

3. По формулам (8) и (10) определим соответственно тангенциальное и меридиональное напряжения:  $\sigma_t = 0,132 \cdot 0,1/0,0012 = 11$  МПа;  $\sigma_m = 0,3 \cdot 11 = 3,3$  МПа.

4. Выполним проверку по четвертой теории прочности. Так как  $\sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_m^2} - \sigma_t \sigma_m = 9,8$  МПа, т. е. меньше  $[\sigma]$ , то можно сделать вывод, что выбранная конструкция отвечает условиям прочности дорожной одежды.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1]. А. с. 1044720 СССР, МКИ<sup>3</sup> Е 01 С 21/00. Дорожная машина. Н. П. Вырко, И. И. Леонович, Ю. Г. Бабаскин.— № 3448864/29-33; Заявлено 03.06.82; Опубл. 30.09.83 // Открытия. Изобретения.— 1983.— № 36.— С. 96. [2]. Конструирование и расчет нежестких дорожных одежд / Под. ред. Н. Н. Иванова.— М.: Транспорт, 1973.— 328 с.

Поступила 27 мая 1991 г.

УДК 630\*377.4 : 534.001.57

### МОДЕЛИРОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ СИСТЕМЫ ТРАНСМИССИЯ — ТРАНСПОРТНЫЕ ЗВЕНЬЯ — ПАКЕТ ХЛЫСТОВ

Н. И. БИБЛЮК

Львовский лесотехнический институт

Колебательные процессы, обусловленные воздействием дорожных неровностей, сопровождаются возникновением динамических нагрузок, определяющих долговечность и усталостную прочность деталей трансмиссии и ходовой части машины. При расчете нагруженности элементов машины от воздействия микропрофиля опорной поверхности методами статистической динамики [1, 5, 6] целесообразно рассматривать крутильные колебания в трансмиссии совместно с линейными и угловыми колебаниями машины в вертикальной продольной плоскости. Для моделирования нелинейных характеристик упругих и демпфирующих элементов машины может быть использована статистическая линейаризация [3].

Лесотранспортное средство представляет собой сложную динамическую систему, состоящую из нескольких взаимодействующих масс, соединенных жесткими и упругими связями. Отличительной особенностью системы, определяющей специфику ее структуры и функционирования, является наличие пакета длинномерных лесоматериалов с неравномерно распределенной массой и переменной жесткостью. При рассмотрении колебаний лесотранспортного средства его целесообразно представлять в виде дискретной модели, параметры которой могут быть установлены по методике [2].

На рис. 1 изображена формализованная расчетная схема (схемная модель) для изучения колебаний лесотранспортной системы: трансмиссия — транспортные звенья — пакет хлыстов от воздействия дорожных неровностей. Эта система состоит из подрессоренных масс тягача  $M_{п.т.}$  и роспуска  $M_{п.р.}$  с моментами инерции  $I_{п.т.}$  и  $I_{п.р.}$  относительно поперечных осей, проходящих через их центры тяжести, неподдресоренных масс  $i$ -х осей  $M_{кi}$ , масс осей балансиров  $M_{6i}$  и дискретных масс пакета хлыстов, две из которых —  $M_{с1}$  и  $M_{с2}$  размещены над кониками соответственно тягача и роспуска, а  $N$  масс  $M_j$  — в пролетной и консольной частях пакета. К массам  $M_j$  приведены упругие и демпфирующие элементы, моделирующие жесткость и сопротивление пакета хлыстов —  $c_{jv}$  и  $k_{jv}$ . Подрессоренные массы транспортных звеньев опира-

