

ISSN 0042-4633



ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

5
2009





ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

5
2009

ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА

Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней

Журнал переводится на английский язык, переиздается и распространяется во всем мире фирмой "Аллертон Пресс" (США)



ООО «Издательство Машиностроение»
107076, Москва, Стромьинский пер., 4

Адрес редакции:

107076, Москва,
Стромьинский пер., 4.
Телефон: 8-(499)-748-02-91
E-mail: vestmash@mashin.ru
www.mashin.ru

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Алексейчук Г.П., Алешин Н.П., Братухин А.Г., Воронцов А.Л., Гусейнов А.Г., Дмитриев А.М. (председатель секции обработки материалов без снятия стружки), Драгунов Ю.Г., Древаль А.Е. (председатель секции технологии машиностроения), Дроздов Ю.Н. (председатель секции конструирования и расчета машин), Кутин А.А., Омельченко И.Н. (председатель секции организации и экономики производства), Пименов А.Ф., Попов Д.Н., Рыбин В.В., Салтыков М.А., Трегубов Г.П., Цыганкова И.А. (ответственный секретарь)

Журнал зарегистрирован 19 апреля 2002 г. за № 77-12421 в Комитете Российской Федерации по печати

Учредитель: А.И. Савкин

Индексы: 70120 ("Роспечать"),
27841 ("Пресса России"),
60264 ("Почта России")

Цена свободная

Отпечатано в ООО "Подольская Периодика",
142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15

"Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки"
(под общей редакцией академика Российской академии космонавтики
и Российской инженерной академии, д-ра техн. наук Ю. Н. Дроздова)

УДК 519:681.89

В. В. ШАПОВАЛОВ, д-р техн. наук, А. Л. ОЗЯБКИН, канд. техн. наук.
П. В. ХАРЛАМОВ
(РГУПС, г. Ростов-на-Дону)

Применение методов физико-математического моделирования и трибоспектральной идентификации для мониторинга фрикционных механических систем

Рассмотрены вопросы проверки проектных решений, исследования, оптимизация, прогнозирования выходных трибохарактеристик фрикционных механических систем на стадии их проектирования, стендовых и лабораторных исследований, при макетных и доводочных испытаниях на основе метода физико-математического моделирования на примере моделирования фрикционного контакта подсистемы "тормозной диск — тормозная колодка" автомобильного транспортного средства. Приведены результаты экспериментальных исследований подсистемы "тормозной диск — тормозная колодка" в виде частотных характеристик, их связь с температурными процессами и при помощи математической модели идентифицированы динамические нагрузки в трансмиссии автомобильного транспортного средства типа "Газель".

Ключевые слова: прогнозирование, идентификация, фрикционный контакт, устойчивость системы, тормозной механизм, антиблокировочная система.

Matters of quality test of project solutions, investigations, optimization, technologic forecasting of output tribocharacteristics of frictional mechanical systems on the projecting phase, bench-top and laboratory researches at prototype and developmental testing on the basis of physical-mathematical modeling are discussed. As an example, the modeling of the frictional contact "brake disk-check-block" of an automotive vehicle has been considered. Experimental investigation results of the "brake disk-check-block" subsystem have been presented in view of the frequency characteristics, and their relation with temperature processes has been ascertained. Using the mathematical model, dynamic loads in the "Gazelle" motor vehicle transmission have been identified.

Keywords: forecasting, identification, frictional contact, system stability, brake assembly, antiskid system.

Наиболее сложно и трудоемко оптимизационные триботехнические задачи решаются для мобильных фрикционных систем (МФС), к которым относятся железнодорожный, автомобильный, воздушный и водный транспорт. Сложная трехкоординатная динамика, связанная с движением этих систем, жесткие требования, предъявляемые к мобильным системам с точки зрения их надежности и безопасности, большие габариты, широкий диапазон температур окру-

жающей среды, а также специфические параметры и условия эксплуатации транспортных фрикционных механических систем позволяют выделить их в особую группу. Надежность, долговечность и эффективность данных систем зависят в основном от надежности, долговечности и эффективности таких узлов трения, как тормоза, муфты сцепления, гасители колебаний, колеса-рельсы, опоры качения или скольжения, зубчатые зацепления и т. д.

Наиболее точным и эффективным способом проверки проектных решений, оптимизации, прогнозирования выходных трибохарактеристик МФС на стадии их проектирования, стендовых и лабораторных исследований, при макетных и доводочных испытаниях является метод физико-математического моделирования. При этом необходим системный подход, включающий в себя этап построения математической модели механической системы [1, 2], которую условно можно считать линейной системой и вводить в нее физическую модель фрикционного узла трения, полученную методами натурального эксперимента.

Одной из основных выходных характеристик фрикционного взаимодействия твердых тел является так называемая фактическая площадь касания (ФПК) — характеристика, которая определяет нагрузочный режим фрикционного взаимодействия — предельные уровни нормального давления на контактирующие поверхности, а значит, и основные выходные трибохарактеристики, а также максимальную объемную температуру на фрикционном контакте. Образующийся от фрикционного взаимодействия поток тепловой энергии проходит через контактирующие между собой микронеровности. Минимальное сечение вышеназванного теплопроводящего канала равно ФПК, и оно, соответственно, определяет максимальную объемную температуру трибоконтактов при условии стремления к нулю их высоты (h , мкм) и градиента объемной температуры (DQ , °C), т. е. $h \rightarrow 0$; $\Delta Q \rightarrow 0$.

На сегодняшний день невозможно представить методику оптимизации, которая бы единым образом отображала решения, приемлемые для фрикционных

муфт, тормозов, контакта колеса с рельсом и других фрикционных подсистем, являющихся составными частями единой фрикционной механической системы (ФМС). На базе фундаментальных исследований в области трибологии, динамики, физики твердого тела были разработаны теоретические основы создания физико-математических моделей фрикционных систем, их амплитудно-фазово-частотный анализ, а на его базе — синтез оптимальных систем с узлами трения. Данные методики учитывают и используют для решения оптимизационных задач нелинейную взаимосвязь динамических процессов, протекающих в механической подсистеме и на фрикционном контакте, при обеспечении адекватности процессов трения и изнашивания, происходящих на натурном и модельном фрикционном контакте. При этом процессы трения представляются в виде комплексных функций, отражающих их упруго-диссипативную природу [2, 3].

На основании вышеизложенного можно сделать вывод, что независимо от того, какой из методов моделирования используется (анализ размерностей или анализ дифференциальных уравнений движения) для обеспечения динамического подобия моделируемых механических систем, необходимо, чтобы константы подобия масс (моментов инерции) и жесткости системы были равны друг другу, т. е. $C_m = C_c = C_l^2$ ($C_l = C_c = C_l^3$). При этом модельный эксперимент должен проводиться в реальном масштабе времени $C_t = 1$, так как, во-первых, $C_\Omega = 1$ и, соответственно, $C_\Omega = C_t = 1$. Во-вторых, проводя исследования ФМС на физических моделях, изготавливать их из тех же материалов, что и оригиналы. В этом случае времена релаксации связей механической системы в реальных и модельных условиях будут равны, что обеспечивается равенством $C_l = 1$.

Если же моделировать фрикционный контакт на уровне микронеровностей путем принудительного изменения шероховатости в соответствии с масштабом

линейных размеров C_l , как это принято в работе [5], при постоянных контактом давлении и скорости проскальзывания для модели и реальной пары сцепления, то изменится и величина сближения. Подобная практика моделирования с учетом принятых условий, т. е. $C_q = C_{v_{ск}} = 1$,

позволяет создать на поверхности неустановившийся режим трения (процесс приработки), который после завершения и выхода на установившийся режим приведет к реализации равновесной шероховатости на поверхностях моделей фрикционного контакта.

Скорость проскальзывания определяет число взаимодействующих микронеровностей в единицу времени: частота вынужденных колебаний должна быть пропорциональна скорости проскальзывания. Действительно, если считать, что на пути L проскальзывания площадь касания воспроизводится m раз, то при диаметре d пятна касания $m = L/d$. Если разделить обе части этого равенства на время t , то получим $m/t = L/(td)$ или при $m/t = \omega$ и $L/t = V$ окончательно получим $\omega = V/d$.

