

ДИНАМИЧЕСКИЙ МОНИТОРИНГ ТРИБОТЕРМОДИНАМИКИ ФРИКЦИОННЫХ МОБИЛЬНЫХ СИСТЕМ

А.Л. ОЗЯБКИН

(Ростовский государственный университет путей сообщения)

Выдвинута и доказана на практическом примере гипотеза экспериментальной триботермодинамики, позволяющая устанавливать значение температуры вспышки на фактической площади касания.

Ключевые слова: физико-математическое моделирование, трибоспектральная оценка, температура вспышки, схватывание, поверхностная и объемная температуры.

Введение. Наиболее напряженные условия взаимодействия подсистемы «колесо – рельс» складываются на сортировочных горках и при вписывании товарного подвижного состава в криволинейные участки пути малого радиуса с отличным от нуля непогашенным ускорением, обусловленным пониженной его скоростью движения по сравнению с нормативной. В результате такого движения подвижного состава под действием потенциальных сил гребни колесных пар долговременно контактируют с боковой гранью головки внутреннего рельса. Значительные нагрузки в сочетании со значительными скоростями скольжения приводят к повышению температуры в контактной области колеса с рельсом (ее значение может быть сопоставимо со значением температуры плавления материала колеса), что способствует изменению физико-механических свойств фрикционных пар и неблагоприятно сказывается на стабильности динамических характеристик. Возникающие при движении железнодорожного вагона динамические силы являются следствием колебательных и других видов неравномерного движения инерционных масс, составляющих рассматриваемую механическую систему [1] и соединенных между собой упругодиссипативными связями. Математическое моделирование такой системы [2] всегда осуществляется с учетом ряда допущений, что может приводить к неадекватным результатам моделирования, особенно, если это касается триботермодинамики.

Моделирование триботермодинамики с учетом допущений. В качестве примера реализации динамического мониторинга рассмотрим грузовой вагон и его подсистему «колесо – рельс» для идентификации его *триботермодинамики*. Выполним расчет максимальной температуры в зоне трения колеса грузового вагона с рельсом при роспуске вагонов с сортировочной горки с башмачным торможением по известной методике [3]:

$$\Theta_{\max} = \Theta_V + \Theta_{\text{пов}} + \Theta_{\text{всп}}, \quad (1)$$

где Θ_{\max} – суммарная температура в контакте, °С; Θ_V – объемная температура, °С; $\Theta_{\text{пов}}$ – поверхностная температура, °С; $\Theta_{\text{всп}}$ – температура вспышки, °С.

Объемная температура определяется по формуле:

$$\Theta_V = \frac{(1 - \alpha_T) W_T}{S \gamma c b t_T}, \quad (2)$$

где α_T – коэффициент распределения тепловых потоков между элементами пары трения; W_T – полная работа трения за время торможения, Дж; S – номинальная площадь контакта, м²; γ – плотность материала (7800 кг/м³); c – удельная теплоемкость (503 Дж/(кг·град)); b – толщина рассматриваемого элемента пары трения, м; t_T – время торможения, с.

Для расчета номинальной площади контакта воспользуемся формулой для случая контакта двух цилиндров с параллельными осями. Допустим, что площадь контакта имеет форму прямо-

угольника со сторонами $l \times b$. Здесь l – ширина горизонтального участка рельса (49 мм), b – длина, определяемая как

$$b = 1,522 \sqrt{\frac{P}{lE} \left/ \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \right.},$$

где P – статическая нагрузка вагона на рельс (133,5 кН); E – модуль Юнга ($2,1 \cdot 10^{11}$ Па); R_1 – радиус колеса вагона (0,475 м); R_2 – радиус рельса (∞ , м).

Тогда $b=3,78$ мм, а номинальная площадь контакта $S=185,14$ мм². Определим полную работу сил трения за время торможения

$$W_{\tau} = F \cdot \Delta l = 24965 \cdot 12 = 299580 \text{ Дж},$$

где Δl – расстояние между противоположными конструкциями ППС-12Д, предназначенными для предотвращения образования ползунов колесных пар; F – равнодействующая сила, действующая на колесо вагона при движении с сортировочной горки:

$$F = mg \sin \alpha - fmg \cos \alpha.$$

Здесь m – распределенная масса вагона, приходящаяся на одно колесо (13,35 т); α – угол наклона горки по отношению к горизонту; f – коэффициент трения (0,24); g – ускорение свободного падения.

Определим коэффициент распределения тепловых потоков:

$$(1 - \alpha_{\tau}) = \frac{1}{1 + \frac{b_2 c_2}{b_1 c_1} \sqrt{\frac{a_2}{a_1}}} = \frac{1}{1 + \frac{0,95}{0,18}} = 0,16,$$

где a_1, a_2 – коэффициенты температуропроводности колеса и рельса (так как физические свойства колеса и рельса приблизительно равны, то $a_1 \approx a_2 = 17,65 \cdot 10^{-6}$ град·м²/с); b_1 – размер пары трения в направлении теплового потока (высота рельса 180 мм); b_2 – диаметр колеса (950 мм); c_1 и c_2 – удельная теплоемкость колеса и рельса.