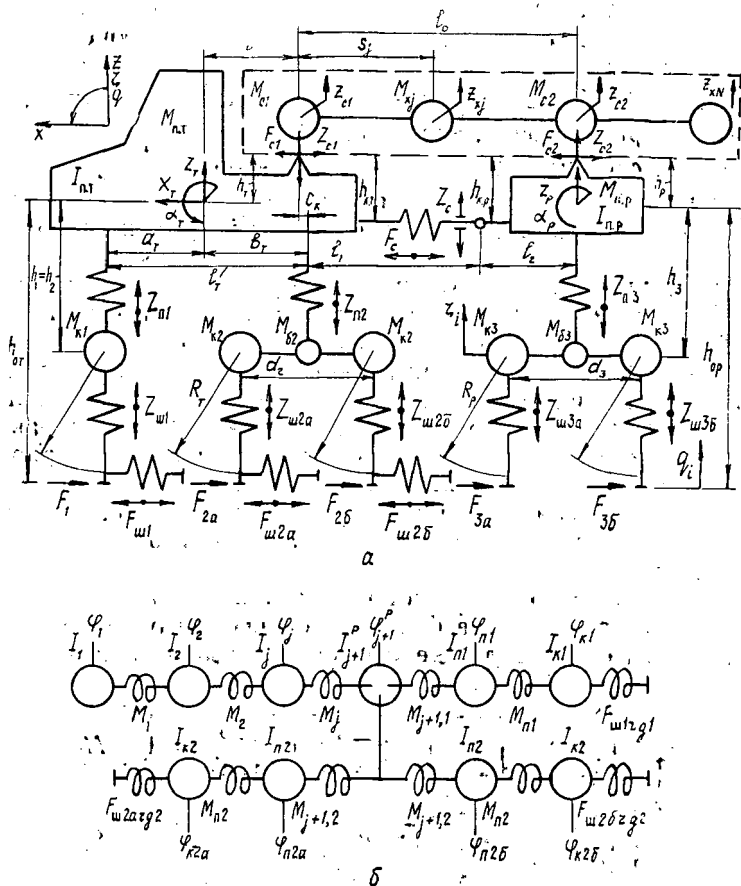


Рис. 1. Схемная модель лесотранспортной системы: а — для изучения колебаний в вертикальной продольной плоскости; б — подсистема трансмиссия — шины

ются на подвески, моделируемые пружиной с жесткостью  $c_p$ . Трение в различных элементах подвески сводится к условной характеристике сухого трения  $F_{тр}$ . Связь неподдресоренных масс с дорогой моделируется пружинами и амортизаторами, приведенная жесткость  $c_{пр}$  и коэффициент сопротивления  $k_{пр}$  которых определяются как результат последовательного соединения упругих и демпфирующих элементов шин и грунта.

Поддресоренные массы тягача и роспуска соединены между собой тягово-сцепным устройством, передающим продольную  $F_c$  и вертикальную  $Z_c$  силы. Оно включает упругий элемент, воспроизводящий приведенную жесткость сцепного устройства, рам и коников тягача и роспуска, а также тросов крестообразной сцепки.

Расчетная схема подсистемы трансмиссия — шины лесотранспортного средства состоит из  $j$ -х сосредоточенных масс с моментами инерции  $I_j$ , связанных между собой безынерционными упругими элементами, имитирующими крутильную жесткость валов и рассеивание энергии и трансмиссии. Жесткость  $s$  и коэффициенты сопротивления  $k$  в трансмиссии совместно с относительными угловыми смещениями масс  $\delta$  создают моменты реакций связей  $M = s\delta + k\dot{\delta}$ , где  $\delta = \varphi_j - \varphi_{j+1}$ .

Колебания в трансмиссии связаны с продольно-угловыми колебаниями тягача посредством двух последовательно включенных упругих элементов — шин с тангенциальной жесткостью  $c_{шx}$  и рессор с жесткостью  $c_{рз}$  на скручивание в продольной плоскости, создающих, с учетом рассеивания энергии в шине, продольные силы  $F_{шиk}$ .

Колебания системы вызываются изменением вертикальных  $Z_{шиk}$  и продольных  $F_{ik}$  составляющих реакций между дорогой и колесами  $k$ -й оси ( $k = a$  — передней,  $k = б$  — задней)  $i$ -й тележки лесотранспортного средства. Угловые колебания тягача и роспуска совершаются вокруг поперечных осей, проходящих через точки их связи с пакетом хлыстов. Эти связи можно принять шарнирными. Колебания тягача вдоль продольной оси осуществляются вокруг положения равновесия при поступательном равномерном движении лесотранспортного средства.

Совокупность взаимосвязанных видов движения — крутильных колебаний в трансмиссии, продольных и вертикальных колебаний лесотранспортной системы — можно представить в виде структурной схемы, составленной по блочному принципу (рис. 2). На вход системы поступают скорость движения  $v$ , ординаты микропрофиля  $q$ , коэффициенты сопротивления качению  $f$  и сцепления  $\varphi$ . Параметры опорной поверхности совместно с параметрами системы (нагрузками на  $i$ -е оси  $gM_i$  и коэффициентами жесткости  $c$  и сопротивления  $k$  упругих и демпфирующих элементов) формируют в блоках внешних возмущений продольные  $F_i$  и вертикальные  $Z_{шиi}$  силы, действующие от дороги на  $i$ -е колеса, а

