

УДК 629.369

РАЗРАБОТКА КРИТЕРИЕВ ДИНАМИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ  
КОЛЕСНЫХ ЛЕСОТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

И. Н. Кручинин, С. И. Сушков

Уральский государственный лесотехнический университет  
Воронежский государственный лесотехнический университет  
имени Г. Ф. Морозова, г. Воронеж  
E-mail: kinaa.k@ya.ru, s.i.sushkov@mail.ru

Существующие системы лесотранспорта на современном этапе развития вплотную приблизились к пределу своих транспортно-эксплуатационных характеристик [1, 4].

Попытки создания концептуальных систем транспортировки леса, таких как шагающих, систем воздушного транспорта и т. д. носят характер поисковых работ.

Поиск решений из сложившейся ситуации привел к рассмотрению лесотранспортных систем, построенных на принципах активного управления эксплуатационными параметрами. Речь идет о так называемых адаптивных системах управления пространственным положением лесотранспортных машин, т. е. об активных системах поддресоривания.

От выбора характеристик подвески лесотранспортных систем зависят многие технико-эксплуатационные показатели: плавность хода, производительность, экономичность, управляемость, долговечность узлов, безопасность движения и многих других [5].

Динамике автомобилей посвящено значительное количество работ, в которых исследователи, используя уравнения Лагранжа составляют уравнения колебаний. [4, 6].

Для лесотранспортных машин, учитывая специфику их эксплуатации дифференциальные уравнения подобной колебательной системы будут иметь вид:

$$\left. \begin{aligned} (m_2 \ddot{x}_2 + k_2 \dot{x}_2 + c_2 x_2) - (k_2 \dot{x}_2 + c_2 x_1) &= 0; \\ -(k_2 \dot{x}_2 + c_2 x_2) + [m_1 \ddot{x}_2 + (k_1 + k_2) \dot{x}_1 + (c_1 + c_2) x_1] &= k_1 q + c_1 q. \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

где  $c_1, c_2$  – суммарные жесткости для какой либо оси соответственно шин, под-

вески;  $k_1, k_2$  – суммарные приведенные коэффициенты сопротивлений соответственно шин и амортизаторов подвески;  $m_1, m_2$  – массы для какой либо оси соответственно шин, корпуса;  $q$  – ордината микропрофиля дороги.

В результате имеем двухмассовую колебательную систему с двумя степенями свободы. Такая колебательная система эквивалентна лесотранспортной машине при условии, что колебания кузова над передней и задней подвесками не зависимы одно от другого.

Традиционно, требования по выбору критериев к ходовой части основывались лишь на выборе желаемой передаточной функции отношения перемещения кузова (выход) к микропрофилю дороги (входное воздействие) [1, 4]. Подобный подход позволяет учитывать требования, предъявляемые к автомобилю, как к колебательной системе, с учетом сохранения динамических и статических характеристик.

В тоже время эксплуатация лесотранспортных машин осуществляется на лесовозных дорогах с высокой степенью дисперсии неровностей микропрофиля, что накладывает существенные ограничения на скорость движения. Как показал анализ, спектральная плотность неровностей на рассматриваемых дорогах может вырождаться в спектральную плотность типа «белый шум», что позволяет существенно уменьшить частоту пропускания колебательной системы [2].

На основании представленных заключений, можно сделать предположение, что в качестве критерия к выбору динамической характеристики ходовой части лесотранспортной машины можно принять критерий минимума среднеквадратического прогиба шины от ее статического прогиба.

Передаточная функция для замкнутой системы от микропрофиля  $q(p)$  до прогиба шины  $X_{q-x_1}(p)$  от ее статического положения примет вид:

$$\Phi_{q-x_1}^{сущ}(p) = \frac{X_{q-x_1}(p)}{q(p)} = \frac{b_2 p^2 + b_3 p^3 + b_4 p^4}{a_0 + a_1 p + a_2 p^2 + a_3 p^3 + a_4 p^4}, \quad (2)$$

где  $a_0 = c_1 c_2$ ;  $a_1 = c_1 k_2 + c_2 k_1$ ;  $a_2 = m_2 c_1 + m_2 c_2 + m_1 c_2 + k_1 k_2$ ;  $a_3 = m_2 k_1 + m_2 k_2 + m_1 k_2$ ;  $a_4 = m_1 m_2$ ;  $b_2 = c_2 m_1 + c_2 m_2$ ;  $b_3 = m_1 k_2 + m_2 k_2$ ;  $b_4 = m_1 m_2$ ;  $m_{1,2}, c_{1,2}, k_{1,2}$  – массы, жесткость подвески и коэффициенты демпфирования для двухмассовой колебательной модели соответственно.

