

Н. П. Вырко, профессор; В. А. Симанович, доцент; С. В. Ярмолик, ассистент;
И. И. Тумашик, канд. техн. наук

ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ И ПОДХОДЫ ПРИ РАЗРАБОТКЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ЛЕСОВОЗНОГО АВТОПОЕЗДА

In the article the mathematical model of an automobile train for transportation of wood and outcomes of calculation of own frequencies of oscillations of a system is submitted.

Движение колесной машины по неровным дорогам сопровождается непрерывными колебаниями ее поддрессоренных и неподдрессоренных частей, которые оказывают вредное воздействие на водителя и перевозимые грузы, увеличивают динамические нагрузки как на основные ее узлы и агрегаты, так и на дорожное покрытие. Известно, что при эксплуатации грузовых автомобилей на дорогах с неровной поверхностью средняя скорость движения уменьшается на 40–50%, расход топлива увеличивается на 50–70%, а производительность работы автомобильного транспорта снижается на 35–40% по сравнению с соответствующими показателями при работе на ровных автомобильных дорогах [1].

Изучению динамических явлений в транспортных средствах общего и специального назначения посвящено большое количество исследований [1, 2, 3]. Необходимо отметить, что подходы к решению сложных задач содержат общие положения, от которых обычно отталкиваются исследователи в дальнейшем совершенствовании методик и оценочных показателей разработанных моделей машин и механизмов.

Исследования по динамической нагруженности лесовозного автопоезда в составе базового тягача и прицепа-ропуса начинаются с выбора и построения его физической модели, которая позволяет отражать взаимовлияние основных подсистем автопоезда в виде узлов и агрегатов и возмущающих внешних и внутренних факторов. При построении математической модели лесовозного автопоезда двигатель внутреннего сгорания рассматривается как источник заданной ограниченной мощности, статистические характеристики которого получены при установившихся режимах движения машины. В модели учитываются также крутильные колебания в трансмиссии, продольно-угловые и вертикальные колебания тягача, прицепа-ропуса на упругих элементах колесного движителя и колебания пачки хлыстов.

Воздействие внешних возмущающих факторов на транспортную систему представляется в виде случайного процесса вероятностного происхождения. Внутренним источником возмущений является двигатель, установившееся вращение коленчатого вала которого зависит от

сил сопротивления и задается периодической функцией времени.

Расчетная схема динамической системы лесовозного автопоезда строится методом замены распределенных масс сосредоточенными, соединенными безынерционными упругодемпфирующими связями с учетом следующих допущений:

- лесовозный автопоезд в составе тягача и прицепного звена рассматривается как плоская симметричная относительно продольной оси система;

- остовы тягача и прицепного звена рассматриваются как твердые тела с продольной осью симметрии;

- высокочастотные колебания шестерен, валов и других деталей трансмиссии как с сосредоточенными, так и с распределенными параметрами не учитываются;

- в элементах трансмиссии не учитывается жесткость зубьев зацеплений, т. к. она значительно больше жесткости валов;

- боковая жесткость шин не учитывается;

- беговая дорожка шины принимается в виде безынерционного обруча с радиусом, равным радиусу качения, а колеса машины имеют точечный контакт с дорогой;

- жесткости шин, подвески, трансмиссии, пачки хлыстов постоянны.

Принятые допущения при разработке математической модели лесовозного автопоезда позволили составить плоскую расчетную динамическую модель, представленную на рисунке.

На расчетной схеме приведены следующие обозначения инерционно-массовых, жесткостных, размерных и кинематических параметров динамической системы лесовозного автопоезда:

I_d – момент инерции вращающихся масс двигателя и ведущих частей сцепления;

$I_{сш}$ – момент инерции ведомых частей сцепления;

$I'_{сшj}$ – приведенный к первичному валу момент инерции ведущей части КП со связанными с ней деталями на j -той передаче и первичным валом;

$I''_{сшj}$ – приведенный к первичному валу момент инерции ведомой части КП со связанными с ней деталями на j -той передаче до выходного ее вала;