Для сохранения равенства давлений на контакте [2] нормальная нагрузка должна иметь масштабный коэффициент перехода от природы к модели, равный масштабному коэффициенту площади контакта, т. е. $C_F = C_S = C_l^2$. При одинаковых сближениях и фактических площадях контакта, изменяющихся пропорционально нагрузке, равным фактическим контактным давлениям будут соответствовать равные средние нормальные напряжения на контакте для реальных поверхностей и для модели. Это позволяет охарактеризовать контактное давление на поверхности сцепления как критерий, равенство которого для реальной поверхности и ее модели является определяющим, т. е. $C_q = q_n/q_m = 1$. В основе адекватности разрабатываемой физической модели лежат принципы решения контактных задач поверхностей трения, рассмотрение вопросов разрыва фрикционных связей, влияния

краевых эффектов на процессы трения и т. д. В этом случае имеет значение не только величина ФПК, но и точная модель пятна фрикционного контакта. Однако для этого требуется разрешить ряд противоречий.

Особенностью работы систем "автотранспортное средство — поверхность дороги" является то, что она относится к системам, совершающим колебания в поле сил тяготения и, соответственно, возникают противоречия, связанные с моделированием силы тяжести $F = mg$, так как в реальных условиях $C_g = 1$. В этом случае $C_F = C_m$, а так как $C_m = C_l^3 C_l$ и при $C_l = 1$ (использование для натурального образца и его модели одинаковых материалов), то $C_F = C_m = C_l^3$.

Подобное решение приводит к ряду других противоречий. Непременным условием реализации равных сил трения в контакте "тормозной диск — тормозная колодка" натурального образца и его модели является равенство контактных давлений, т. е. $C_q = 1$. Для этого необходимо обеспечить $C_F = C_S$, так как из равенства $q = F/S$ имеем индикатор подобия $F/(qS) = \text{idem}$, или в константах подобия $C_F/(C_q C_S) = 1$. С учетом того что $C_S = C_l^2$, имеем $C_F = C_S = C_l^2$, что входит в противоречие с полученным ранее $C_F = C_m = C_l^3$.

Рассмотрим влияние суммы динамических сил инерции микронеровностей поверхности трения $F = ma$ (m — масса единичной микронеровности, a — ускорение) на величину контактного давления q^d в динамике, которое определяется как сумма ее элементарных давлений в точках ФПК. Тогда $C_{q^d} = C_F/C_S$, а с учетом $C_F = C_m C_a$ при $C_S = C_l^2$ имеем $C_{q^d} = C_m C_a / C_l^2$, поэтому принимаем величины вертикальных перемещений активных микрообъемов натурального образца $(\Delta l)_н$ и его модели $(\Delta l)_м$ равными амплитуде

вертикальных перемещений микронеровностей в процессе сцепления, т. е. $C_A = (\Delta l)_H / (\Delta l)_M = 1$.

Выражение $a = A/t^2$ представим в константах подобия $C_a = C_A / C_t^2$,

тогда выражение $C_{q^d} = C_m C_a / C_t^2$

примет вид $C_{q^d} = C_m C_A / C_t^2 C_t^2 = 1$,

т. е. условие равенства контактных давлений для натурального образца и его модели в результате моделирования не нарушается.

Основой данного представления является принятие $C_{\Delta l} = 1$ в качестве основополагающего условия, т. е. деформации связей, деформации микро- и макронеровностей в модельных и натуральных условиях равны между собой. Данное положение можно сформулировать в виде правила: "При физическом моделировании процессов трения и изнашивания физико-механические свойства материалов пар трения, статические и динамические дискретные характеристики поверхностей контакта тел, статические и динамические условия их взаимодействия должны быть идентичными в натуральных и модельных условиях".

В соответствии с теоремами подобия критерии подобия определяются путем приведения уравнений физического процесса к безразмерному виду. В соответствии с первой теоремой подобия подобные явления имеют одинаковые критерии подобия. При этом под критерием подобия понимается безразмерный комплекс физических величин, определяющий тот или иной физический смысл. Следует также учитывать, что геометрически подобные тела и движения, тригонометрические функции при преобразованиях тождественно равны, так как имеют одинаковые углы.

Ряд работ [4–6] доказывают, что исследование и оптимизацию механических систем необходимо выполнять, учитывая связи динамических процессов, протекающих на фрикционном контакте, а также динамическое воздействие самой механической системы на исследуемый контакт. Эту связь необходимо учитывать и при исследовании фрикционного контакта

подсистемы "тормозной диск—тормозная колодка" автомобильного транспортного средства.

В алгоритмы работы систем активной безопасности автомобиля часто требуется вводить математическое описание процессов блокирования колеса, особенно в том случае, когда нет достоверной информации о сцепных свойствах колеса.

Если учитывать только силовые составляющие [7], то согласно рис. 1 можно записать следующее уравнение баланса сил относительно центра вращения колеса:

$$m \frac{dV_a}{dt} = \frac{M_{\text{тор}}}{r_d} - \frac{M_J}{r_d} \leq \mu R_z, \quad (1)$$

где m — масса автомобиля, приходящаяся на колесо; dV_a/dt — замедление автомобиля, приведенное к центру колеса; $M_{\text{тор}}$ — тормозной момент; M_J — момент инерции колеса; μ — коэффициент трения колеса с дорогой; r_d — радиус колеса; R_z — нормальная реакция дороги.

С учетом выражения $M_J = J d\omega_k/dt$, где J — сила инерции колеса; $d\omega_k/dt$ — угловое замедление колеса, уравнение (1) для случая полной реализации сцепления колеса с дорогой примет вид [7]:

$$M_{\text{тор}} - J \frac{d\omega_k}{dt} = M_\mu = R_z r_d \mu, \quad (2)$$

где M_μ — момент от окружающих сил или момент от сил сцепления колеса с дорогой.

Для решения дифференциального уравнения (2) требуется задать функции $M_{\text{тор}} = f_1(t)$ и $\mu = f_2(s)$, где s — относительное проскальзывание колеса. В первом приближении можно считать, что тормозной момент изменяется по линейному закону $M_{\text{тор}} = M_{\text{тор}}^0 + k_M t$, где $M_{\text{тор}}^0$ — начальный тормозной момент; k_M — коэффициент пропорциональности.

Исходное уравнение (1) вполне приемлемо для оценки процесса блокирования колеса, однако при работе систем активной безопасности требуется опреде-

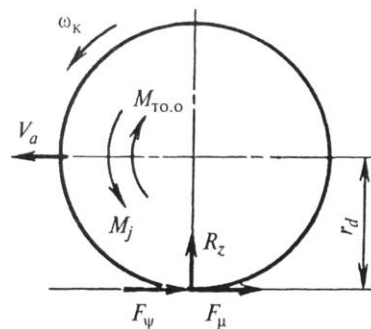


Рис. 1. Схема нагружения тормозящего колеса:

V_a — скорость автомобиля; ω_k — угловая скорость колеса; $M_{\text{тор}}$ — тормозной момент; F_μ — сила в контакте колеса с дорогой; F_ψ — приведенная сила сопротивления движению (силы сопротивления качению, аэродинамическая и др. в данной модели не учитываются)

лять также влияние дороги на нагрузочные режимы колеса и тормозной системы. Для уточнения этих положений целесообразнее отталкиваться от энергетических соотношений [7]. Используя теорему Кенига, можно показать, что суммарная энергия, отнесенная к колесу, складывается из энергий поступательного движения автомобиля и вращательного движения колеса:

$$E = \frac{mV_a^2}{2} + \frac{J\omega_k^2}{2}.$$

Дифференцирование этого равенства по времени дает реализуемую на колесе мощность:

$$\frac{dE}{dt} = N = mV_a \frac{dV_a}{dt} + J\omega_k \frac{d\omega_k}{dt}.$$

При торможении суммарная энергия начинает рассеиваться при приложении к колесу тормозного момента, что, в свою очередь, вызывает образование сил сцепления в контакте колеса с дорогой, которые дают еще одну диссипативную составляющую [7]. Тогда для колеса справедливо записать следующее уравнение баланса мощности:

$$mV_a \frac{dV_a}{dt} + J\omega_k \frac{d\omega_k}{dt} = M_{\text{тор}}\omega_k + P_\mu (V_a - r_d\omega_k).$$

После преобразований получим следующее выражение в форме дифференциального уравнения:

$$\begin{aligned} & \left(m + \frac{J}{r_d} (1-s)^2\right) \frac{dV_a}{dt} - \\ & - \left(\frac{J}{r_d} (1-s) \frac{ds}{dt}\right) V_a - \\ & - P_{\mu} s - \frac{M_{\text{Тор.о}}}{r_d} (1-s) = 0. \end{aligned} \quad (3)$$

Исключив из уравнения (3) производную ds/dt , получим:

$$\begin{aligned} m \frac{dV_a}{dt} &= P_{\mu} + (1-s) \times \\ & \times \left(\frac{M_{\text{Тор.о}}}{r_d} - \frac{J}{r_d} \frac{d\omega_k}{dt} - P_{\mu}\right). \end{aligned} \quad (4)$$

Таким образом, если в начале торможения (при малых значениях проскальзывания) весь поток мощности идет на тормозной механизм, то в конце — на контакт колеса с опорной поверхностью [7]. Процессы в оригинале и модели при динамическом подобии должны быть подобны, следовательно, они описываются одинаковыми дифференциальными уравнениями.

