

Концепция и методы имитационных ресурсных испытаний мобильной техники (сообщение 1)

Березин И.Я., Абызов А.А.

Челябинский государственный технический университет

Для определения сертификационных характеристик надежности транспортных машин широко применяют статистический подход, основанный на анализе информации об отказах в условиях массовой эксплуатации. Очевидно, получение достоверных характеристик надежности таким способом сопряжено со значительными материальными и временными затратами.

С другой стороны, на начальной стадии проектирования количественные показатели надежности включаются в техническое задание, поскольку они во многом определяют технический уровень и конкурентоспособность проектируемого изделия. В последующем эти показатели должны быть подтверждены результатами натурных испытаний опытных и серийных машин.

В связи с этим в последнее время наметилась тенденция к внедрению расчетных методов, обеспечивающих прогнозирование и управление надежностью изделий на ранних стадиях проектирования. Постановка задачи прогнозирования прочностной надежности применительно к транспортным машинам различного назначения предусматривает последовательное выполнение следующих этапов:

- описание многофакторного случайного воздействия внешней среды на ходовую систему и рабочие органы;
- компьютерное моделирование процесса движения в условиях реальной эксплуатации;
- определение статистических характеристик силового и кинематического взаимодействия элементов конструкции;
- моделирование процессов формирования усталостных, износных и других видов отказов с учетом случайного характера нагружения и рассеяния прочностных свойств;
- определение количественных характеристик надежности, таких как функция вероятностей безотказной работы, средняя наработка до отказа, гамма-процентный ресурс тяжело нагруженных элементов машин и т.п.;
- корректировка исходных данных проекта по динамическим и прочностным свойствам изделия с целью обеспечения требуемых показателей надежности.

Комплекс названных исследований представляет собой инженерную методику имитационных ресурсных испытаний транспортных машин, которая базируется на достижениях в области динамики машин, расчетов на прочность и компьютерных технологий.

К числу наиболее значимых преимуществ метода следует отнести возможность проведения параметрического прогноза и количественной оценки влияния условий эксплуатации и характеристик проектируемой машины на эксплуатационную нагруженность и долговечность ответственных элементов.

Большую актуальность такой подход приобретает при проектировании мобильной техники, предназначенной для использования вне обустроенных дорог. Эксплуатация таких машин происходит в условиях взаимодействия с многопараметрической случайной средой, к числу основных факторов которой можно отнести: интенсивно изменяющиеся микропрофиль местности и кривизну траектории движения, действие переменных сил сопротивления прямолинейному движению и повороту, наличие одиночных препятствий, спусков-подъемов и другое. Под влиянием отмеченных факторов происходит непрерывное изменение скорости движения, что обуславливает нестационарный характер случайного воздействия. С другой стороны, необходимость адекватного описания внешнего воздействия выдвигает соответствующие требования к математическим

моделям, предназначенным для исследований динамических процессов. В частности, наличие в спектре вынужденных колебаний интенсивных низкочастотных составляющих приводит к необходимости учета связанности колебаний систем транспортной машины, а существование односторонних связей в системе поддресоривания и гусеничном двигателе, изменение структуры и характеристик силовой установки в связи с переходными режимами движения вынуждают рассматривать модель транспортной машины как существенно нелинейную. Необходимость отображения в динамической модели свойств связанной нелинейной системы при нестационарном многопараметрическом внешнем воздействии принципиально осложняет решение задачи статистической динамики. В связи с этим разрабатываемые методы имитационных ресурсных испытаний ориентированы на компьютерное моделирование процессов эксплуатационной нагруженности и формирования отказов, обусловленных однократными перегрузками и накоплением усталостных и износных повреждений.

При обосновании исходных допущений и выборе расчетных схем корпус транспортной машины рассматривается как твердое тело, его обобщенными координатами (рис.1) являются вертикальное перемещение центра масс (ζ), углы продольных и поперечных колебаний (ϑ, β), угол поворота в плане (α) и координаты машины на местности (X, Y). На корпус действует сила веса ($m_k g$), вертикальные усилия со стороны подвесок ($N_{i,j}$, $i=1...2$ - номер борта, $j=1...n$ - номер подвески, n - число подвесок на один борт), силы натяжения рабочих (T_{pi}) и свободных (T_{ci}) ветвей гусениц, силы сопротивления прямолинейному движению (F_{ci}) и повороту, приведенные к поперечной силе (F_{cy}) и моменту (M_c). Величины F_{cy} и M_c рассчитываются как интегральные характеристики, определяемые свойствами грунта и наклоном микропрофиля под всеми опорными катками i -го борта.