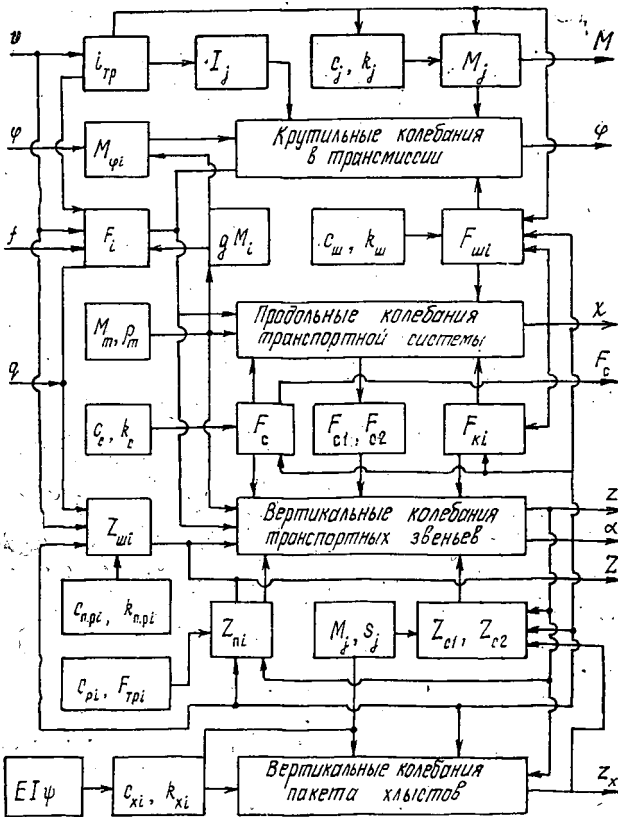


Рис. 2. Структурная схема математической модели лесотранспортной системы

также моменты сцепления  $M_{\phi_i}$  колес с опорной поверхностью. В блоках функций внутренних связей образуются упругие моменты в трансмиссии  $M_j$ , реакции в шинах  $F_{шi}$ , сцепном устройстве  $F_c$ , подвесках  $Z_n$  и опорах пакета хлыстов  $F_c$  и  $Z_c$ . Реакции внутренних связей вводятся в соответствующие управления движения системы, в результате решения которых определяются выходные кинематические переменные — угловые перемещения в трансмиссии  $\phi$ , а также линейные  $x$ ,  $z$  и угловые  $\alpha$  перемещения подрессоренных масс в вертикальной продольной плоскости.

При составлении уравнений движения системы приняты следующие допущения: колебания подрессоренных масс малы, а мгновенные центры их перемещений совпадают с центрами тяжести; моменты на левой и правой полуосях одинаковы, колеса катятся без отрывов от опорной поверхности; параметры трансмиссии приводятся к валу муфты сцепления.

Уравнения движения лесотранспортной системы имеют вид: для трансмиссии

$$\begin{aligned} I_j \ddot{\phi}_j - M_{j-1} + M_j &= 0; \\ I_{ni} \ddot{\phi}_{ni} - M_{n-1, i} + M_{ni} &= 0; \\ I_{ki} \ddot{\phi}_{ki} - M_{ni} + F_{шi} r_{ni} / l_{тpi} &= 0; \end{aligned}$$

при заблокированном разветвлении ( $i = 1, 2a, 2б$ )

$$I_{j+1}^p \ddot{\phi}_{j+1}^p - M_j + \sum_{l=1}^m M_{j+1, l} = 0;$$

при дифференциальном разветвлении

$$\frac{1}{m} I_{j+1}^p \ddot{\phi}_{j+1, l}^p - \frac{1}{m} M_j + \sum_{l=1}^m M_{j+1, l} = 0;$$

для лесотранспортной системы (колебания вдоль продольной оси)

$$\begin{aligned} M_{п.т} \ddot{x}_т + F_{c1} - F_c + \sum_{i=1}^2 F_{ki} + \sum_{l=1}^2 \sum_k F_{lk} + \sum_{l=1}^2 \sum_k F_{шlk} &= 0; \\ M_{п.р} \ddot{x}_р + F_{c2} + F_c + F_{к3} + \sum_k F_{3k} &= 0; \\ M_x \ddot{x}_x - F_{c1} - F_{c2} &= 0; \quad k = a, б; \end{aligned}$$