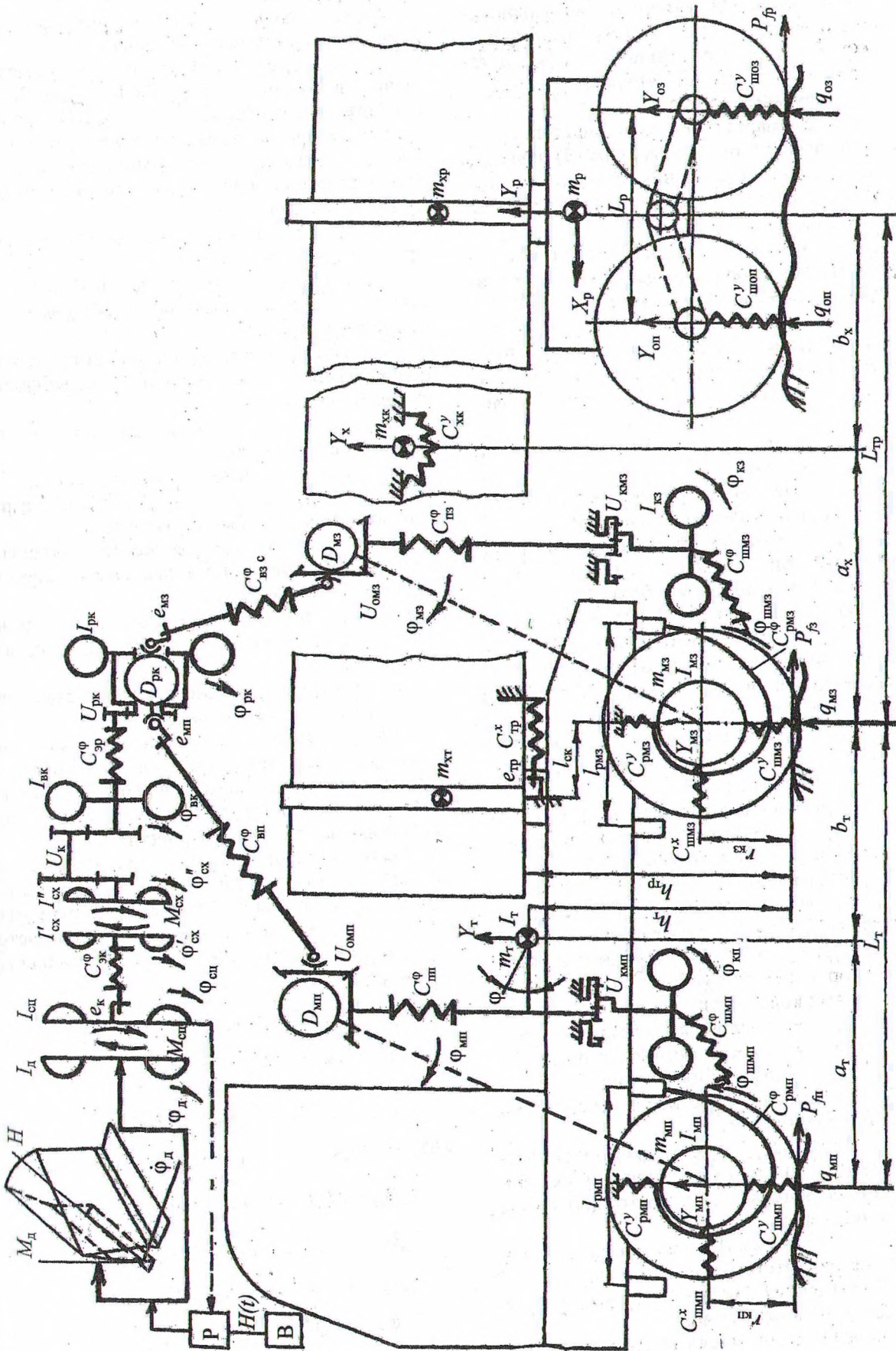


Рисунок. Расчетная динамическая схема лесовозного автопоезда

$I_{вк}$ — момент инерции выходного вала КП со связанными с ним ее деталями;

$I_{рк}$ — приведенный к корпусу дифференциала момент инерции деталей и узлов раздаточной коробки (РК) со связанными с ними деталями до половины полуосей переднего и заднего мостов включительно;

$I_{кп}, I_{кз}$ — суммарные моменты инерции колес с шинами переднего (П) и заднего (З) ведущих мостов со связанными с ним деталями трансмиссии до половины левых и правых полуосей включительно;

$I_{мп}, I_{мз}$ — моменты инерции балок соответствующих мостов тягача, вращающихся под воздействием реактивных моментов;

I_t, I_p — моменты инерции подрессоренных масс соответственно остова тягача (т) с приходящейся на него частью нагрузки и прицепа-ропуски (р) при продольно-угловых колебаниях;

m_t, m_p — подрессоренные массы тягача (т) и прицепа-ропуски (р);

$m_{мп}, m_{мз}$ — неподдресоренные массы переднего (п) и заднего (з) ведущих мостов;

$m_{хт}, m_{хр}, m_{хк}$ — массы частей нагрузки (пачки хлыстов) (х), приходящихся на тягач (т), прицеп-ропуск (р), а также колеблющейся ее части (к), приведенной к ее центру тяжести;