При исследованиях инженерных машин различного назначения в динамическую модель включаются соответствующие рабочие органы и действующие на них в процессе выполнения технологических операций силы сопротивления (Q_p). Нагрузки, передаваемые на корпус, формируются как результат общей динамики машинного агрегата; в связи с многообразием конструкций навесного оборудования эти нагрузки приводятся к

главному вектору (\vec{R}) и главному моменту (\vec{M}) (рис.1). При моделировании системы поддресоривания транспортной машины необходимо отобразить существенные нелинейности характеристик упругих и демпфирующих элементов, обусловленные односторонними связями опорных катков с грунтом, наличием "пробоев" подвесок, разрывностью характеристик амортизаторов и другим. При безотрывном движении катков координаты их центров тяжести принимаются равными высоте микропрофиля $z_{ij}=h_{ij}$ (обозначения параметров приведены на рис.1). Усилия в подвесках являются нелинейными функциями относительных перемещения и скорости $N_{i,j}(e_{i,j}, \dot{e}_{i,j})$, которые связаны с обобщенными координатами корпуса следующими выражениями:

$$e_{i,j} = z + J I_i + 0,5bB(-1)^{i+1} - z_{i,j},$$

$$\dot{e}_{i,j} = \dot{z} + \dot{\vartheta} I_i + 0,5\dot{\beta}B(-1)^{i+1} - \dot{z}_{i,j};$$

здесь I_j -координата опорных катков по отношению к центру тяжести, B - ширина колеи.