для подрессоренной массы тягача (вертикальные колебания)

$$\begin{aligned} M_{п.т} \ddot{z}_т - \sum_{i=1}^2 Z_{ni} + Z_{c1} &= 0; \\ I_{п.т} \ddot{\alpha}_т + \sum_{i=1}^2 (a_т - a_i) Z_{ni} - c Z_{c1} + (b_т + l_1) Z_c - \\ - h_т F_{c1} - (h_{к.т} - h_т) F_c + h_1 \sum_{i=1}^2 F_{ki} - \\ - h_{от} \sum_{i=1}^2 \sum_k F_{lk} + h_{от} \sum_{i=1}^2 \sum_k F_{шlk} &= 0; \end{aligned}$$

для подрессоренной массы роспуска (вертикальные колебания)

$$M_{п.р} \ddot{z}_р - Z_{н3} + Z_{c2} - Z_c = 0;$$

$$I_{\text{н.р.с.р.}} \ddot{\alpha}_{\text{р.р.}} + (l_2 + a_0) Z_c - h_p F_{c2} + (h_{\text{к.р.}} - h_p) F_c + \\ + h_4 F_{\text{к3}} + h_{0\text{р}} \sum_k F_{3k} = 0;$$

для неподдрессированной массы  $i$ -й тележки ( $k' = 6$ ; а)

$$(M_{\text{к}i} + M_{6i}/3) \ddot{\zeta}_{ik} + M_{6i} \ddot{\zeta}_{ik}/3 + Z_{\text{ни}i}/2 + Z_{\text{ш}ik} = 0;$$

то же  $j$ -й массы пакета хлыстов ( $\lambda_j = s_j/l_0$ )

$$M_j z_{xj} + M_j (1 - \lambda_j) (\ddot{z}_\tau - c \ddot{\alpha}_\tau) + M_j \lambda_j \ddot{z}_\text{р} + \sum_{\nu=1}^N c_{j\nu} \ddot{z}_{x\nu} + \\ + \sum_{\nu=1}^N k_{j\nu} z_{x\nu} = 0, \quad \nu = 1, 2, \dots, N.$$

Входящие в приведенные уравнения силы инерции поступательного движения неподдрессированных масс  $i$ -й тележки равны

$$F_{\text{к}i} = (2M_{\text{к}i} + M_{6i}) (\ddot{x}_\tau + h_i \ddot{\alpha}_m);$$

продольные силы, действующие от дороги на колеса  $k$ -й оси  $i$ -й тележки,

$$F_{ik} = f Z_{\text{ш}ik} + (gM_i + Z_{\text{ш}ik}) \dot{q} (l_{\text{к}})_{ik}/v;$$

вертикальные силы в подвесе  $i$ -й тележки

$$Z_{\text{ни}} = c_{\text{р}i} \delta_{z_i} + F_{\text{г}i} \text{sign } \delta_{z_i}; \quad \delta_{z_{1,2}} = \zeta_{1,2} - z_\tau (a_{\text{т}} - a_i) \alpha_\tau;$$

вертикальные силы в шкворневых соединениях пакета хлыстов с тягачом и роспуском

$$Z_{\text{с}1} = \left[ M_{\text{с}1} + \sum_{j=1}^N M_j (1 - \lambda_j)^2 \right] (\ddot{z}_\tau - c \ddot{\alpha}_\tau) + \\ + \sum_{j=1}^N M_j (1 - \lambda_j) \lambda_j \ddot{z}_\text{р} + \sum_{j=1}^N M_j (1 - \lambda_j) z_{xj}; \\ Z_{\text{с}2} = \left( M_{\text{с}2} + \sum_{j=1}^N M_j \lambda_j^2 \right) \ddot{z}_\text{р} + \sum_{j=1}^N M_j (1 - \lambda_j) \lambda_j (\ddot{z}_\tau - c \ddot{\alpha}_\tau) + \\ + \sum_{j=1}^N M_j \lambda_j \ddot{z}_{xj}.$$

Продольная сила в тягово-цепном устройстве может быть представлена в виде кусочно-линейной функции перемещения  $\delta_c = h_{\text{к.т}} \alpha_\tau - h_{\text{к.р}} \alpha_\text{р}$ .

Продольные силы  $F_{\text{с}1}$  и  $F_{\text{с}2}$  в шарнирных соединениях пакета хлыстов с тягачом и роспуском и вертикальная сила  $Z_c$  в сцепном устройстве определяются в результате решения приведенной системы уравнений в предположении, что  $x_\tau = x_\text{к}$ ;  $x_\text{р} = \alpha_\text{р} h_\text{р}$  и  $z_\text{р} = z_\tau (b_\tau + l_1) \alpha_\tau + l_2 \alpha_\text{р}$ .