В первом приближении можно считать, что диссипативные функции незначительно влияют на частоты собственных колебаний, изменяя только логарифмический декремент колебаний, и при оценке условий динамического подобия механическая система рассматривается без трения. В дальнейшем данное допущение устраняется введением модели фрикционного контакта в модель ФМС, чем обеспечивается полное соответствие динамических характеристик натурального объекта и модели ФМС [4, 6].

Запишем дифференциальное уравнение (4) движения колеса для объекта (о) и модели (м):

$$\left. \begin{aligned} m_o \frac{dV_{a.o}}{dt_M} &= P_{\mu o} + (1-s_o) \times \\ & \times \left(\frac{M_{\text{Тор.о}}}{r_{do}} - \frac{J_o}{r_{do}} \frac{d\omega_{k.o}}{dt_o} - P_{\mu o}\right); \\ m_m \frac{dV_{a.m}}{dt_M} &= P_{\mu m} + (1-s_m) \times \\ & \times \left(\frac{M_{\text{Тор.м}}}{r_{dm}} - \frac{J_m}{r_{dm}} \frac{d\omega_{k.m}}{dt_m} - P_{\mu m}\right); \\ \omega_o &= \sqrt{C_o/J_o}; \omega_m = \sqrt{C_m/J_m}. \end{aligned} \right\} (5)$$

Отношения всех (5) величин, характеризующих уравнения, представим с помощью масштабов подобия соответственно массы, геометрических размеров силы в контакте колеса с дорогой, момента трения, силы инерции, частоты колебаний:

$$\begin{aligned} C_m &= m_o/m_m; \\ C_l &= s_o/s_m = r_{do}/r_{dm}; \\ C_{F_{\mu}} &= P_{\mu o}/P_{\mu m}; \\ C_{M_{br}} &= M_{\text{Тор.о}}/M_{\text{Тор.м}}; \\ C_J &= J_o/J_m; C_{\omega} = \omega_{k.o}/\omega_{k.m}. \end{aligned}$$

Полученные масштабы подобия вводятся в дифференциальное уравнение (4) для модели:

$$\left. \begin{aligned} \frac{C_m C_l}{C_l^2} m_m \frac{d^2 x_M}{dt_M^2} &= \\ &= C_{F_{\mu}} P_{\mu m} + (1 - \\ & - C_l s_M) \left(\frac{C_M}{C_l} \frac{M_{\text{Тор.о}}}{r_{do}} - \right. \\ & \left. - \frac{C_J C_{\omega}}{C_l C_l} \frac{J_M}{r_{dm}} \frac{d\omega_M}{dt_M} - C_{F_{\mu}} P_{\mu m}\right); \\ C_{\omega} \omega_M &= \sqrt{\frac{C_c C_M}{C_J J_M}}. \end{aligned} \right\} (6)$$

Условие тождественности дифференциальных уравнений (5) и (6) приводит к следующим критериям подобия:

$$C_m C_l / C_l^2 = 1; C_{\omega} = \sqrt{C_c / C_J}. \quad (7)$$

Из принятого в качестве условия динамического подобия равенства частот собственных колебаний модели и натуре, т. е. $C_{\omega} = 1$, получаем из уравнения (7) равенство $C_J = C_c$, т. е. масштабные коэффициенты перехода момента инерции и круговой жесткости равны.

Нормальные и тангенциальные напряжения, возникающие при контакте микронеровностей, будут зависеть от координат времени, относительной скорости и максимальной объемной температуры, так как кроме данных колебаний контактирующие микроразмеры материала испытывают флуктуации вследствие тепловых пиков. При этом микронеровности контактирующих поверхно-

стей будут формироваться и стремиться занять относительно друг друга такое положение, при котором потери энергии при взаимном передеформировании микронеровностей будут минимальными. Поверхности трения приобретают характер равновесной шероховатости и характеризуются относительно стабильными геометрическими очертаниями микронеровностей. Изменение приведенной жесткости механической системы (или приведенного момента инерции) однозначно приводит к реализации переходного процесса трения, по окончании которого на контакте устанавливается новая равновесная шероховатость.

Метод трибоспектральной идентификации (ТСИ) может быть использован для создания конкурентоспособных антиблокировочных систем (АБС), предотвращающих блокирование колес автомобиля при торможении. Современные АБС представляют собой довольно сложные по конструкции и алгоритму работы системы автоматического управления процессом торможения, работа которых направлена не только на предотвращение блокирования колеса, но и на оптимизацию сцепления колеса с опорной поверхностью во время торможения. Возможность адаптации тормозной системы к различным дорожным условиям малой, и наличие АБС приводит к повышенным нагрузкам на детали тормозной системы [в виде фрикционных автоколебаний (скрипов)], в частности на детали колесных тормозных механизмов [7].

Радикальным решением задачи повышения устойчивости автомобиля и его управляемости при торможении является создание автоматической системы управления качением колеса на основе информации о его динамике [8, 9]. Для этого необходимо ввести в АБС каналы дополнительной информации, что позволило бы с высокой степенью вероятности прогнозировать блокирование колеса и в целом отслеживать состояние тормозного механизма.

На первом этапе экспериментальных исследований процессов торможения на суппорте тормоз-

ного механизма (рис. 2) были установлены вибродатчики, регистрирующие амплитудный спектр виброускорений суппорта дискового тормоза переднего колеса автомобиля ГАЗ-322132 ("Газель"). Испытания проводили с разной частотой вращения привода при частичном и экстренном торможении тормозного диска.

На рис. 3 представлена амплитудно-частотная характеристика (АЧХ) виброускорений суппорта тормозного механизма, вычисленная непараметрическим методом Уэлча [10]. Было установлено, что притормаживание и полная остановка тормозного диска сопровождаются резким увеличением амплитуды виброускорений нормальной нагрузки. Для демонстрации указанного явления на рис. 3, б, представлена АЧХ при экстренном торможении с наложенной АЧХ свободного вращения тормозного диска.

Для определения информационных частотных диапазонов фрикционного контакта тормозного механизма, соответствующих частотам собственных крутильных колебаний трансмиссии автомобиля, представим трансмиссию в виде эквивалентной динамической модели (рис. 4).

Система дифференциальных уравнений, описывающих свободные крутильные колебания динамической системы, имеет вид:

$$\left. \begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 + \beta_1(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + C_1(\varphi_1 - \varphi_2) &= 0; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 + \beta_1(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) + \beta_2(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) + C_1(\varphi_2 - \varphi_1) + C_2(\varphi_2 - \varphi_3) &= 0; \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 + \beta_2(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_2) + C_2(\varphi_3 - \varphi_2) &= 0, \end{aligned} \right\} (8)$$

где J_1 , J_2 и J_3 — моменты инерции соответственно двигателя, трансмиссии и ведущих колес, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; C_1 и C_2 — жесткости связей двигателя с трансмиссией и трансмиссии с ведущими колесами, $\text{Н} \cdot \text{м}/\text{рад}$; β_1 , β_2 — коэффициенты демпфирования крутильных колебаний, $\text{Н} \cdot \text{с} \cdot \text{м}/\text{рад}$; φ_1 , φ_2 , φ_3 — углы деформации связей между моментами.