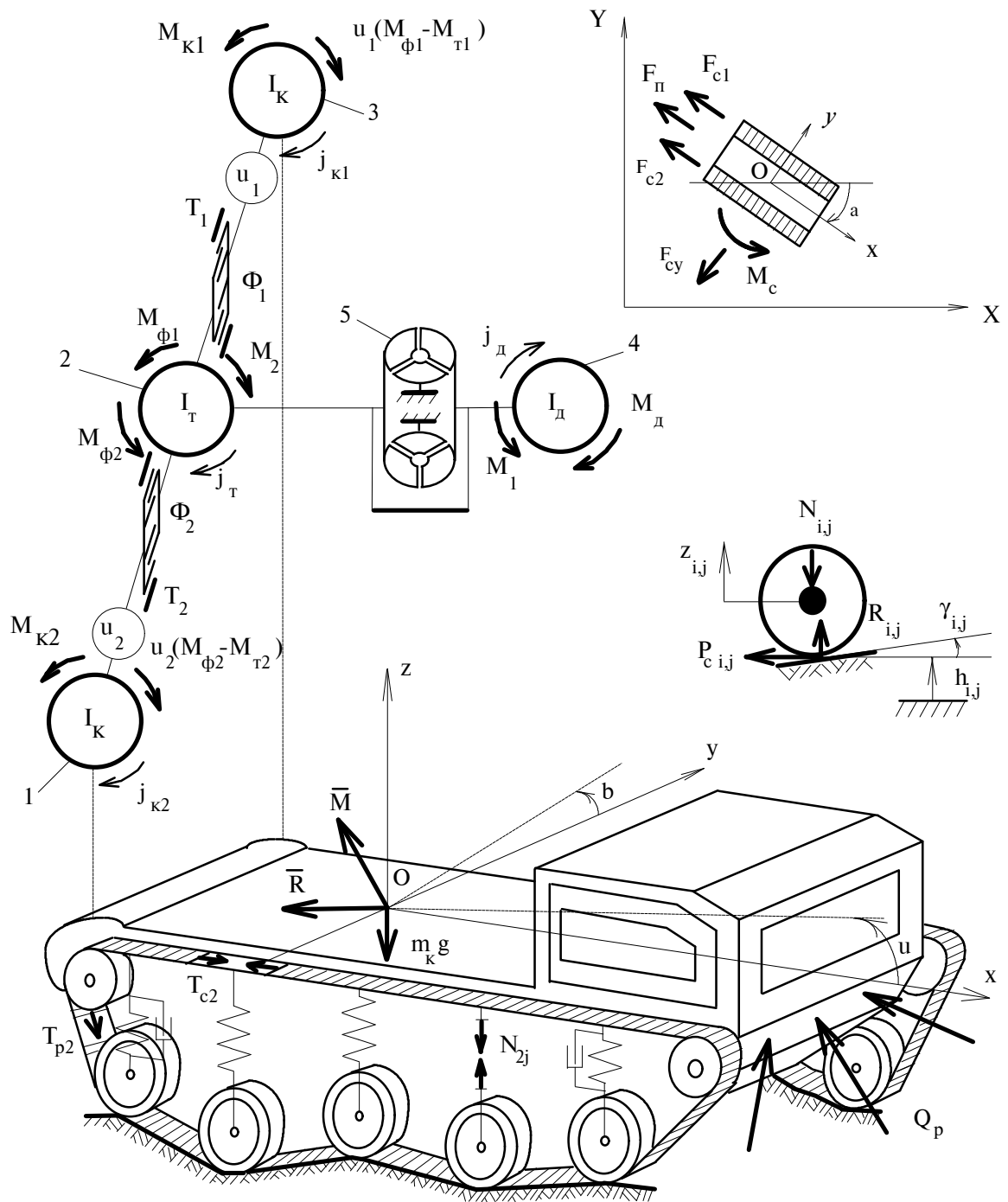


Рис. 1. Расчетная схема гусеничной машины

Вертикальные ($R_{i,j}$) и горизонтальные ($P_{c i,j}$) составляющие реакций грунта определяются выражениями:

$$\begin{aligned}
 R_{i,j} &= N_{i,j} + m_{ок} z_{i,j}, \quad j = 2 \dots n - 1, \\
 R_{i,1} &= N_{i,1} + m_{ок} z_{i,1} - T_{ci} \sin y_c, \\
 R_{i,n} &= N_{i,n} + m_{ок} z_{i,n} - T_{pi} \sin y_p, \quad i = 1, 2 \\
 P_{c i,j} &= R_{i,j} (\operatorname{tg} \vartheta_{i,j} + f_o \operatorname{sign}(V_i)),
 \end{aligned}$$

где f_o - коэффициент сопротивления прямолинейному движению, $V_i = \dot{x} + 0,5\dot{\alpha}(-1)^{i+1}$ - скорость продольного движения i -го борта, $m_{ок}$ - масса опорного катка, U_p, U_c - углы наклона рабочей и свободной ветвей гусениц.

Силы сопротивления прямолинейному движению со стороны каждого борта определяются выражением:

$$F_{ci} = \sum_{j=1}^n P_{ci,j}$$

Критериями начала и окончания отрыва катков от грунта служат следующие условия:

$$R_{i,j} \leq 0, \quad z_{i,j} = h_{i,j}$$

Гусеничный обвод моделируется упруго-вязкими нелинейными элементами одностороннего действия. Усилия в рабочей и свободной ветвях гусеницы определяются следующим образом:

$$\begin{aligned} T_{ci} &= u_{ci}c_c(u_c) + \dot{u}_{ci}b_c(\dot{u}_c), \quad u_{ci} > 0 \\ T_{ci} &= 0, \quad u_{ci} \leq 0 \\ T_{pi} &= u_{pi}c_p(u_p) + \dot{u}_{pi}b_p(\dot{u}_p), \quad u_{pi} > 0 \\ T_{pi} &= 0, \quad u_{pi} \leq 0 \end{aligned}$$

где $c_c(u_c)$, $c_p(u_p)$, $b_c(\dot{u}_c)$, $b_p(\dot{u}_p)$ - характеристики упругости и демпфирования ветвей гусеничного обвода, u_{ci}, u_{pi} - абсолютные деформации ветвей, обусловленные предварительным натяжением гусениц, действием центробежных сил, перемещением подвесок, проскальзыванием опорных поверхностей гусениц относительно грунта, относительным поворотом ведущих колес.