После нахождения всех параметров, объемная температура [см. формулу (2)] составит:

$$\Theta_V = \frac{0,16 \cdot 299580}{185,14 \cdot 10^{-6} \cdot 7800 \cdot 503 \cdot 0,95 \cdot 4,3} = 16,15 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Определим значение средней поверхностной температуры:

$$\Theta_{\text{пов}} = \frac{(1 - \alpha_{\tau}) W_{\tau} b_3}{\lambda t_{\tau} S} \left(\frac{1}{3} \tau_N + Fo \tau_W \right), \quad (3)$$

где λ – коэффициент теплопроводности (57,7 Вт/(м·град)); S – номинальная площадь поверхности трения, м²; τ_N и τ_W – безразмерные параметры работы и мощности трения, изменяющиеся по закону торможения вагона $\tau_N = (0,5\tau)^2 / 3$, $\tau_W = (0,5\tau)^3$, τ – безразмерный коэффициент времени торможения, $\tau = t / t_{\tau}$; t – время трения; Fo – число Фурье, значение которого зависит от эффективной и действительной толщины элементов пары трения: если $b \leq b_3$, то $Fo = \frac{at_{\tau}}{b^2}$, а если $b > b_3$, то $Fo = 1/3$; b_3 – эффективная толщина материала, участвующего в теплопоглощении, которую можно вычислить согласно выражению:

$$b_3 = 1,73 \sqrt{at_{\tau}} = 1,73 \sqrt{17,65 \cdot 10^{-6} \cdot 4,3} = 0,015 \text{ м}.$$

После нахождения всех параметров, выражение (3) для поверхностной температуры колеса при трении примет вид:

$$\Theta_{\text{пов}} = \frac{0,16 \cdot 299580 \cdot 0,015}{57,7 \cdot 4,3 \cdot 185,14 \cdot 10^{-6} \cdot 3} (\tau_N + \tau_W) = 5217 (\tau_N + \tau_W).$$

Результаты расчетов сведены в таблицу.

Расчетные величины, определяющие поверхностную температуру

$\tau = t / t_T$	τ_N	$\tau_{\text{ш}}$	$\Theta_{\text{пов}}$	Путь трения Δl , м
0	0	0	0	0
0,1	0,000833	0,000125	7,43	1,2
0,2	0,0033	0,001	23,6	2,4
0,3	0,0075	0,003375	58	3,6
0,4	0,013	0,008	111,98	4,8
0,5	0,0208	0,015625	194,4	6,0
0,6	0,03	0,027	303,95	7,2
0,7	0,0408	0,0429	446,5	8,4
0,8	0,0533	0,064	625,7	9,6
0,9	0,0675	0,0911	845,75	10,8
1	0,0833	0,125	1110,78	12,0

Получено, что поверхностная температура уже тогда достигает высоких значений, т.е. температуры плавления материала, когда большая часть активных микрообъемов на фактической площади касания подвержена не упругим (по закону Гука), а пластическим деформациям. В данном случае расчет температуры вспышки не приводится, так как он даст еще большие значения. По нашему мнению, в выражении (1) должны указываться не абсолютные значения температур, а их приращения как функции градиента температуры. Кроме того, указанный способ мониторинга триботермодинамики применять невозможно, так как он не учитывает взаимосвязь и взаимовлияние динамической системы, подсистемы фрикционного контакта и условий окружающей среды.

Гипотеза экспериментальной триботермодинамики. Нами предложен способ уточнения выражения (1), позволяющий проверить экспериментальную модель триботермодинамики фрикционной мобильной системы, в частности железнодорожного вагона, с применением метода физико-математического моделирования [4]. Процессы в объекте исследования и модели при динамическом подобию должны быть тождественны и описываться одинаковыми дифференциальными уравнениями [4, 5]. В качестве условия динамического подобия механической подсистемы вагона принимаем равенство частот колебаний модели и объекта исследования.

Основным критерием достоверности модельного эксперимента следует считать реализацию в условиях модели *одинакового с натурным образцом вида изнашивания поверхностных слоев и интенсивности износа контактирующих тел.* Для реализации условий динамического подобия процессов на поверхности фрикционного контакта при трении необходимо выполнить следующее [4]:

$$C_k = C_n = C_T = C_h = C_r = C_A = C_{V_{\text{ск}}} = C_q = 1,$$

$$C_S = C_F = C_N = C_m = C_C = C_\beta = C_l^2, \quad C_J = C_C C_l = C_l^3,$$

где масштабы подобия: C_k , C_n – собственных и затухающих частот колебаний соответственно; C_T – периода колебаний; C_h – высоты микрообъема; C_r – радиуса закругления микрообъема; C_A – амплитуды деформации микрообъема; $C_{V_{\text{ск}}}$ – скорости относительного скольжения; C_q – контактного давления; C_S – фактической площади касания; C_F – силы трения; C_N – нормальной нагрузки; C_m – массы микрообъема; C_C – жесткости микрообъема; C_β – эквивалентного коэффициента демпфирования; C_l – геометрических размеров; C_J – момента инерции микрообъема.

Фрикционный узел трения «колесо – рельс» является составной частью фрикционной подвижной системы «подвижной состав – путь». Масса колеса m_1 и приведенная масса рельса m_2 совершают сложное взаимное перемещение и являются составными частями механической системы (рис.1).

Теоретический расчет или экспериментальное исследование прямыми методами теплового состояния $A-B$ и $B-B$ области на сегодняшний день являются проблемными, так как определяются текущими значениями шероховатостей контактирующих поверхностей при их взаимном смещении, значением фактической площади касания, которые меняются на порядок и более при относительном скольжении трущихся тел [6] и определяют триботехнические характеристики фрикционных систем. Значения объемных температур в $B-G$ области, т.е. ее градиентное изменение, можно определить на базе существующих математических моделей.