Для определения собственных частот крутильных колебаний рассматриваемой системы и уменьшения информационного частотного диапазона при дальнейших исследованиях приведем уравнения (8) к форме характеристического полинома в предположении малого влияния демпфирования на величину частот собственных колебаний, что допустимо при частотном анализе технических систем [11]. Тогда, положив $\beta_1 = 0$ и $\beta_2 = 0$, получим:

$$\omega_2 \{ J_1 J_2 J_3 \omega^4 - [C_1(J_1 J_3 + J_2 J_3) + C_2(J_1 J_2 + J_1 J_3)] \omega^2 + C_1 C_2 (J_1 + J_2 + J_3) \} = 0. \quad (9)$$

Рассматриваемая система имеет нулевое решение, соответствующее повороту вала без его деформации. Ненулевые собственные частоты определяются как положительные корни биквадратного уравнения, представленного в фигурных скобках выражения (9). Для трансмиссии автомобиля "Газель" с параметрами $J_1 = 0,32 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $J_2 = 0,23 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $J_3 = 16,5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $C_1 = 2400 \text{ Н} \cdot \text{м}/\text{рад}$; $C_2 = 753000 \text{ Н} \cdot \text{м}/\text{рад}$; $\beta_1 = 8 \text{ Н} \cdot \text{с} \cdot \text{м}/\text{рад}$; $\beta_2 = 14 \text{ Н} \cdot \text{с} \cdot \text{м}/\text{рад}$ имеем две собственные гармоника: $\omega_1 = 13,7 \text{ Гц}$ и $\omega_2 = 93,15 \text{ Гц}$.

Для стендовых исследований фрикционного контакта тормозного механизма использовали стандартную машину трения СМЦ. Регистрировали фрикционные колебания в нормальном и тангенциальном направлениях в диапазоне частот от 0 до 1000 Гц. Для повышения вероятности диагностических признаков частотный диапазон фрикционных колебаний был разбит на четыре области, перекрывающие диапазон собственных гармоник трансмиссии автомобиля: $0 \div 25$, $25 \div 50$, $50 \div 75$ и $75 \div 100 \text{ Гц}$.

Если нормальная составляющая фрикционного взаимодействия представляет собой преобразование Фурье $S_N(\omega)$, а тангенциальная — $S_T(\omega)$, то передаточная функция этого узла в виде комплексного коэффициента трения [2, 3, 6] определится следующим отношением:

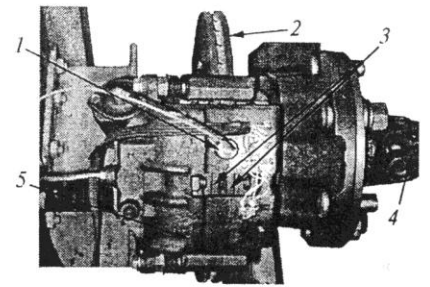


Рис. 2. Тормозной механизм автомобиля "Газель": 1 — вибропреобразователь AP98-100-01; 2 — тормозной диск; 3 — тормозные колодки; 4 — привод; 5 — суппорт тормозного механизма

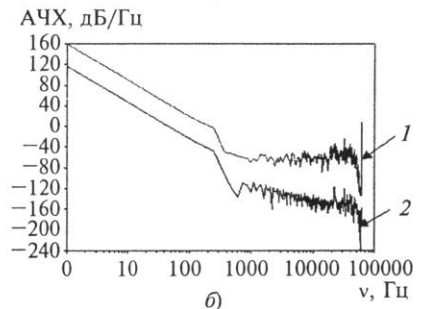
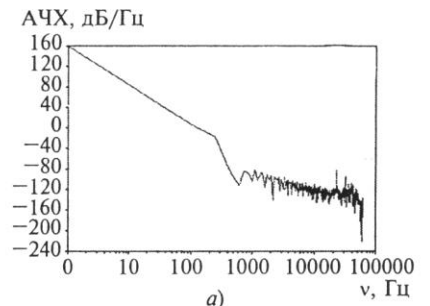


Рис. 3. АЧХ нормальной нагрузки: а — при свободном вращении тормозного диска (31,3 с эксперимента); б — при экстренном торможении (32,01 с эксперимента); 1 — АЧХ при торможении, 2 — АЧХ при свободном вращении диска

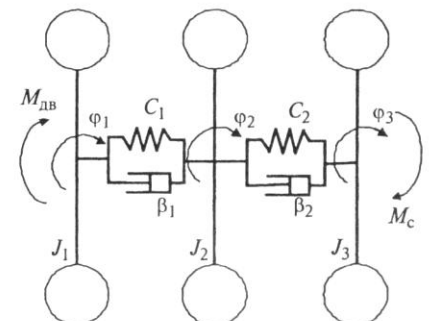


Рис. 4. Эквивалентная динамическая модель трансмиссии автомобиля $M_{дв}$ — момент двигателя; M_c — момент сопротивления дороги

$$f(i\omega) = \frac{S_{\tau N}(i\omega)}{|S_N(\omega)|^2} = A(\omega)e^{i\varphi(\omega)} = P(\omega) + iQ(\omega), \quad (10)$$

где $S_{\tau N}(i\omega)$ — взаимный спектр тангенциальной и нормальной составляющих силы фрикционного взаимодействия (взаимная корреляционная функция сигналов в частотной области); $|S_N(\omega)|^2$ — автоспектральная функция нормальной составляющей фрикционного взаимодействия; $A(\omega)$, $\varphi(\omega)$, $P(\omega)$ и $Q(\omega)$ — амплитудно-частотная, фазочастотная, вещественная частотная и мнимая частотная характеристики.

Мнимая частотная характеристика комплексного коэффициента трения [6, 10] характеризует диссипативные трибологические свойства фрикционного взаимодействия поверхностей. На рис. 5 представлены интегральные характеристики АФЧХ фрикционного контакта:

$$I_Q = \frac{\omega_N}{N-1} \int_0^{\omega_N} |Q(\omega)| d\omega, \quad \text{вычис-$$

ленные при разной скорости вращения колеса, где ω_N — частота Найквиста, равная половине частоты дискретизации; N — размерность преобразования Фурье.

Как видно из рис. 5, наиболее полно состояние системы отражают колебания, фиксируемые в двух частотных диапазонах: $50 \div 75$ и $75 \div 100$ Гц, соответствующих второй гармонике механической системы автомобиля. При этом всплеск диссипативной энергии, регистрируемый в указанном диапазоне частот, соответствует потере устойчивости системы по амплитуде [6, 10] и сопровождается повышением температуры и снижением коэффициента трения (рис. 6, см. на 2-й полосе обложки). Увеличение количества всплесков энергии и температуры может объясняться увеличением времени контактирования поверхностей при уменьшении скорости вращения и, следовательно, лучшем охлаждении поверхностей.

Для эксперимента, представленного на рис. 5, в и 6, в, была проанализирована интегральная оценка диссипативной энергии

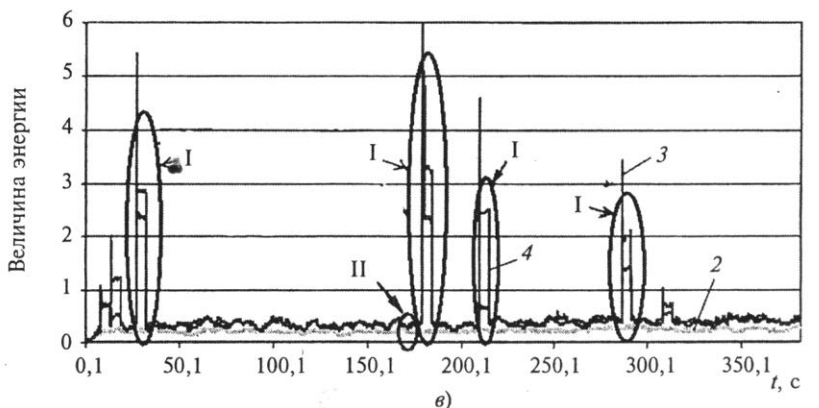
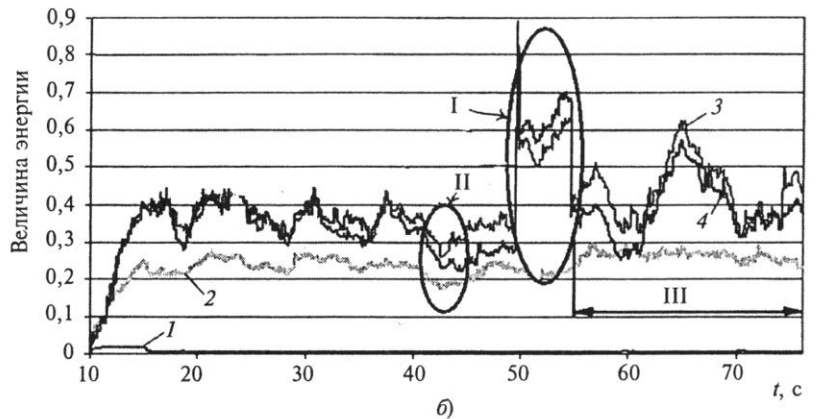
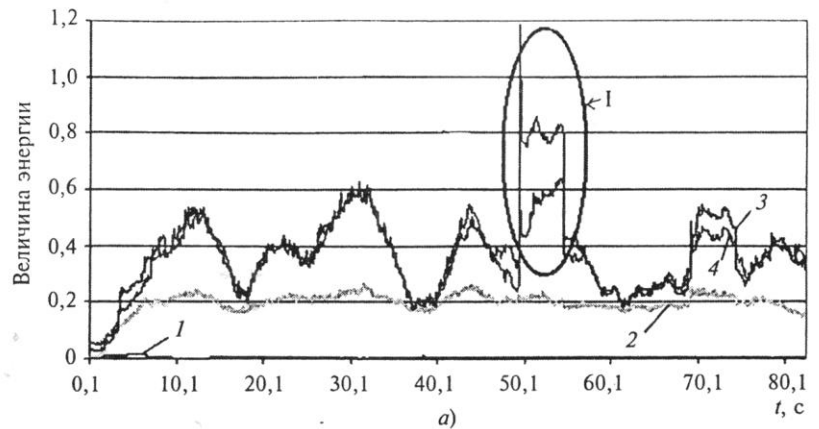