Алгоритм расчета колебаний системы трансмиссия — транспортные звенья — пакет хлыстов с применением теории стационарных случайных процессов показан на рис. 3. В качестве статистической характеристики воздействия принята спектральная плотность сглаженного микропрофиля, параметры  $\sigma_{\text{и}}$ ,  $A_i$ ,  $\alpha_i$  и  $\beta_i$  которой для обобщенных характеристик микропрофилей лесных дорог приведены в работе [4].

В результате решения уравнений движения определяются амплитудно-частотные характеристики  $W(\omega)$ , спектральные плотности  $S(\omega)$ ,

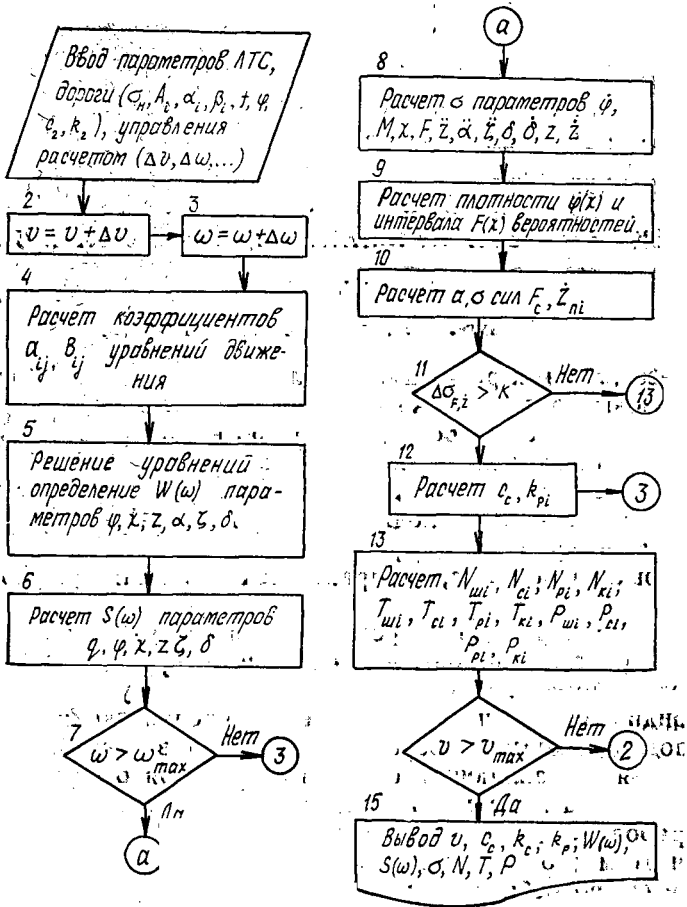


Рис. 3. Блок-схема для расчета колебаний лесотранспортной системы (ЛТС)

среднее квадратичное значение  $\sigma$  параметров колебаний;  $N$  — также число  $N$ ; продолжительность  $T$  и вероятность  $P$  превышений допустимого уровня.

По спектральным плотностям упругих моментов могут быть легко определены спектральные плотности и число циклов переменных напряжений различного уровня в единицу времени или на 1 км пробега; а по ним рассчитаны детали трансмиссии и ходовой части лесотранспортного средства на динамическую и усталостную прочность и долговечность.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1]. Анисимов Г. М. Условия эксплуатации и нагруженности трансмиссии трелевочного трактора. — М.: Лесн. пром-сть, 1975. — 166 с. [2]. Библиук Н. И. Метод расчета величины и размещения дискретных масс пакета хлыстов. // Лесн. журн. — 1984. — № 3. — С. 35—39. — (Изв. высш. учеб. заведений). [3]. Динамика системы дорога — шина — автомобиль — водитель. / А. А. Хачатуров, В. Л. Афанасьев, В. С. Васильев и др. — М.: Машиностроение, 1976. — 536 с. [4]. Обобщенные статистические характеристики микропрофилей лесных дорог / Н. И. Библиук, О. А. Стыранивский, Б. Т. Перетьяко, А. А. Бойко // Лесн. журн. — 1986. — № 4. — С. 44—48. — (Изв. высш. учеб. заведений). [5]. Силуков Ю. Д. Исследование особенностей динамических процессов в основных агрегатах лесотранспортных машин. Автореф. дис. ... докт. техн. наук. — М., 1973. — 32 с. [6]. Шупляков В. С. Колебания и нагруженность трансмиссии автомобиля. — М.: Транспорт, 1974. — 328 с.