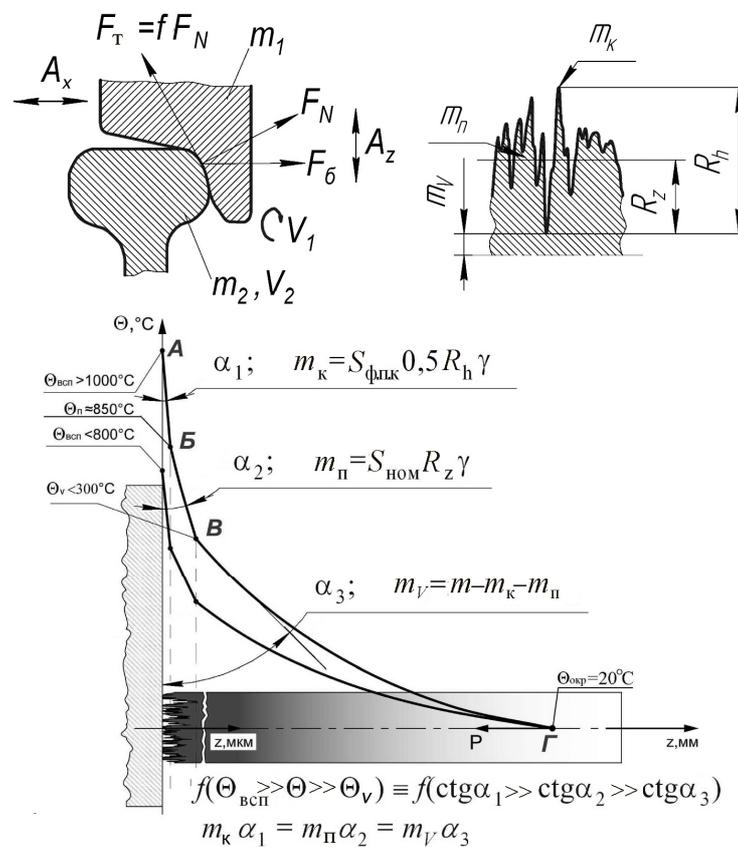


Рис.1. Модельное представление фрикционной системы «колесо – рельс»: F_N – нагрузка; F_T – сила трения; f – коэффициент трения; m_1 – масса колеса; m_2 – приведенная масса рельса; Θ – температура; $\Theta_{всп}$ – максимальная температура, реализуемая на наибольшей высоте R_h ; m_V – объемная масса; m_{II} – поверхностная масса; m_K – масса контактирующих микронеровностей поверхности; R_z – высота неровности профиля по десяти точкам; R_h – наибольшая высота профиля; $S_{ном}$ – номинальная площадь поверхности; $S_{ф.п.к}$ – фактическая площадь касания поверхностей трения; γ – плотность материала; P – усилие; z – сближение поверхностей трения; A_x, A_z – перемещение колеса относительно рельса в горизонтальном и вертикальном направлениях соответственно

Выдвигается гипотеза, что максимальная температура в контакте $\Theta_{всп}$ [см. формулу (1)] складывается из трех отдельных температур (объемной, поверхностной и температуры вспышки), как указывается в [3], а является одной температурой, имеющей три зоны состояния [7]:

- область А–Б асимптотического изменения объемной температуры от максимальных значений (температура вспышки) до максимальной поверхностной, значения данной температуры могут достигать и превышать температуру плавления контактирующих материалов;
- область Б–В перехода объемной температуры от максимальной поверхностной к максимальной объемной в сплошном теле;
- область В–Г асимптотического перехода от максимальной температуры в сплошном теле до ее низших значений.

В качестве реализации гипотезы триботермодинамики принимается постоянная величина произведений масс активных микрообъемов на показатель асимптоты градиента объемной температуры, т.е.

$$m_k \alpha_1 = m_n \alpha_2 = m_v \alpha_3. \quad (4)$$

Для подтверждения выдвинутой гипотезы, увеличения достоверности и адекватности экспериментального определения значений физических параметров, установления законов статистической повторяемости результатов, имеющих вероятностную природу, проведения математического планирования эксперимента, установления рациональных значений параметров и переноса результатов испытаний на реальный объект исследования методом анализа размерностей выводятся константы подобия физических величин, существенно влияющих на триботермодинамику трибосистемы «колесо – рельс». Функциональная зависимость поверхностной температуры Θ_s от физических параметров имеет вид критериального уравнения подобия [5]:

$$\Theta_s = f \left(\frac{kl}{V}, \frac{ql^2}{N}, \frac{\Delta\Theta l}{\Theta}, \frac{tV}{l}, \frac{L}{l}, \frac{S}{l^2}, \frac{F}{N}, \frac{mV^2}{NI}, \frac{\beta V}{N}, \frac{\rho V^2 l^2}{N}, \frac{W}{NI}, \frac{V_N l}{NV}, \frac{S_1 I_2^2}{l_1^2 S_2}, \frac{I_0 I^2}{NV}, \frac{\sigma \Theta l^2}{NV}, \frac{\lambda \Theta l}{NV}, \frac{\gamma}{NV}, \frac{UV^2 l^2}{N}, \frac{A}{l}, \frac{h}{l} \right),$$

где *базисные факторы*: Θ – максимальная температура на фактической площади касания, °С; N – нормальная нагрузка колеса железнодорожного вагона на рельс, Н; V – скорость качения, м/с; l – геометрический масштаб, м; *граничные условия*, k – частота собственных колебаний, s^{-1} ; q – контактное давление, Па; $\Delta\Theta$ – градиент температуры, К/м; *прочие факторы*: t – время трения, с; L – путь трения, м; S – фактическая площадь касания, m^2 ; F – сила трения, Н; m – масса колеса, кг; β – коэффициент демпфирования, Н·с/м; ρ – удельный вес материала, kg/m^3 ; W – работа сил трения, Дж; V_N – скорость нарастания нагрузки, Н/с; $k_{вз}$ – коэффициент взаимного перекрытия колеса и рельса; I_0 – интенсивность охлаждения колеса, $Вт/м^2$; σ – коэффициент теплоотдачи, $Вт/(м^2 \cdot К)$; λ – коэффициент теплопроводности, $Вт/(м \cdot К)$; γ – тепловой поток, Дж/с; U – износ весовой, kg/m^3 ; A – амплитуда деформации связей, м; h – шероховатость поверхности Rz , м.