Возникающие при криволинейном движении поперечная сила F_{cy} и момент M_c формируются как интегральные характеристики распределенных по опорной поверхности нагрузок и определяются из выражений:

$$\begin{aligned} F_{cy} &= \mu_c \left(m_{\kappa}^* g \kappa + 3 H_o F_x (1 - \kappa^2) / L_g \right) \text{sign } \dot{\alpha} \\ M_c &= \mu_c \left(m_{\kappa}^* g L_g (1 - \kappa^2) / 4 + 3 H_o F_x \kappa^3 \right) \text{sign } \dot{\alpha} + H_o F_o f_o \text{sign } \dot{x} \end{aligned}$$

где m_{κ}^* - масса корпуса и элементов системы поддрессоривания, L_g, H_o - длина опорной поверхности, высота центра тяжести машины над опорной поверхностью, $\kappa = 2\dot{y} / L_g \dot{\alpha}$ - относительное продольное смещение центра поворота, μ_c - эмпирический коэффициент сопротивления повороту, зависящий от условий криволинейного движения, $F_x = T_{p1} + T_{p2} - T_{c1} - T_{c2}$ - суммарное продольное усилие.

Необходимость отображения в модели транспортной машины связанности колебаний системы "корпус-гусеница-силовая установка" выдвигает требование достаточно подробного описания динамических свойств трансмиссии и двигателя; при этом степень схематизации их элементов определяется задачами исследований.

На рис.1 представлен один из вариантов схемы, описывающей динамику двух наиболее распространенных типов трансмиссий: механической и механической с гидродинамической передачей. Первая схема включает приведенные моменты инерции подвижных частей трансмиссии (1, 2, 3, 4), фрикционы и тормоза (Φ_1, Φ_2, T_1, T_2), упругий элемент (6); во второй схеме на участке упругого элемента дополнительно вводится гидротрансформатор (5), характеристики которого связывают угловые скорости входного и выходного валов (ω_1, ω_2) с соответствующими моментами (M_1, M_2):

$$M_1 = l_{1b}(\omega_1 / \omega_2) \rho_{ж} R_{12}^5 \omega_1^2, \quad M_{12} = K_b(\omega_1 / \omega_2) M_1;$$

где $\rho_{ж}$ - плотность рабочей жидкости, R_{12} - радиус выхода ведущего колеса, $l_{1b}(\omega_1 / \omega_2)$, $K_b(\omega_1 / \omega_2)$ - коэффициенты трансформации крутящего момента, зависящие от конструктивных особенностей гидротрансформатора.

Движение транспортной машины по местности сопровождается переходными режимами работы (переключение передач, повороты, торможение, преодоление препятствий и т.п.), при которых происходит периодическое изменение состава трансмиссионных рядов, состояния фрикционных и тормозных устройств. Функции изменения крутящих моментов в режиме просальзывания фрикционных и тормозных элементов определяются управляющими воздействиями со стороны водителя, относительными скоростями движения и конструктивными особенностями трансмиссии.

Названные исходные положения использованы при выводе дифференциальных уравнений движения. Для связанных элементов модели уравнения получают следующий вид:

Корпус:

$$\dot{X} = \dot{x} \cos a + \dot{y} \sin a, \quad \dot{Y} = \dot{y} \cos a - \dot{x} \sin a,$$

$$m_k^* \ddot{x} = \sum_{i=1}^2 (T_{pi} - T_{ci} - F_{ci}) - F_{\Pi} - R \cos g_x - 2m_k^* \dot{y},$$

$$m_k^* \ddot{y} = 2m_k^* \dot{x} - F_{cy} + R \cos g_y,$$

$$m_k^* \ddot{z} = \sum_{i=1}^2 \left(\sum_{j=1}^n N_{i,j} - T_{ci} \sin y_c + T_{pi} \sin y_p \right) - m_k g + R \cos g_z,$$

$$I_y \ddot{j} = \sum_{i=1}^2 \left[\sum_{j=1}^n N_{i,j} l_j + T_{pi} (L_b \sin y_p - H_b \cos y_p + H_o) - \right. \\ \left. - T_{ci} (L_H \sin y_c - H_b \cos y_c + H_o) - F_{ci} H_o \right] + M_{cy} + M \cos y_y$$

$$I_x \ddot{b} = 0,5 B \left[\sum_{j=1}^n (N_{1,j} - N_{2,j}) + \sin y_p (T_{p2} - T_{p1}) + \sin y_c (T_{c2} - T_{c1}) \right] + M \cos y_x$$

$$I_z \ddot{a} = 0,5 B (T_{p1} - T_{p2} + T_{c2} - T_{c1} + F_{c2} - F_{c1}) - M_c + M \cos y_z$$