Рис. 5. Интегральная оценка энергии диссипативной составляющей годографа Найквиста по диапазонам частот:

а, б, в — скорость колеса соответственно 500, 300 и 200 мин⁻¹, нагрузка 1200 Н; 1, 2, 3 и 4 — колебания в диапазоне частот соответственно 0÷25, 25÷50, 50÷75 и 75÷100 Гц; I — резонанс, II — зарождение неустойчивости, III — автоколебания

АФЧХ трибосопряжения "диск — колодка", вычисленная по интегральной оценке I_Q по диапазонам частот. Перед отмеченными моментами потери устойчивости по амплитуде или по фазе [6, 10] наблюдается минимальная величина энергии диссипации; назовем данное условие моментом зарождения неустойчивости. В момент потери устойчивости по амплитуде наблюдается резкое

возрастание АЧХ по сравнению с моментом, отмеченным как зарождение неустойчивости. Согласно рис. 5, в, моменту зарождения неустойчивости соответствует время 171,05 с, а моменту потери устойчивости по амплитуде — 180,15 с. Для указанных моментов времени на рис. 7 (см. на 4-й полосе обложки) представлены АФЧХ.

В момент потери устойчивости коэффициент внешнего тре-

ния не, изменяется (горизонтальный участок АЧХ на уровне -8 дБ от 0 до 7 Гц на рис. 7, а), однако АЧХ деформации поверхностных слоев тормозной колодки и тормозного диска значительно увеличиваются, с -40 до -18 дБ (в 2 раза). При этом комплексный коэффициент трения на частотах $10 \div 10,5$; 105 и 240 Гц превышает единичное значение (уровень 0 на АЧХ) — сила фрикционного взаимодействия по модулю на указанных частотах превышает нормальную составляющую этого воздействия.

Анализируя полученные данные, можно сделать выводы, что потеря устойчивости фрикционной системы сопровождается падением коэффициента трения и ведет к возрастанию амплитуд колебаний составляющих силы трения, что, в свою очередь, предшествует блокированию колеса автомобиля. Учитывая указанные процессы, считаем, что введение информационных частотных каналов в АБС автомобиля позволит более гарантированно прогнозировать момент блокирования колеса и, следовательно, повысить оперативность срабатывания тормозной системы, что приведет к сокращению тормозного пути автомобиля и уменьшению изнашивания тормозных колодок и тормозного диска. Кроме того, при недопущении потери устойчивости фрикционной системы будут отсутствовать выбросы энергии, сопровождающиеся всплесками температуры в зоне фрикционного контакта, что позволит снизить тепловую напряженность тормозного механизма, а также уменьшить степень термоповреждения тормозного диска.

На завершающем этапе исследования трибоспектральных характеристик было проанализировано влияние динамических процессов на работу трансмиссии автомобильного транспортного средства. Для этого с помощью программы "Цифровая обработка сигналов", разработанной на кафедре "Транспортные машины и триботехника" Ростовского ГУПС, методом наименьших квадратов [10, 12] определены линеаризованные функции комплексного коэффициента трения (10).

Для трибопроцессов, изображенных на рис. 7:

для момента времени $171,05$ с — зарождение неустойчивости, получено:

$$f(z) = (0,01613 + 0,005553z^{-1} - 0,01151z^{-2} - 0,002465z^{-3} + 0,0009316z^{-4} - 0,01152z^{-5} - 0,004047z^{-6} + 0,007625z^{-7} + 0,00156z^{-8} + 0,004241z^{-9}) / (1 + 0,07745z^{-1} - 1,5617z^{-2} - 0,1695z^{-3} + 0,518z^{-4} - 0,7471z^{-5} + 0,05969z^{-6} + 1,5429z^{-7} + 0,003083z^{-8} - 0,6872z^{-9});$$

для момента времени $180,15$ с — потеря устойчивости, получено:

$$f(z) = (0,03866 + 0,05435z^{-1} - 0,0529z^{-2} - 0,1007z^{-3} - 0,008108z^{-4} - 0,01487z^{-5} - 0,03275z^{-6} + 0,1307z^{-7} + 0,1509z^{-8} - 0,07876z^{-9} - 0,08438z^{-10} + 0,05886z^{-11} - 0,06006z^{-12} - 0,12z^{-13} + 0,06192z^{-14} + 0,09481z^{-15} - 0,009077z^{-16} - 0,0238z^{-17} - 0,001543z^{-18}) / (1 + 0,7634z^{-1} - 3,2737z^{-2} - 2,09841z^{-3} + 4,2653z^{-4} + 0,773z^{-5} - 3,4474z^{-6} + 3,3389z^{-7} + 2,8741z^{-8} - 4,9505z^{-9} - 1,1775z^{-10} + 3,03381z^{-11} - 2,1212z^{-12} - 1,3911z^{-13} + 3,2466z^{-14} + 0,7891z^{-15} - 1,6353z^{-16} - 0,255z^{-17} + 0,2835z^{-18}).$$

Результаты построения математической модели представлены на рис. 8 (см. на 3-й полосе обложки). Как видно из рис. 8, линеаризованная модель достаточно близко описывает нелинейное фрикционное звено фрикционной системы "тормозной диск — тормозная колодка".

Несмотря на большое разнообразие существующих конструкций машин, динамические качества любой машины могут быть исследованы по методике, базирующейся на законах теоретической механики и теории колебаний. Поскольку обычно заранее неизвестно, каким в реальных условиях будет входной

сигнал, то при анализе качества выбирается некоторое тестовое входное воздействие. Такой подход оправдан, так как имеется связь между реакцией системы на типовой входной сигнал и ее поведением в условиях эксплуатации. К тому же многие системы в процессе эксплуатации подвергаются внешним воздействиям, которые по виду очень близки к тестовым сигналам. Обычно в качестве такого тестового воздействия принимают воздействие в виде скачка $y(t) = l(t)$ — функция Хэвисайда или воздействие в виде δ -функции — функция Дирака, являющихся во многих случаях наиболее неблагоприятными. Если в этом случае выходной сигнал будет удовлетворять определенным условиям, то можно считать, что он тем более будет удовлетворять им и при иных характерных воздействиях [10].

Представим тормозной механизм автомобиля "Газель" в качестве фрикционного звена (рис. 9), т. е. на вход мы подадим некоторую заданную характеристику $x(t)$, соответствующую разгону автомобиля до некоторой скорости с последующим плавным и экстренным торможением (совокупность функций Хэвисайда). На выходе системы получим выходную характеристику $y(t)$ силы трения фрикционного взаимодействия, которая определяется на основе теоремы о свертке сигналов [10, 12]:

$$y(t) = h(t) \cdot x(t), \quad (11)$$

где $h(t)$ — импульсная функция системы, возбуждаемая единичной импульсной функцией, реализуемой пропусканием входного заданного сигнала $x(t)$ через каузальный фильтр, заданный коэффициентами полиномов комплексного коэффициента трения $f(z)$.