Выполненная проверка по стандартным критериям гомохронности, Ньютона, Фруда, Био получила удовлетворительную сходимость полученных критериев подобия. Для подтверждения соотношения (4) составлен *критерий экспериментальной триботермодинамики*, позволяющий экспериментально установить значение температуры вспышки $\Theta_{всп}$ активных микрообъемов:

$$\pi_{\Theta} = \Theta \cdot \frac{q V_{ск} \sigma W \rho S h}{\alpha m \beta k I_0 \gamma} = idem,$$

где α – показатель асимптоты градиента объемной температуры; m – масса контактная m_k , поверхностная m_n , либо объемная m_v , кг (см. рис.1).

В целях прогнозирования образования ползунов на колесных парах, обусловленных термомповреждением активных микрообъемов колес при длительном вписывании в криволинейные участки пути или на сортировочных горках, были выполнены экспериментальные исследования по триботермодинамике. Эксплуатационные испытания (ВНИКТИ, 2007 г.) прохождения тягового локомотива в кривой малого радиуса по рельсам с установленной разомкнутой термопарой позволили установить поверхностную температуру контакта 580 и 637 °С [8]. Для подтверждения полученных значений температуры и выдвинутой ранее гипотезы триботермодинамической модели фрикционного взаимодействия предлагается способ идентификации по трибоспектральным оценкам [9]. Исходными данными для идентификации выступали поверхностная или объемная температура $\Theta(t+\tau)$, регистрируемая термопарой, момент трения $M(t)$ и нормальная нагрузка $N(t)$, снимаемые с установки трения СМТ-1 при проведении эксперимента по схеме «тормозная колодка – ролик». Внутри тормозной колодки была установлена хромель-алюминиевая термопара на заданном расстоянии от фактической площади касания. Начальный этап идентификации максимальных контактных температур и возможного термомповреждения заключается в использовании взаимной корреляционной функции (ВКФ) [10] как функции временного сдвига τ

$$B_{xy}(\tau) = \int_{-\infty}^{\infty} M(t)\Theta(t+\tau)dt.$$

Анализ временных коррелограмм (рис.2) для всей реализации эксперимента позволил установить момент достижения корреляционной функции 0,8 и более, что может свидетельствовать о возможных термомповреждениях поверхностных слоев контакта.

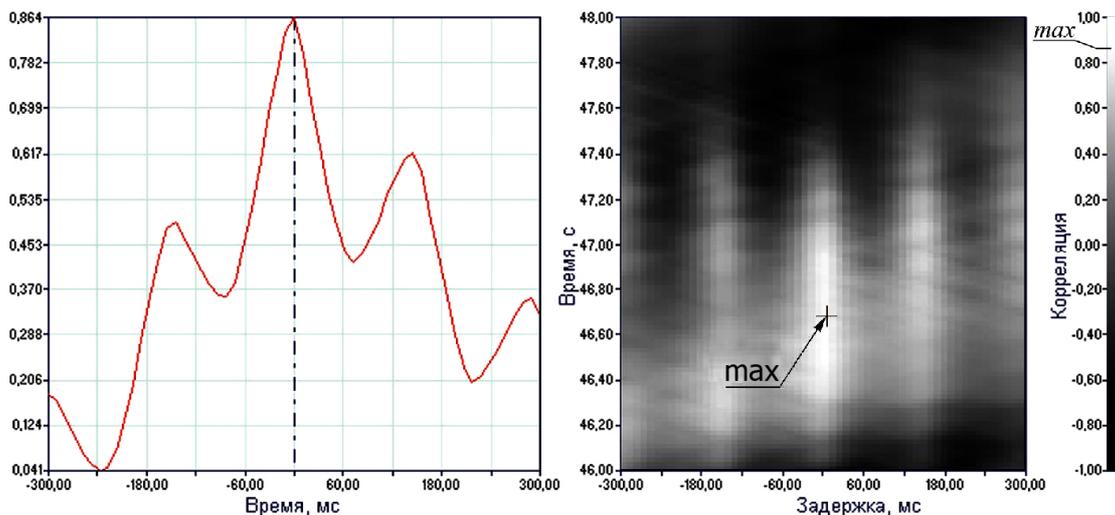


Рис.2. Коррелограмма изменения взаимной корреляционной функции температуры и момента трения

Определив временной диапазон анализа, далее выполняли анализ интегральных оценок степени диссипации по диапазонам частот, вычисленных по амплитудо-фазочастотным характеристикам [9], который показал, что потеря стабильности трибосистемы происходит с задержкой возрастания сил трения 5, причем градиенты изменения диссипации 3 и потери стабильности 4 идентичны (рис.3). В частотном диапазоне 20-30 Гц фиксируются моменты формирования температуры вспышки 11, а максимальное значение корреляционной функции отстает на величину периода 12.