где m_k - масса подрессоренной части корпуса; I_x, I_y, I_z - моменты инерции корпуса относительно осей x, y, z ; H_o, H_B - высота над опорной поверхностью центра тяжести машины и оси ведущего колеса; L_B, L_H - расстояние вдоль продольной оси от

центра тяжести машины до осей ведущего и направляющего колес; F_n - сила сопротивления подъему; $\vartheta_x, \vartheta_y, \vartheta_z$ - углы между вектором \bar{R} и осями x, y, z ; U_x, U_y, U_z - углы между вектором \bar{M} и осями x, y, z .

Опорные катки:
движение без отрыва:

$$z_{i,j} \equiv h_{i,j}, \quad i = 1 \div 2, \quad j = 1 \div n;$$

движение в отрыве:

$$m_k \ddot{z}_{i,j} = -N_{i,j}, \quad j = 2 \div n - 1;$$

$$m_k \ddot{z}_{i,1} = -N_{i,1} + T_{ci} \sin \gamma_c, \quad m_k \ddot{z}_{i,n} = -N_{i,n} + T_{pi} \sin \gamma_p.$$

Двигатель:

$$I_d \dot{j}_d = M_d - M_1, \quad t_d \dot{M}_d + M_d = M_{до},$$

где I_d - момент инерции двигателя, M_d - момент двигателя, $M_{до}$ - момент двигателя по статической характеристике, t_d - постоянная времени регулятора.

Трансмиссия:
оба фрикциона разомкнуты или буксуют:

$$I_T \dot{j}_T = M_2 - M_{\phi 1} - M_{\phi 2}, \quad I_{Tj_{ki}} = u_i (M_{\phi i} - M_{Ti}) - M_{ki};$$

оба фрикциона полностью замкнуты:

$$(I_T + I_K (u_1^2 + u_2^2)) \dot{j}_T = M_2 - \sum_{i=1}^2 (M_{Ti} + M_{ki}/u_i)$$

$$\dot{j}_{ki} = \dot{j}_T / u_i, \quad i = 1 \div 2;$$

замкнут i -й фрикцион, l -й буксует:

$$(I_T + I_K u_i^2) \dot{j}_T = M_2 - M_{\phi l} - M_{ki}/u_i - M_{Ti},$$

$$I_K \dot{j}_{kl} = u_l (M_{\phi l} - M_{Tl}) - M_{kl},$$

$$\dot{j}_{ki} = \dot{j}_T / u_i, \quad i = 1 \div 2, \quad l = 3 - i,$$

где I_m - момент инерции трансмиссии, I_K - момент инерции ведущего колеса и части трансмиссии, $u_i, M_{\phi i}, M_{mi}$ - передаточное отношение, моменты тормоза и фрикциона коробки передач i -го борта.

В общую систему введены и дифференциальные уравнения, описывающие проскальзывание опорных ветвей гусениц:

$$\dot{x}_i = S_i (f_i) (\dot{x} + 0,5 B \dot{a} (-1)^{i+1}), \quad i = 1 \div 2,$$

где f_i, S_i - относительное тяговое усилие и коэффициент буксования i -го борта, x_i - перемещение опорной ветви.

В связи с существенной нелинейностью модели и нестационарным характером внешнего воздействия реализация дифференциальных уравнений движения осуществляется путем численного интегрирования; разработанные для этого программные средства ориентированы на использование ПЭВМ.

В качестве иллюстраций ниже приводятся результаты применения модели транспортной машины к решению ряда тестовых задач. На рис. 2 и 3 сопоставлены результаты моделирования движения гусеничной машины с осциллограммами, полученными при проведении натурных испытаний.