На основе анализа колебаний лесовозных автомобилей сформулированы следующие требования к оптимальным динамическим характеристикам под-

вески: перерегулирование должно составлять от 20 до 27 %, время переходного процесса 1,0 ... 1,5 с, частота собственных колебаний 1,9 Гц, степень астатизма – коэффициенты ошибок  $C_0=0$ ,  $C_1=0$ ,  $C_2=0,0149\text{ с}^2$  [3]. Задавшись этими требованиями, найдем вид желаемой передаточной функции активной системы, определяющей отношение перемещения кузова (выход) к микропрофилю дороги (входное воздействие). Этот метод позволяет учитывать общие системные требования к подвеске лесовозного автомобиля, например, полностью сохранить динамические и статические требования, предъявляемые к автомобилю, как колебательной системы.

Окончательно желаемая передаточная функция примет вид

$$W_{\text{жс}}(p) = \frac{X_{x2}(p)}{q(p)} = \frac{K(T_1p+1)}{K(T_1p+1) + p^2(T_2p+1)(T_3p+1)}, \quad (3)$$

где  $K = 2 / C_2$  – коэффициент усиления разомкнутой активной системы управления подвески;  $T_1$ ,  $T_2$  – постоянные времени;  $T_3$  – постоянная времени корректирующего звена, для компенсации высокочастотных помех,  $T_3 = 0,005\text{ с}$ .

Приравняв существующую передаточную функцию (2) к желаемой (3), полученной в работе [3], и заменив демпфирующий элемент подвески (гидроамортизатор) на исполнительный механизм (управляемый гидроцилиндр), получим передаточную функцию исполнительного механизма (ИМ).

$$Y_{\text{ИМ}}(p) = \frac{b_2p^2 + b_3p^3 + b_4p^4 + b_5p^5 + b_6p^6 + b_7p^7}{a_2p^2 + a_3p^3 + a_4p^4 + a_5p^5}, \quad (4)$$

Для передней подвески лесовозного автомобиля Урал-43204 с шинами  $1070 \times 400-508$  коэффициенты в уравнении (4) будут равны:  $a_2 = -2,13 \cdot 10^{-3}$ ;  $a_3 = 2,51 \cdot 10^{-2}$ ;  $a_4 = 8,34 \cdot 10^{-5}$ ;  $a_5 = 4,01 \cdot 10^{-7}$ ;  $b_2 = 9,28 \cdot 10^{-4}$ ;  $b_3 = 2,11 \cdot 10^{-2}$ ;  $b_4 = -2,58 \cdot 10^{-3}$ ;  $b_5 = 7,17 \cdot 10^{-4}$ ;  $b_6 = -4,97 \cdot 10^{-7}$ ;  $b_7 = -1,12 \cdot 10^{-9}$ .

Как показали расчеты, при движении лесовозного автомобиля по дороге с дисперсией микропрофиля  $D_q = 47,2\text{ см}^2$  и со скоростью 18 км/ч, спроектированная подвеска обеспечит снижение расчетного среднеквадратического значения прогиба шины от статического с 1,03 до 0,36 см.

Таким образом, выбранный критерий динамической характеристики ходовой части лесотранспортной машины позволяет не только обеспечить требо-

вания к технико-эксплуатационным показателям машины, но и существенно уменьшить динамические воздействия на дорожное покрытие.

#### Библиографический список

1 Горобцов, А. С. Компьютерные методы построения и исследования математических моделей динамики конструкции автомобилей [Текст] : А. С. Горобцов, С. К. Карцев, А. Е. Плетнев, Ю. А. Поляков // Монография. М. : Машиностроение, 2011. – 463 с.

2 Кручинин, И. Н. Повышение эксплуатационных характеристик лесотранспортных машин [Текст] / И. Н. Кручинин // Модернизация и научные исследования в транспортном комплексе : Материалы международной научно-практической конференции. – Пермь : Изд-во ПНИПУ, 2015. – С. 84-86.

3 Кручинин, И. Н. Синтез системы автоматического управления активной подвески карьерного автосамосвала [Текст] / И. Н. Кручинин, Н. П. Дергунов, Ю. И. Дрон // Изв. высших учебных заведений. Горный журнал. – 1992. – № 4. – С. 106-109.

4 Смирнов, Г. А. Теория движения колесных машин [Текст] / Г. А. Смирнов. – М. : Машиностроение, 1981. – 271 с.

5 Сушков, С. И. Разработка критериев устойчивости автопоезда при назначении элементов плана автомобильных дорог [Текст] / С. И. Сушков, О. Н. Бурмистрова // Лесотехнический журнал. – 2015. – Т. 5, № 3 (19). – С. 161-168.

6 Hrovat, D. Optimal Suspension Performance for 2-D vehicle models [Text] / D. Hrovat // Journal of Sound and Vibration. 1991. – № 146(1). – p. 93-110.