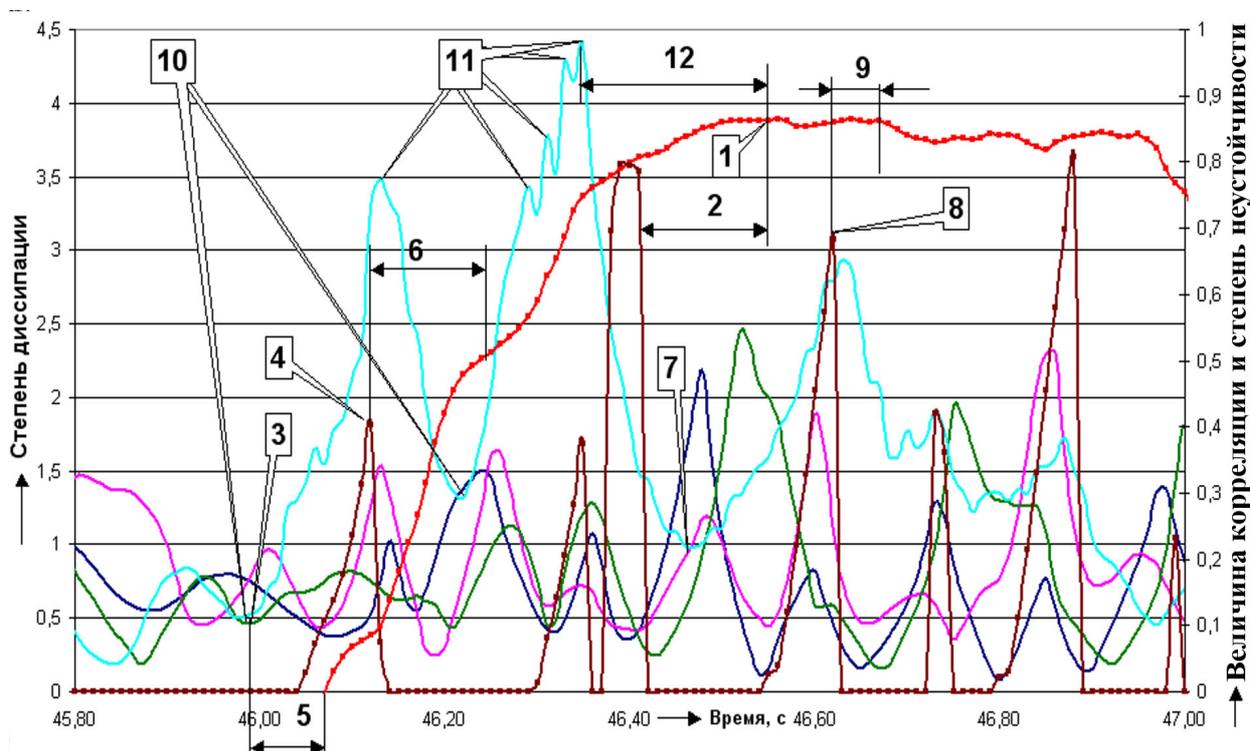


Рис.3. Соответствие интегральных оценок величины диссипации амплитудно-фазочастотных характеристик по диапазонам частот триботермодинамики фрикционного контакта *термическому схватыванию* [11]: 1 – максимум ВКФ температуры и момента трения; 2, 6, 9 – задержка распространения теплового потока; 3, 7, 10 – момент времени зарождения термopовреждения; 4, 8 – максимум потери стабильности движения; 5 – задержка распространения ВКФ; 11 – моменты времени теплоотдачи

Анализ всех реализаций интегральных показателей диссипации трибосистемы показал, что наблюдаемое повышение величины диссипации трибосистемы с последующим развитием потери стабильности и повышения значения корреляционной функции характерно не всегда: после прекращения периода динамической неустойчивости, возрастания диссипации трибосистемы и увеличения количества моментов потери стабильности, наблюдается возрастание корреляционной функции, а задержка распространения теплового потока достигает одной секунды (рис.4).

Оценкой формирования равновесной шероховатости и развития термopовреждений может выступать значение мощности трения:

$$N = PV = I_Q(\omega, t) \omega_{cp} n(t) \frac{2\pi R}{60},$$

где P – сила трения, Н; V – скорость относительного скольжения, м/с; $I_Q(\omega, t)$ – интегральная оценка диссипации, вычисленная по амплитудно-фазочастотным характеристикам на заданных частотных интервалах со средней частотой ω_{cp} ; n – частота вращения ролика; R – радиус ролика.