Сопоставление переходных процессов в трансмиссиях с механической и гидромеханической передачами при движении машины на крутом под`еме в момент перехода на низшую передачу приведено на рис.4

Влияние поперечных колебаний корпуса на нагруженность ходовой системы и силовой установки иллюстрируется рис. 5, где приведены статистические характеристики случайных процессов.

Необходимость отображения в математической модели транспортной машины связанности колебаний системы "подвеска- гусеничный движитель- корпус- силовая установка" иллюстрируется на рис. 6, где приводится зависимость среднеквадратического отклонения крутящего момента на ведущем колесе от коэффициента демпфирования гидромоторизаторов (η).

Анализ имеющихся результатов и сопоставление их с данными натурных испытаний позволяют считать, что разработанная модель транспортной машины достаточно точно описывает динамические процессы в условиях реальной эксплуатации и может быть положена в основу методики имитационных ресурсных испытаний.

В заключительном сообщении будут изложены методы управления скоростью движения по местности и определения характеристик прочностной надежности тяжелонагруженных элементов транспортных машин.

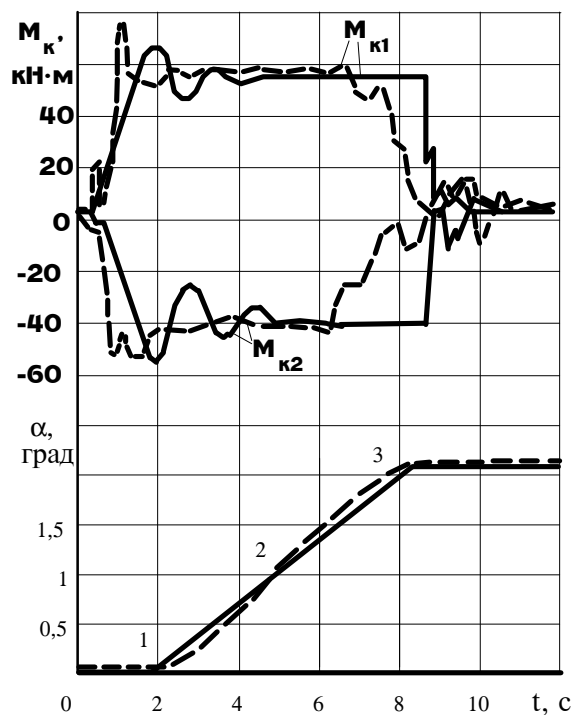


Рис. 2. Переходные процессы при движении в режиме поворота. $M_{к1}$, $M_{к2}$ - моменты на ведущих колесах забегающего и отстающего бортов, α - курсовой угол; 1- момент входа в поворот, 2- движение с постоянным радиусом кривизны, 3- момент выхода из поворота. --- - расчет, ---- - эксперимент.

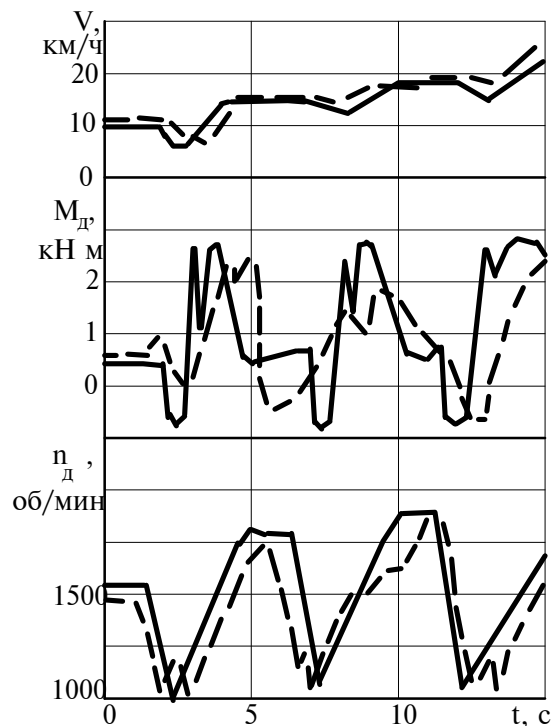


Рис. 3. Переходные процессы, возникающие при разгоне с переключением передач. V - скорость машины; M_d , n_d - моменты скорость вращения двигателя. --- - расчет, ---- - эксперимент.

