульсного тормозного момента при переменном динамическом коэффициенте трения. Из эпюры распределения импульсных тормозных моментов по накладкам следует, что суммарный импульсный тормозной момент при переменном *f* равен 67,55 кНм, а при постоянном динамическом коэффициенте трения - 67,672 кНм, т.е. их разность составляет - 0,122 кНм.

На рис. 4 *б* показана динамика распределения градиентов импульсных тормозных моментов ($\Delta M = M_{fv} - M_{fc}$) при переменном и постоянном динамическом коэффициенте трения, создаваемых каждой накладкой ленты тормоза.

Проанализируем *ΔM*, которая имеет место на накладках сбегающей ветви ленты. Градиент импульсных тормозных моментов положительный и достигает максимальной величины на 10-ой накладке. На набегающей ветви ленты градиент импульсных тормозных моментов падает и на 14-ой накладке равен нулю, и дальше до 20-ой накладки он отрицательный, поскольку, как уже отмечалось выше, импульсный тормозной момент, развиваемый накладками набегающей ветви ленты, меньше при переменном, чем при постоянном динамическом коэффициенте трения.

На самом деле реальные условия работы накладок ленты будут более «мягкими», так как распределение на них долевых импульсных тормозных моментов более равномерное.

Выводы. Таким образом, к возбуждающим факторам в робастных трибосистемах ленточно-колодочных тормозов отнесен основной эксплуатационный параметр - разность усилий натяжений между набегающей и сбегающей ветвями тормозной ленты и их переменные соотношения, влияющие на закономерности изменения ряда других эксплуатационных параметров при фрикционном взаимодействии пар трения тормоза.

ЛИТЕРАТУРА

1. Журавлев Д.Ю. Возбуждающие факторы в робастных трибосистемах ленточно-колодочных тормозов (часть I) / Д.Ю. Журавлев. - Одесса: Подъемно-транспортная техника (журнал). №3, 2015. - С.64 - 74.
2. Ильский А.Л. Расчет и конструирование бурового оборудования / А.Л. Ильский, Ю.В. Миронов, А.Г. Чернобыльский. - М.: Недра, 1985. - 452 с.
3. Александров М.П. Грузоподъемные машины/ М.П. Александров. - М.: Высшая школа, 2000. - 550 с.
4.Ленточно-колодочные тормозные устройства / [А.А. Петрик, Н.А. Вольченко, Д.А. Вольченко и др.]; под общ. ред. А.А. Петрика. - В 2-х томах. Том 1. - Краснодар: из-во Кубанск. государств. технолог. ун-та. - 2009. - 276 с.
5. Ленточно-колодочные тормозные устройства/ [Н.А. Вольченко, Д.А. Вольченко, Д.Ю. Журавлев и др.]; В 2-х томах. Том 2. - Краснодар: из-во Кубанск. государств. технолог. ун-та. - 2013. - 441 с