$C_{вп}^{\phi}, C_{вз}^{\phi}, C_{пп}^{\phi}, C_{пз}^{\phi}$ — крутильные жесткости соответствующих карданных валов (в) и полуосей (п) привода переднего (п) и заднего (з) мостов тягача;

$C_{шмп}^{\phi}, C_{шмз}^{\phi}$ — суммарные крутильные жесткости резинокордных оболочек шин соответствующих мостов тягача;

$C_{эк}^{\phi}$ — приведенная к первичному валу эквивалентная крутильная жесткость валов коробки передач на j -той передаче;

$C_{зр}^{\phi}$ — эквивалентная крутильная жесткость валов раздаточной коробки, приведенная к промежуточному карданному валу;

$C_{рмл}^{\phi}, C_{рмз}^{\phi}$ — суммарные крутильные жесткости рессор соответствующих мостов тягача при их угловых колебаниях;

$C_{шмп}^x, C_{шмз}^x$ — суммарные радиальные горизонтальные (х) жесткости резинокордных оболочек шин соответствующих мостов;

$C_{тр}^x$ — суммарная жесткость продольной связи тягача с прицепом;

$C_{шмп}^y, C_{шмз}^y, C_{шоз}^y, C_{шоп}^y$ — суммарные вертикальные (у) жесткости резинокордных оболочек шин соответствующих мостов (м) тягача и осей (о) прицепа;

$C_{рмп}^y, C_{рмз}^y$ — суммарные вертикальные жесткости рессор соответствующих мостов тягача;

$C_{хк}^y$ — суммарная жесткость пачки хлыстов в вертикальном направлении;

U — передаточные числа соответствующих передач трансмиссии тягача;

D — условное обозначение дифференциального механизма;

$r_{кп}, r_{кз}$ — радиусы качения колес соответствующих ведущих мостов тягача;

$e_{мп}, e_{мз}, e_k, e_{тр}$ — соответственно суммарные зазоры в соединениях деталей КП и РК (к), приведенные к первичному валу КП; в соединениях деталей привода переднего (мп) и заднего (мз) ведущих мостов, приведенные к коробке дифференциала РК, и в сцепке (тр) между тягачом и прицепом;

L_t, L_p — базы соответственно тягача (т) и прицепа-ропуски (р);

$L_{тр}$ — расстояние между задним мостом тягача и осью балансира тележки ходовой части прицепа-ропуски;

h_t, a_t, b_t, a_x, b_x — координаты центра тяжести подрессоренных масс тягача (т) и колеблющейся части нагрузки (х);

$l_{рмп}, l_{рмз}$ — длины рессор подвески соответствующих мостов тягача;

$h_{тр}$ — высота положения коника тягача;

$l_{ск}$ — смещение коника относительно вертикальной оси заднего моста тягача;

ϕ_i — угловое динамическое отклонение i -того момента инерции динамической системы лесовозного автопоезда;

x_i, y_i — горизонтальное и вертикальное линейные динамические отклонения i -той массы поезда;

q_i — текущее значение высоты неровностей под колесами i -той оси поезда.

Участвующие в формировании динамических процессов сопротивления вращению двигателя и деталей трансмиссии тягача на расчетной схеме не приводятся, но учтены при выводе дифференциальных уравнений.

Таким образом, динамика движения лесовозного автопоезда по неровной дороге в режиме трогания с места и дальнейшего разгона с переключением передач описывается следующей системой дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned}
 I_d \ddot{\phi}_d - M_d + M_{сц} &= 0; \\
 I_{сц} \ddot{\phi}_{сц} - M_{сц} + M_{экj} &= 0; \\
 \left[(I_{схj}^r + I_{схj}^n) U_{kj}^2 + I_{вк} \right] \ddot{\phi}_{вк} - M_{экj} U_{kj} + \\
 + M_{ок} &= -M_{kj}^c; \\
 I_{рк} \ddot{\phi}_{рк} - M_{вк} U_{рк} + M_{рк} &= -M_{рк}^c; \\
 I_{кп} \ddot{\phi}_{кп} - M_{эп} U_{мп} + M_{шмп} &= -M_{мп}^c; \\
 I_{кз} \ddot{\phi}_{кз} - M_{зз} U_{мз} + M_{шмз} &= -M_{мз}^c; \\
 I_{мп} \ddot{\phi}_{мп} - M_{эп} U_{мп} + M_{мп} &= 0; \\
 I_{мз} \ddot{\phi}_{мз} - M_{зз} U_{мз} + M_{мз} &= 0;
 \end{aligned}$$

$$M\ddot{x} + Cx = 0,$$

где M – матрица коэффициентов инерции; C – симметричная матрица коэффициентов жесткости.