Результаты вычисления выходной координаты фрикционной системы (11) — тангенциальной составляющей силы трения, при пропускании заданной функции Хэвисайда через каузальный фильтр [12] представлены на рис. 10.

Для определения деформационных нагрузок в связях механической системы автомобиля введем в систему уравнений (8) изменения внешних силовых

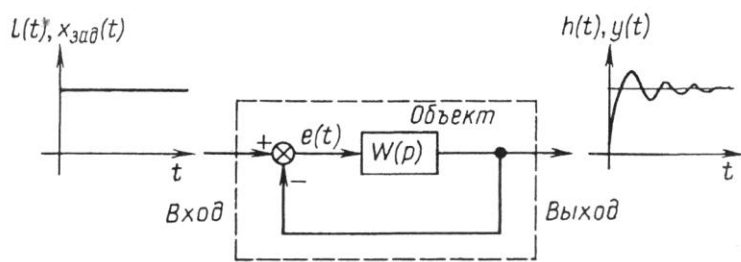


Рис. 9. Структурная схема некоторой заданной фрикционной системы

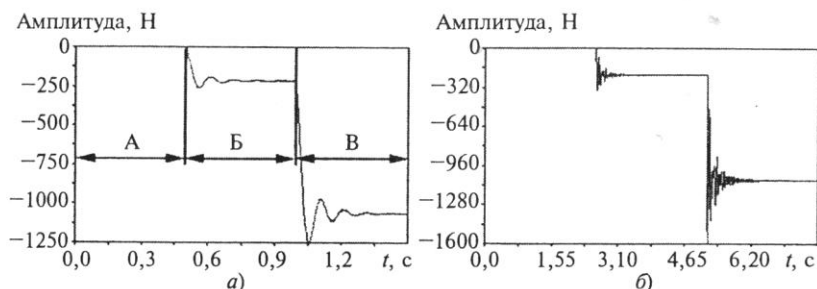


Рис. 10. Отклик фрикционной системы $y(t)$ на заданную пользователем функцию Хэвисайда $x(t)$:

a — в момент зарождения неустойчивости на фрикционном контакте (171,05 с); b — в момент потери устойчивости на фрикционном контакте (180,15 с); А — разгон автомобиля, Б — плавное торможение, В — экстренное торможение

факторов. Система дифференциальных уравнений для исследования вынужденных колебаний примет вид:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 + \beta_1(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + C_1(\varphi_1 - \varphi_2) = M_{дв}; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 + \beta_1(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) + \beta_2(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) + C_1(\varphi_2 - \varphi_1) + C_2(\varphi_2 - \varphi_3) = 0; \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 + \beta_2(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_2) + C_2(\varphi_3 - \varphi_2) = M_c(t), \end{cases}$$

где $M_{дв}$ — постоянная величина крутящего момента двигателя; $M_c(t) = y(t)R_k$ — момент сопротивления движению на тяговом колесе автомобиля в зависимости от времени, Н·м; R_k — радиус приложения момента сопротивления движению, соответствующий радиусу колеса автомобиля.

Результаты решения дифференциальных уравнений механической системы трансмиссии автомобиля представлены на рис. 11 и 12 (см. на 3-й полосе обложки).

На основании изложенного можно сделать следующие выводы.

1. При использовании теоретических основ физического подбора и моделирования, изложенных в существующей научно-технической литературе, возникает ряд противоречий и неоднозначных решений, исключающих создание адекватных натурным физическим моделям фрикционных систем и, соответственно, получение корректных результатов при исследовании на них процессов трения и изнашивания.

2. При создании физико-математических моделей фрикционных механических систем необходимо обеспечить идентичность параметров фрикционного контакта (микро- и макронеровности, физико-механические характеристики, равенство объемных температур и их градиентов).

3. Условием, обеспечивающим идентичность процессов трения и изнашивания, является равенство величин давлений и скоростей относительных движений в натуральных и модельных режимах работы узлов трения.

4. Движение механических систем природы и модели должно описываться одними и теми же системами дифференциальных уравнений; у механических систем природы и модели должны быть равными частоты и формы собственных колебаний. Для этого в число критериев (индикаторов подбора) необходимо ввести индикатор динамического подбора $C_\omega = C_c/C_m = 1$.

5. Для устранения неоднозначных решений и возникающих противоречий при моделировании фрикционных систем, для обеспечения динамического подбора механических систем природы и модели, а также обеспечения адекватности динамических процессов, протекающих на фрикционных контактах природы и модели, необходимо принять условие о равенстве величин деформаций связей механической системы, микро- и макронеровностей в модельных и натуральных условиях.

6. На базе методов физико-математического моделирования и трибоспектральной идентификации имеется возможность исследовать устойчивость конкретных механических систем. Принципиальное отличие данного подхода от существующих методов определения устойчивости систем (корневых методов [10], методов Рауса—Гурвица, Ляпунова и др.) заключается в исключении этапа линеаризации существенно-нелинейных (фрикционных) связей и определения устойчивости по критериям Найквиста: запаса устойчивости по амплитуде и по фазе на конкретных частотных диапазонах фрикционного взаимодействия.

7. С использованием методов трибоспектральной идентификации и физико-математического моделирования созданы теоретические основы динамического мониторинга фрикционных систем и прогнозирования их выходных параметров. Принципиальное отличие предлагаемого подхода от существующих заключается в обеспечении заданного уровня вероятности идентификации процессов, протекающих во фрикционной системе, и прогноза их изменения. Данное положение основано на наличии неограниченного числа информационных каналов, в качестве которых можно применять амплитудные спектры деформации фрикционных контактов в нормальном и тангенциальном направлениях, а также их отношение в частотном диапазоне от 0 до бесконечности.

8. Результаты динамического расчета трансмиссии автомобиля показали:

УДК 621.923

А. В. КОРОЛЕВ, А. А. КОРОЛЕВ, доктора технических наук (Саратовский ГТУ),
А. Н. ТЮРИН, канд. техн. наук
(Западно-Казахстанский аграрно-технический университет им. Жангир хана, Республика Казахстан, г. Уральск)

Связь энергии резания с интенсивностью съема припуска при суперфинишировании абразивным инструментом

Показана связь обобщенного показателя абразивной обработки — энергии резания при суперфинишировании, с одним из основных показателей этого процесса — съемом припуска. Такой подход к анализу процесса обработки позволяет эффективно совершенствовать исследуемый процесс.

Ключевые слова: суперфиниширование, энергия резания, интенсивность съема, абразивный инструмент, припуск.

A relation of the cutting energy, as overall factor of abrasive machining, with the stock removal at super finish grinding has been shown. It is reasoned that such approach allows effectively improve the process under investigation.

Keywords: super finish grinding, cutting energy, stock removal rate, grinding tool, stock.

При моделировании процесса суперфиниширования важно найти суммарную энергию U_t , затрачиваемую абразивными зёрнами за один ход инструмента, и связать этот показатель с основными показателями данного процесса, т. е. объемом снимаемого металла (далее — съем) и шероховатостью обработанной поверхности [1, 2].

Суммарная энергия складывается из энергии U_s , которая затрачивается абразивными зёрнами, выполняющими неполные срезы, и энергии U_{tp} , затрачиваемой абразивными зёрнами при полном срезе, за один ход инструмента:

$$U_t = U_s + U_{tp}. \quad (1)$$



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 49)

динамические процессы на фрикционном контакте изменяют частотный трибоспектр деформации связей автомобиля;

резонансные виброколебания трибосистемы "тормозной диск — тормозная колодка" передаются на элементы трансмиссии автомобиля, причем амплитуда деформации связей трансмиссии зависит только от величины нормальной составляющей тормозного усилия.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Заковоротный В. Л., Шаповалов В. В.** Исследование коэффициента трения при периодических движениях. // Изв. Северо-Кавказского научного центра высшей школы. Сер. Технические науки. 1979. № 2. С. 40—49.

2. **Заковоротный В. Л., Шаповалов В. В.** Исследование комплексного коэффициента трения. // Трение и износ. 1987. С. 22—24.

3. **Шаповалов В. В.** Теоретические основы трибоспектральной идентификации триботехнических характеристик: Автореф. дисс. ... д-ра техн. наук. М.: 1988. Машинопись.