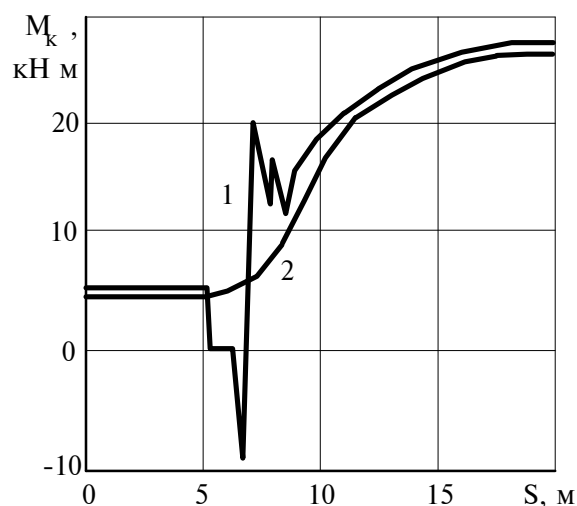


Рис. 4. Переходные процессы в трансмиссиях: 1- механическая, 2- гидродинамическая.
 M_k - момент на ведущем колесе

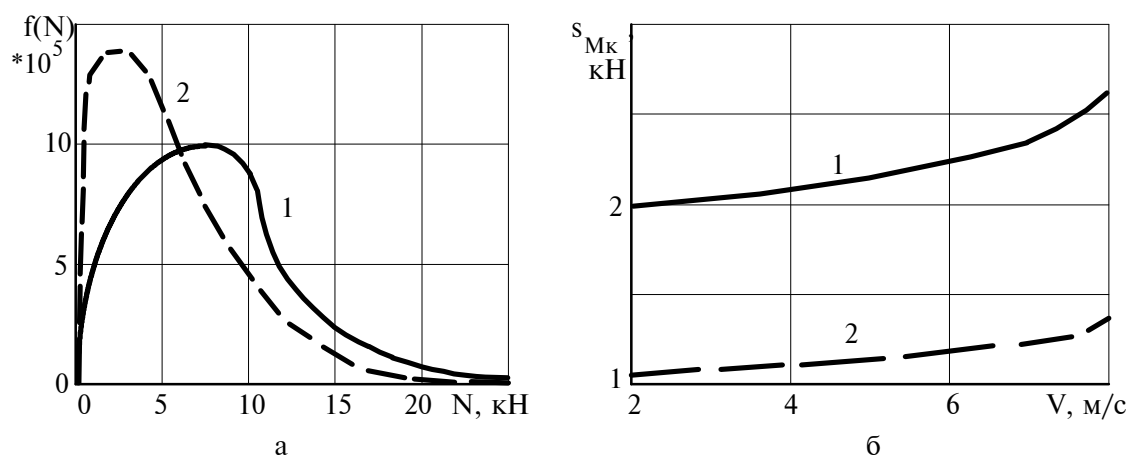


Рис. 5. Плотность распределения максимумов усилия в передней подвеске (а) и зависимость среднеквадратического отклонения мгновенных значений процесса изменения крутящего момента на ведущем колесе от скорости движения гусеничной машины по местности (б). 1- с учетом поперечного профиля местности, 2- без учета поперечного профиля

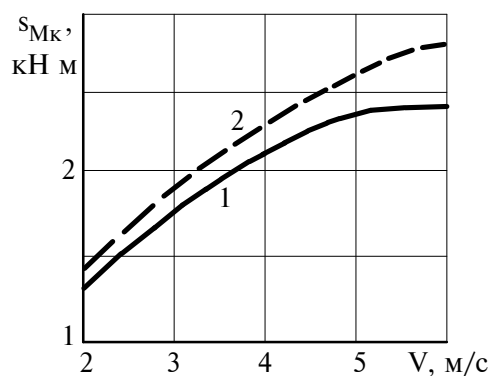


Рис.6. Зависимость среднеквадратического отклонения момента на ведущем колесе от скорости движения гусеничной машины. 1- $\mu=50$ кН с/м , 2- $\mu=25$ кН с/м

**Работа выполнена при финансовой поддержке программы
 "Университеты России (Технические Университеты)"**