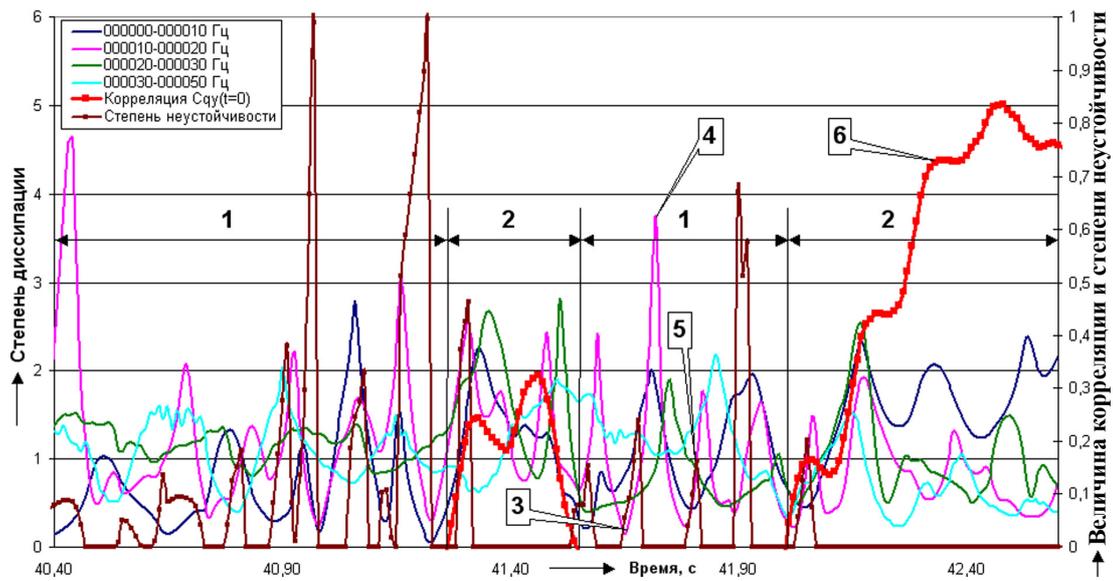


Рис.4. Соответствие интегральных оценок степени диссипации по диапазонам частот, показателя относительной неустойчивости трибосистемы и взаимной корреляционной функции температуры и момента трения *атермическому схватыванию* [11]: 1 – временной интервал разрушения равновесной шероховатости, увеличения инерционных и диссипативных сил и потери стабильности, образования локальных мостиков схватывания; 2 – формирование новой равновесной шероховатости, повышение ВКФ температуры и момента трения; 3 – момент времени «зарождения» локальных мостиков схватывания; 4 – момент времени, при котором наблюдается «температура вспышки»; 5 – потеря стабильности по амплитуде или фазе; 6 – достижение ВКФ температуры и момента трения максимального значения, которое запаздывает на временной интервал до 1 с

На диаграммах зависимости мощности трения от объемной температуры фрикционного контакта на разных частотных диапазонах (рис.5) видно, что нормальное распределение мощности трения характерно установлению равновесной шероховатости, отсутствию термopовреждений, а экспоненциальное распределение – происходящим на фрикционном контакте термopовреждениям с выделением тепла.

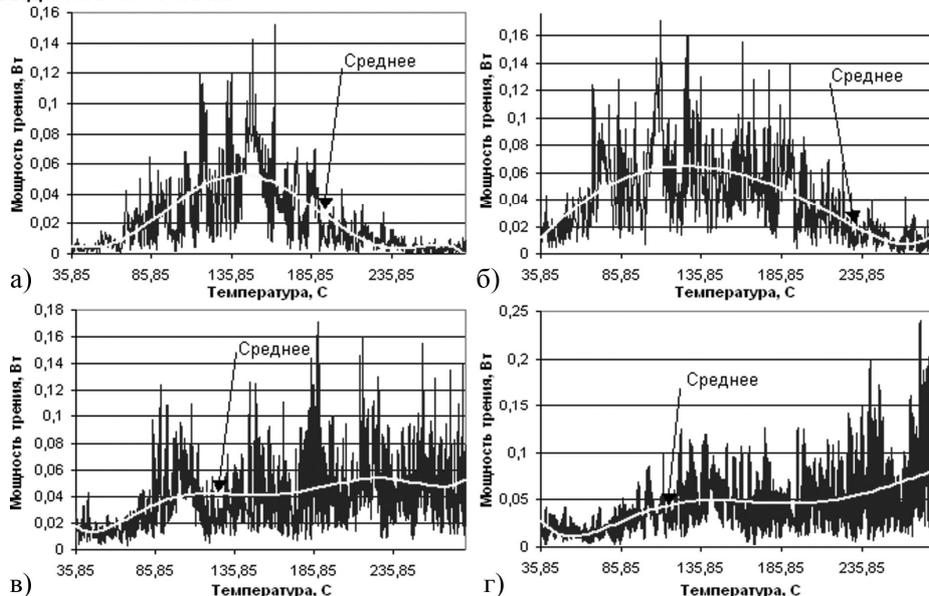


Рис. 5. Оценка мощности сил трения по диапазонам частот как функция объемной температуры фрикционного контакта со средней частотой ω_{cp} : а – 5 Гц; б – 15 Гц; в – 25 Гц; г – 40 Гц

В целях определения максимальных значений «температуры вспышки» на фактической площади касания в соответствии с выдвинутой гипотезой экспериментальной триботермодинамики, были установлены в тормозной колодке уже две термопары на расстоянии 2 и 5 мм от фактической площади касания с моделью колеса и зафиксированы две объемные температуры Θ_2 и Θ_3 . Результаты экспериментального определения поверхностной температуры на установке трения СМТ-1 представлены на рис.6.

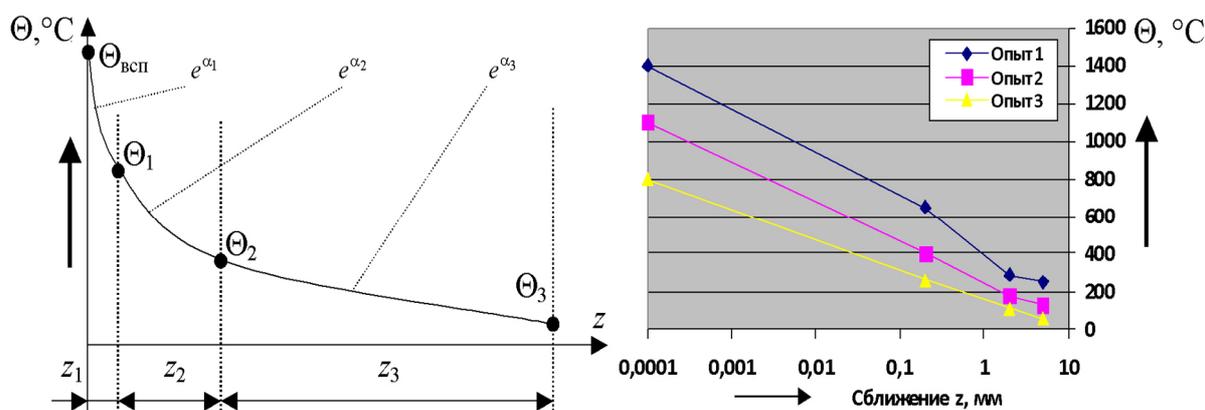


Рис.6. Экспериментальная температура активных микрообъемов как функция сближения при скорости относительного скольжения: опыт 1 – 2,2%; опыт 2 – 1,5%; опыт 3 – 0,5% скорости движения