4. **Щербак П. Н.** Оптимизация фрикционных механических систем на базе модельного эксперимента: Автореф. дисс. ... д-ра техн. наук. Ростов н/Д: 2002. Машинопись.

5. **Заковоротный В. Л., Шаповалов В. В.** Динамика транспортных трибосистем // Сборка в машиностроении. 2005. № 12.

6. **Положительное** решение на заявку 2006121024/28 (022825) РФ: Способ испытаний узлов трения.

7. **Активная** безопасность автомобиля: Основы теории / В. Г. Бутылин, М. С. Высоцкий, В. Г. Иванов,

И. И. Лепешко. Минск: НИРУП "Белавтотракторостроение", 2002. 184 с.

8. **Русаков В. З.** Безопасность автотранспортных средств в эксплуатации: Автореф. дисс. ... д-ра техн. наук. М.: 2005. 36 с. Машинопись.

9. **Полужетов М. В.** Влияние рабочего процесса АБС на ресурс элементов тормозной системы автомобиля: Автореф. дисс. ... канд. техн. наук. Волгоград, 2004.

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

11. **Вибрации** в технике: Справочник. В 6 т. Т. 3: Колебания машин, конструкций и их элементов / Под ред. Ф. М. Якиментберга и К. С. Колесникова. М.: Машиностроение, 1970. 544 с.

12. **Дженкинс Г., Ваттс Д.** Спектральный анализ и его приложения. Пер. с англ. В. Ф. Писаренко. Вып. 1. М.: Мир, 1971.

Рисунки к статье В.В. Шаповалова, А.Л. Озябкина, П.В. Харламова
 "ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДОВ ФИЗИКО-МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ
 И ТРИБОСПЕКТРАЛЬНОЙ ИДЕНТИФИКАЦИИ ДЛЯ МОНИТОРИНГА
 ФРИКЦИОННЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ"

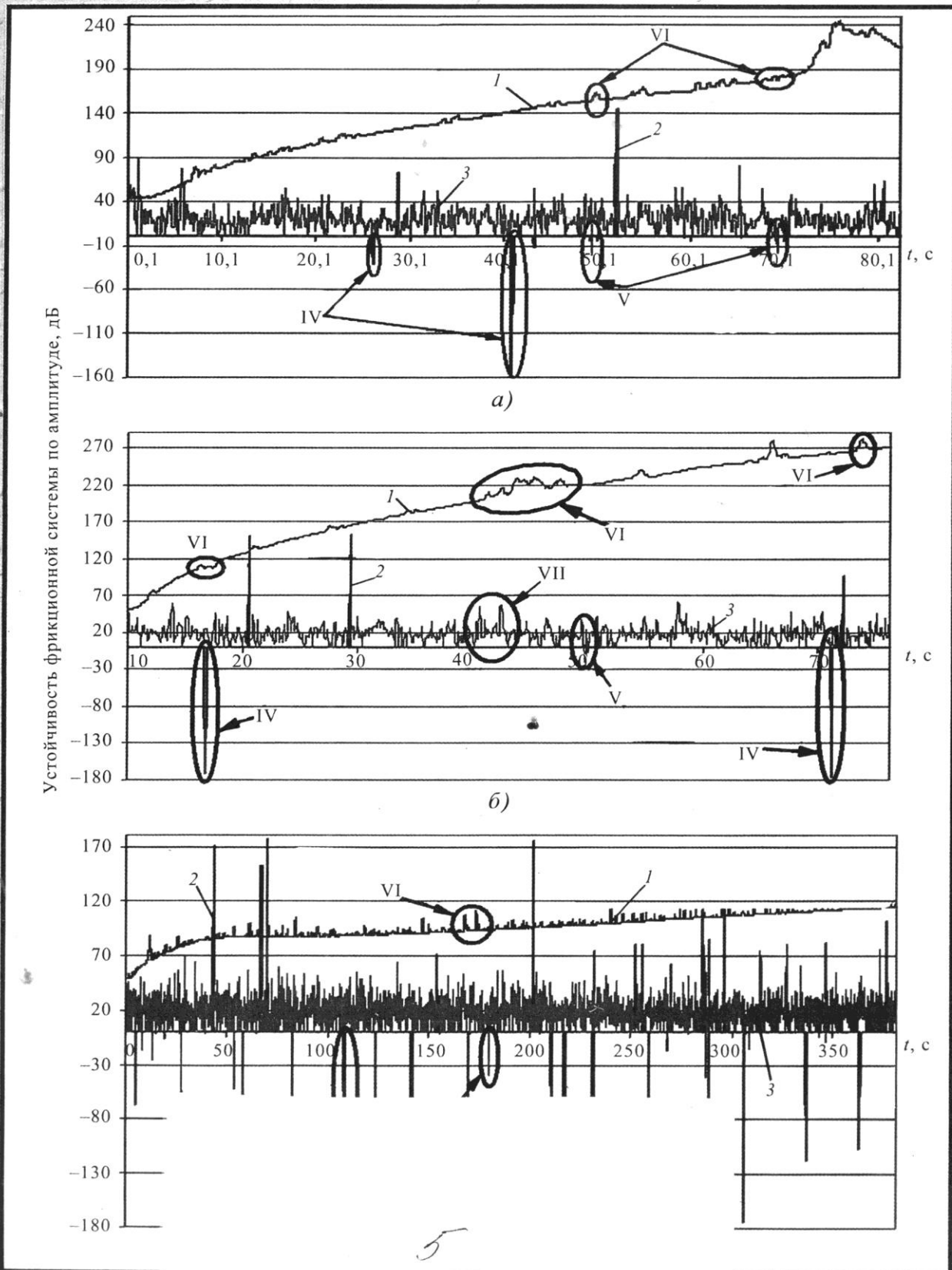


Рис. 6. Устойчиво
 и нагрузке 1200
 по амплитуде
 и амплитуде

а), 300 б) и 200 мин^{-1} в)
 град.; 3 — устойчивость
 по фазе
 по амплитуде

**Рисунки к статье В.В. Шаповалова, А.Л. Озябкина, П.В. Харламова
 “ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДОВ ФИЗИКО-МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ
 И ТРИБОСПЕКТРАЛЬНОЙ ИДЕНТИФИКАЦИИ ДЛЯ МОНИТОРИНГА
 ФРИКЦИОННЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ”**

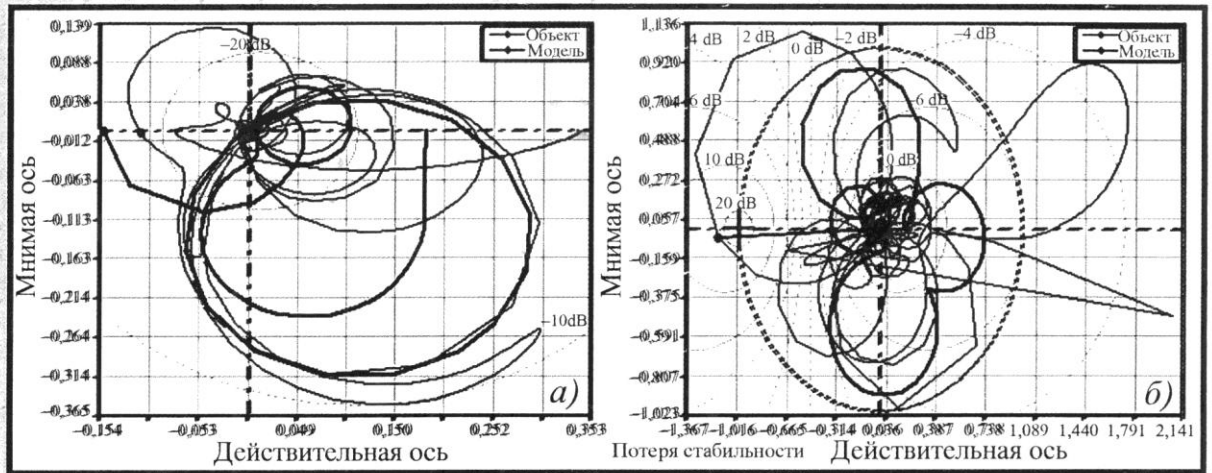


Рис. 8. Графическая интерпретация математической модели комплексного коэффициента трения:
 а – в момент зарождения неустойчивости (171,05 с); б – в момент потери устойчивости (180,15 с)