Это позволило расчетным путем установить значения собственных частот колебаний, которые изменяются в пределах 0,5–450 Гц при замеренных конструктивно-компоновочных параметрах системы «колесный тягач – прицеп-роспуск – пачка хлыстов». Необходимо отметить, что частоты разнесенных масс пачки хлыстов находятся в пределах 0,5–2,2 Гц, продольно-угловые и вертикальные колебания изменяются в диапазоне 1,8–2,5 Гц, а колебания силового агрегата на опорах – в пределах 7,6–14,2 Гц в зависимости от номера передачи в КПП. Наибольший разброс значений по величинам имеют собственные частоты крутильных колебаний элементов трансмиссии, которые изменяются в пределах 14,7–450 Гц. Изменение таких параметров, как передаточные числа в КПП и главной передаче, изменение высоты расположения центра тяжести машины и груза, оказывают незначительное влияние на собственные частоты колебаний. Наибольшее влияние на частоту собственных колебаний оказывают жесткостные параметры шин и подвески автопоезда.

Представленная расчетная математическая модель может быть положена в основу при выборе параметров лесных транспортных средств различного назначения, а также позволит определять величины динамических параметров в звеньях транспортного средства в различных условиях эксплуатации.

Литература

1. Смирнов Г. А. Теория движения колесных машин. – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с.
2. Бочаров Н. Ф., Гусев В. И., Семенов В. М. и др. Транспортные средства на высокоэластичных движителях. – М.: Машиностроение, 1974. – 208 с.
3. Жуков А. В., Леонович И. И. Колебания лесотранспортных машин. – Мн.: БГУ, 1973. – 240 с.

$$\left[I_{\tau} + m_{\kappa\tau} (b_{\tau} - l_{\kappa\tau})^2 \right] \ddot{\phi}_{\tau} + m_{\kappa\tau} (b_{\tau} - l_{\kappa\tau}) \times$$

$$\times \ddot{Y}_{\tau} - \frac{M_{\text{шмп}}}{r_{\kappa\text{п}}} (h_{\tau} - r_{\kappa\text{п}}) - \frac{M_{\text{шмз}}}{r_{\kappa\text{з}}} (h_{\tau} - r_{\kappa\text{з}}) -$$

$$- M_{\text{мп}} - M_{\text{мз}} + P_{\text{хк}}^y A_2 - P_{\text{тп}}^x (h_{\text{тп}} - h_{\tau}) -$$

$$- P_{\text{рмп}}^y a_{\tau} + P_{\text{рмз}}^y b_{\tau} = 0;$$

$$m_{\text{мп}} \ddot{Y}_{\text{мп}} - P_{\text{шмп}}^y + P_{\text{рмп}}^y = 0;$$

$$m_{\text{мз}} \ddot{Y}_{\text{мз}} - P_{\text{шмз}}^y + P_{\text{рмз}}^y = 0;$$

$$(m_{\tau} + m_{\kappa\tau}) \ddot{Y}_{\tau} - m_{\kappa\tau} (b_{\tau} - l_{\kappa\tau}) \ddot{\phi}_{\tau} - P_{\tau}^y +$$

$$+ P_{\text{рмп}}^y + P_{\text{рмз}}^y + P_{\text{хк}}^y A_1 = 0;$$

$$(m_{\text{п}} + m_{\text{хр}}) \ddot{Y}_{\text{п}} + P_{\text{хк}}^y A_3 + P_{\text{шоп}}^y + P_{\text{шоз}}^y = 0;$$

$$m_{\text{хк}} \ddot{Y}_{\text{хк}} - P_{\text{хк}}^y = 0;$$

$$I_{\text{п}} \ddot{\phi}_{\text{п}} + P_{\text{шоп}}^y \frac{L_{\text{п}}}{2} - P_{\text{шоз}}^y \frac{L_{\text{п}}}{2} = 0;$$

$$\frac{d}{d+1} m_{\text{ан}} \ddot{x}_{\tau} - \frac{M_{\text{шмп}}}{r_{\kappa\text{п}}} - \frac{M_{\text{шмз}}}{r_{\kappa\text{з}}} + P_{\text{тп}}^x =$$

$$= -P_{\text{фт}} - P_{\text{з}} - P_{\text{вф}};$$

$$\frac{1}{d+1} m_{\text{ан}} \ddot{x}_{\text{п}} - P_{\text{тп}}^x = -P_{\text{фп}}.$$

Представленные дифференциальные уравнения описывают динамику лесовозного автопоезда в составе тягача с колесной формулой 4×4 и двухосного прицепа-роспуска в истинных координатах и учитывают работу дизельного двигателя, взаимосвязь трансмиссии, остова тягача и шасси автопоезда, взаимодействие ведущих колес с неровностями опорной поверхности и потерю мощности на диссипацию энергии.

На первоначальном этапе исследований представленная система уравнений приводится к виду