Для расчета температуры вспышки в соответствии с основными законами колебаний механических систем используем логарифмический декремент затухания [12]. Расчет выполняем следующим образом:

- 1) темп затухания $q_3 = \Theta_3 / \Theta_2$, где Θ_3 и Θ_2 – значения температуры, измеренные термопарами на разном удалении от фактической площади касания;
- 2) зная логарифмический декремент $\ln q_3 = \alpha_3 z_3$, где z_3 , мкм – расстояние между установленными термопарами, находим показатель асимптоты затухания $\alpha_3 = \ln q_3 / z_3$;
- 3) согласно выдвинутой гипотезе экспериментальной триботермодинамики находим показатель асимптоты на номинальной площади касания $\alpha_2 = \alpha_3 \cdot m_V / m_n$, где m_V – объемная масса; m_n – поверхностная масса (см. рис.1);
- 4) вычисляем логарифмический декремент затухания на номинальной площади касания $\ln q_2 = \alpha_2 z_2$, где z_2 – сближение поверхностей трения на номинальной площади касания;
- 5) исходя из выражения темпа затухания $q_2 = e^{\alpha_2 z_2} = \Theta_2 / \Theta_1$ находим поверхностную температуру $\Theta_1 = \Theta_2 / e^{\alpha_2 z_2}$.

Зная величину сближения на фактической площади касания z_1 , аналогичным образом устанавливаем значение температуры вспышки $\Theta_{всп}$, результаты расчетов которых представлены на рис.6. Последующие вычисления температуры вспышки $\Theta_{всп}$ по кривой опорной поверхности и предложенному алгоритму равенства произведений масс активных микрообъемов на показатель асимптоты подтверждают результаты эксплуатационных исследований поверхностной температуры, выполненных учеными ВНИКТИ [8]. С учетом предложенной методики триботермодинамики разработанная противоположная конструкция ППС-12Д получила удовлетворительные эксплуатационные характеристики и рекомендуется для внедрения на всей сети ОАО РЖД.

Заключение. В результате серии выполненных экспериментальных исследований триботермодинамики по анализу амплитудо-фазочастотных характеристик, их интегральных показателей степени диссипации по диапазонам частот и степени неустойчивости было выявлено следующее:

- возрастание интегральных оценок степени диссипации более чем на величину полутора – трехкратного среднеквадратического отклонения относительно математического ожидания, вычисленного за продолжительный период времени, последующая регистрация потери ста-

бильности по амплитуде или фазе 4 (см. рис.3) и возрастание взаимной корреляционной функции 6 при временном сдвиге, равном нулю, являются факторами, идентифицирующими возрастание поверхностной температуры активных микрообъемов соприкасающихся тел, образование местных мостиков сварки, флуктуации интегральных оценок диссипации 11, что характерно для *термического схватывания поверхностей трения*;

– теплоотдача поверхностей трения характеризуется падением значений интегральных оценок степени диссипации и формированием новой равновесной шероховатости;

– при *атермическом схватывании* (см. рис.4) было установлено, что локальные металлические связи поверхностей трения обуславливают флуктуации интегральных оценок степени диссипации относительно их математического ожидания и сопровождаются потерей устойчивости по амплитуде или фазе амплитудно-фазочастотных характеристик 1, но не вызывают возрастание взаимной корреляционной функции температуры и момента трения; возрастание же последней характеристики 2 фиксируется после установления равновесной шероховатости и прекращении периода динамической неустойчивости, т.е. задержка распространения теплового потока достигает одной и более секунды;

– использование *гипотезы экспериментальной триботермодинамики* позволяет фиксировать максимальные значения температур на фактической площади касания в текущем масштабе времени;

– использование методик трибоспектральной идентификации и физико-математического моделирования позволяет установить идентификационные характеристики термopовреждений поверхностей трения подсистем «колесо – рельс», «колесо – тормозные колодки», что с использованием вибродиагностического комплекса по мониторингу термотрибодинамики позволит предотвращать такие негативные явления, как образование ползунов на колесных парах, разрушение тормозных колодок и т.д.

Библиографический список

1. Вершинский С.В. Динамика вагона: учеб. для вузов ж.-д. трансп. / С.В. Вершинский, В.Н. Данилов, В.Д. Хусидов; под ред. С.В. Вершинского. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1991. – 360 с.

2. Шамберов В.Н. Обзор аналитических исследований влияния сухого трения в элементах автоматических систем на их устойчивость / В.Н. Шамберов // Сб. тр. 9-й сессии междунар. науч. школы «Фундаментальные и прикладные проблемы надежности и диагностики машин и механизмов». – СПб.: ИПМаш РАН, 2009.

3. Чичинадзе А.В. Расчет и исследование внешнего трения при торможении / А.В. Чичинадзе; под ред. Л.В. Кудрявцева. – М.: Наука, 1967. – 231 с.