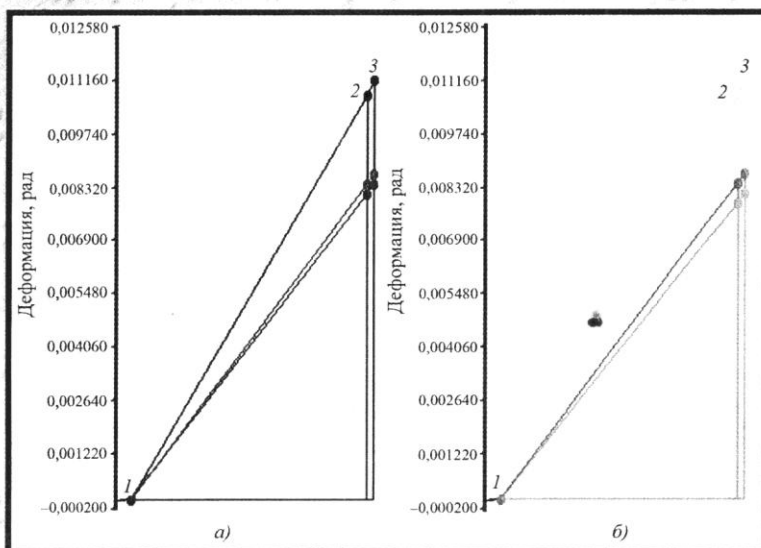
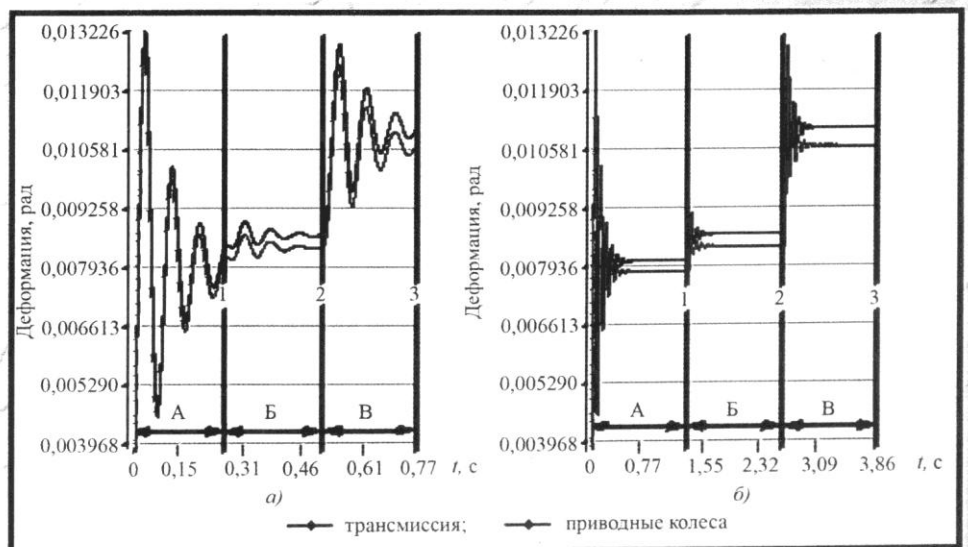


Рис. 11. Формы деформации связей механической системы трансмиссии автомобиля:
 а – в момент зарождения неустойчивости (171,05 с);
 б – в момент потери устойчивости (180,15 с); 1 – двигатель;
 2 – трансмиссия; 3 – тяговое колесо

Рис. 12. Амплитудные формы деформации связей механической системы трансмиссии автомобиля в моменты зарождения неустойчивости (а) и потери устойчивости (б):
 А – при разгоне автомобиля;
 Б – при плавном торможении;
 В – при экстренном торможении



Рисунки к статье В.В. Шаповалова, А.Л. Озябкина, П.В. Харламова
 “ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДОВ ФИЗИКО-МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ
 И ТРИБОСПЕКТРАЛЬНОЙ ИДЕНТИФИКАЦИИ ДЛЯ МОНИТОРИНГА
 ФРИКЦИОННЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ”

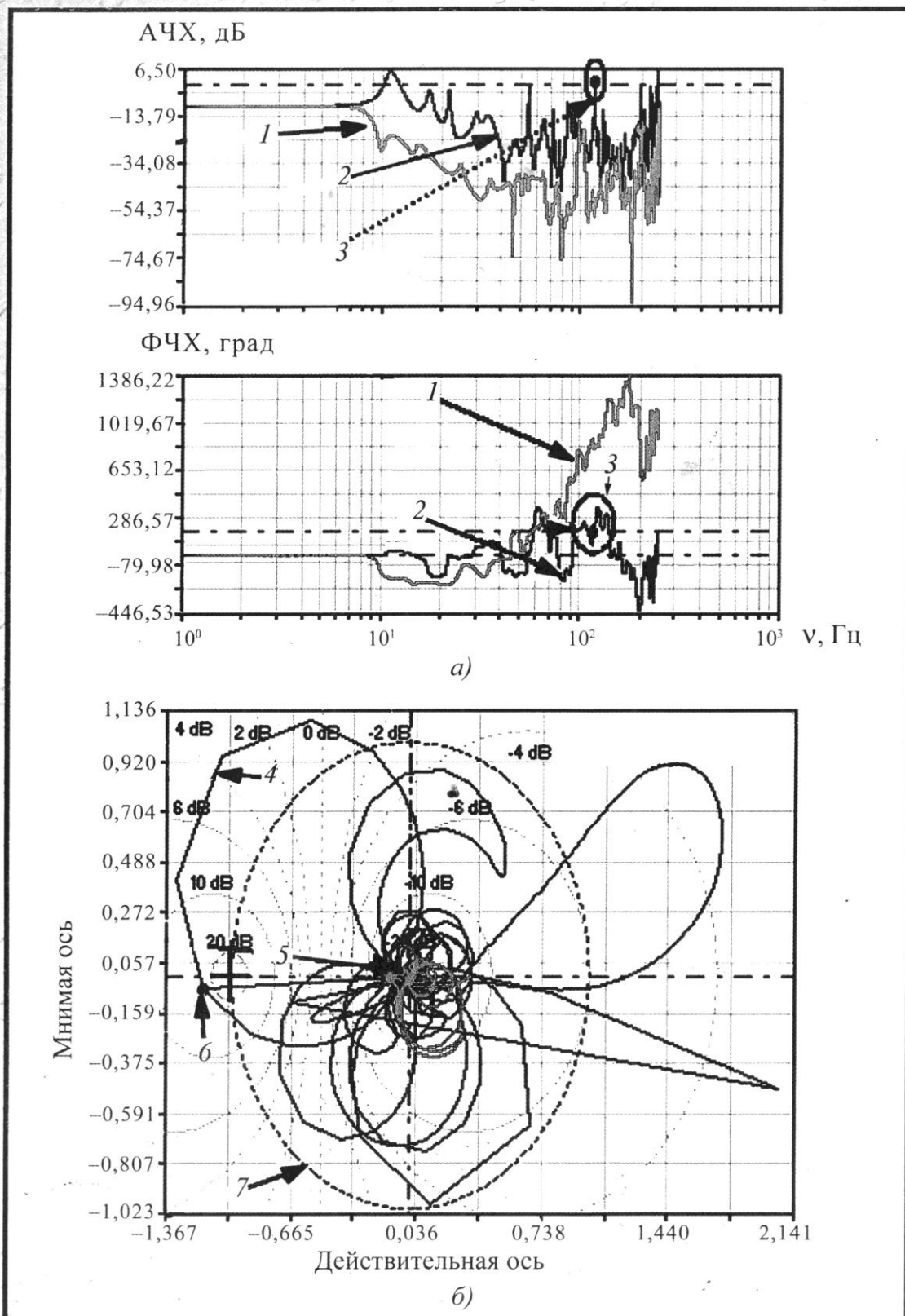


Рис. 7. АФЧХ комплексного коэффициента трения:

а – в момент зарождения неустойчивости; б – в момент потери устойчивости по амплитуде и фазе; 1 и 2 – АФЧХ в момент соответственно зарождения неустойчивости и потери устойчивости по амплитуде, 3 и 4 – потеря устойчивости соответственно по амплитуде и по фазе; 5 и 6 – годограф Найквиста в момент соответственно потери устойчивости по амплитуде и зарождения неустойчивости; 7 – единичная окружность