4. Пат. 2343450 Российская Федерация, МПК G 01 N 3/56. Способ испытаний узлов трения / В.В. Шаповалов, А.Л. Озябкин [и др.]. – №2006121024/28 (022825); заявл. 10.01.2009; опубл. 24.04.2008.

5. Браун Э.Д. Моделирование трения и изнашивания в машинах / Э.Д. Браун, Ю.А. Евдокимов, А.В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 1982.

6. Шаповалов В.В. Проблемы транспортной триботехники: физико-математическое моделирование мобильных фрикционных систем. Ч.2 / В.В. Шаповалов // Трение и износ. – 2009. – №12. – С.9-17.

7. Шаповалов В.В. Проблемы транспортной триботехники: физико-математическое моделирование мобильных фрикционных систем. Ч.1 / В.В. Шаповалов // Трение и износ. – 2009. – №10 – С.3-11.

8. Оптимизация ширины рельсовой колеи. Результаты испытаний по определению температуры в зонах контакта колеса с рельсом: отчет о НИР (заключ.): 19.5.002р / В.В. Березин, Ю.А. Панин; рук. А.В. Спиров. – Коломна: ВНИКТИ, 2007. – Инв. №6741.

9. Озябкин А.Л. Выбор информационных каналов для динамического мониторинга аномальных термодинамических процессов в контакте «колесо – рельс» / А.Л. Озябкин, А.А. Александров // Вестн. РГУПС. – 2010. – №4.

10. Сергиенко А.Б. Цифровая обработка сигналов / А.Б. Сергиенко. – СПб.: Питер, 2003. – 604 с.

11. Костецкий Б.И. Трение, смазка и износ в машинах / Б.И. Костецкий. – Киев: Техніка, 1970. – 396 с.
12. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний / В.Л. Бидерман. – М.: Высш. шк., 1980. – 408 с.

Материал поступил в редакцию 21.04.2011.

References

1. Vershinskij S.V. Dinamika vagona: ucheb. dlya vuzov zh.-d. transp. / S.V. Vershinskij, V.N. Danilov, V.D. Xusidov; pod red. S.V. Vershinskogo. – 3-e izd., pererab. i dop. – M.: Transport, 1991. – 360 s. – In Russian.
2. Shamberov V.N. Obzor analiticheskix issledovanij vliyaniya suxogo treniya v elementax avtomaticheskix sistem na ix ustojchivost` / V.N. Shamberov // Sb. tr. 9-j sessii mezhdunar. nauch. shkoly` «Fundamental`ny`e i prikladny`e problemy` nadyozhnosti i diagnostiki mashin i mexanizmov». – SPb.: IPMash RAN, 2009. – In Russian.
3. Chichinadze A.V. Raschyot i issledovanie vneshnego treniya pri tormozhenii / A.V. Chichinadze; pod red. L.V. Kudryavceva. – M.: Nauka, 1967. – 231 s. – In Russian.
4. Pat. 2343450 Rossijskaya Federaciya, MPK G 01 N 3/56. Sposob ispy`tanij uzlov treniya / V.V. Shapovalov, A.L. Ozyabkin [i dr.]. – #2006121024/28 (022825); zayavl. 10.01.2009; opubl. 24.04.2008. – In Russian.
5. Braun E`.D. Modelirovanie treniya i iznashivaniya v mashinax / E`.D. Braun, Yu.A. Evdokimov, A.V. Chichinadze. – M.: Mashinostroenie, 1982. – In Russian.
6. Shapovalov V.V. Problemy` transportnoj tribotexniki: fiziko-matematicheskoe modelirovanie mobil`ny`x frikcionny`x sistem. Ch.2 / V.V. Shapovalov // Trenie i iznos. – 2009. – #12. – S.9-17. – In Russian.
7. Shapovalov V.V. Problemy` transportnoj tribotexniki: fiziko-matematicheskoe modelirovanie mobil`ny`x frikcionny`x sistem. Ch.1 / V.V. Shapovalov // Trenie i iznos. – 2009. – #10 – S.3-11. – In Russian.
8. Optimizaciya shiriny` rel`sovoj kolei. Rezul`taty` ispy`tanij po opredeleniyu temperatury` v zonax kontakta koleasa s rel`som: otchyot o NIR (zaklyuch.): 19.5.002r. / V.V. Berezin, Yu.A. Panin; ruk. A.V. Spirov. – Kolomna: VNIKTI, 2007. – Inv. #6741. – In Russian.
9. Ozyabkin A.L. Vy`bor informacionny`x kanalov dlya dinamicheskogo monitoringa anomal`ny`x termodinamicheskix processov v kontakte «koleso – rel`s» / A.L. Ozyabkin, A.A. Aleksandrov // Vestn. RGUPS. – 2010. – #4. – In Russian.
10. Sergienko A.B. Cifrovaya obrabotka signalov / A.B. Sergienko. – SPb.: Piter, 2003. – 604 s. – In Russian.
11. Kosteczkiy B.I. Trenie, smazka i iznos v mashinax / B.I. Kosteczkiy. – Kiev: Texnika, 1970. – 396 s. – In Russian.
12. Biderman V.L. Teoriya mexanicheskix kolebanij / V.L. Biderman. – M.: Vy`ssh. shk., 1980. – 408 s. – In Russian.

DYNAMIC MONITORING OF FRICTIONAL MOBILE SYSTEMS TRIBOTHERMODYNAMICS

A.L. OZYABKIN

(Rostov State Transport University)

A hypothesis of experimental tribothermodynamics had been suggested and proved. The hypothesis permits to define flash temperature on the true contact area as a practical example.

Keywords: *physico-mathematical modeling, tribospectral assessment, flash temperature, gripping, face and bulk temperatures.*