

ЛЕСОЭКСПЛУАТАЦИЯ

УДК 629.11.012.82

СИНТЕЗ АВТОМАТИЧЕСКОЙ ПОДВЕСКИ
ЛЕСОВОЗНОГО АВТОМОБИЛЯ

Н. П. ДЕРГУНОВ

Уральский лесотехнический институт

Специфика эксплуатации автомобильного лесовозного транспорта определяется характером перевозимых грузов (хлыстов, деревьев) и особенностями лесовозной дороги. В отличие от всех перевозимых длинномерных и короткомерных грузов хлысты и деревья являются ярко выраженными колебательными системами. Лесовозные дороги, которые обычно строят в сильно пересеченной местности, имеют неровный микропрофиль с большими изломами, чаще всего это грунтовые (магистраль, ветки) и разбитые грунтовые (усы) дороги. Большие усилия, возникающие от неровностей дороги, высокое расположение центра тяжести пакета хлыстов или деревьев оказывают сильное влияние на устойчивость и плавность хода автопоезда. Появляется возможность возникновения его больших кренов; большие динамические нагрузки в отдельных узлах и деталях тягача и роспуска увеличивают их износ, снижая долговечность и надежность. Так, по результатам наблюдений [5] для автомобилей типа МАЗ-509 на лесозаготовительных предприятиях Урала установлено, что коэффициент отказа таких узлов, как коробка перемены передач, карданная передача, главная передача, подвеска, превысил нормативные показатели в 3,0...3,5 раза. Кроме того, большим перегрузкам подвергается и организм человека. Это приводит к быстрому утомлению, нарушению реакции и даже к профессиональным заболеваниям водителей. Таким образом, для лесовозных транспортных систем актуальна задача улучшения плавности хода за счет совершенствования пассивных систем поддрессоривания и разработки активных систем подвески [1, 2].

В статье синтезируется передаточная функция системы автоматического управления, обеспечивающая желаемые динамические и статические характеристики подвески автомобиля при его торможении, маневрировании и движении по неровной дороге.

На рис. 1 изображена принципиальная схема автоматической подвески для двухмассовой модели автомобиля. Здесь m_1 и m_2 — массы недрессоренной идрессоренной (кузова) частей автомобиля; C_1 и C_2 — жесткость шины и рессоры; K_1 — коэффициент демпфирования шины; q — воздействие от дороги; ДПР — датчик прогиба рессоры; ДПД — датчик перепада давления в полостях гидроцилиндра; ЭГУ — электрогидравлический усилитель; САР — система автоматического регулирования.

Как видно из схемы, применение обратной связи по ДПР позволяет, с одной стороны, «снять» возмущения на кузов от колеса через гидроцилиндр, т. е. от дороги, и, с другой стороны, создать необходимое усилие на кузов, которое можно рассчитывать только из условия плавности хода.

На рис. 2 приведена полная структурная схема. Здесь S — площадь поршня силового гидроцилиндра; F_x — сила между кузовом и

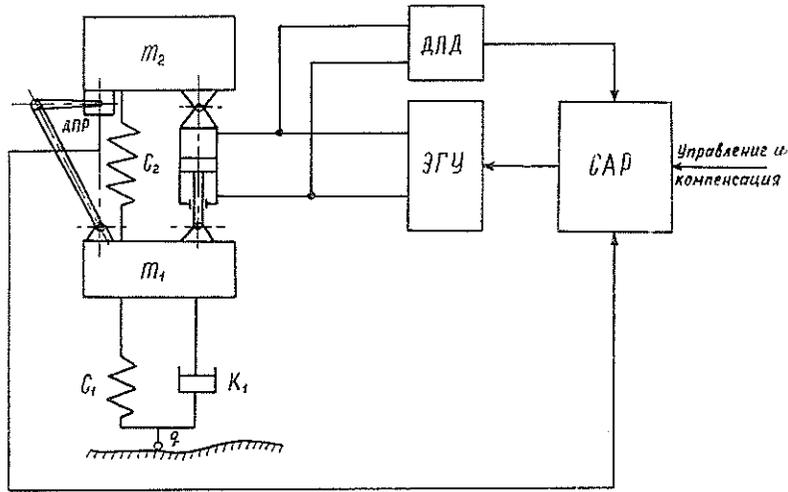


Рис. 1. Принципиальная схема двухмассовой модели автомобиля с активной подвеской.

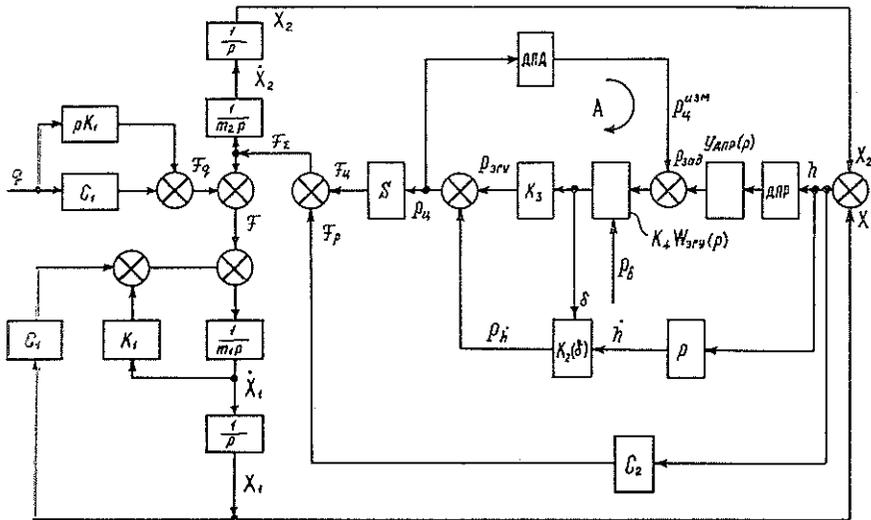


Рис. 2. Полная структурная схема двухмассовой модели автомобиля с активной подвеской.

колесом; $P_{\text{ц}}$ — перепад давления в полостях гидроцилиндра; $P_{\text{в}}$ — сигнал компенсации веса груза. Отдельно рассмотрим элементы схемы с коэффициентами передачи K_3 и $K_2(\delta)$. Силовая характеристика гидроусилителя $P_{\text{эгу}}(\delta)$, где δ — перемещение золотника, обычно имеет вид, близкий к релейному, так как линейная часть характеристики существует при $\delta < \delta_{\text{л}} \approx 0,1 \delta_{\text{max}}$. $P_{\text{эгу}}^{\text{max}} = P_{\text{пит}}$, где $P_{\text{пит}}$ — давление питания гидроцилиндра. Коэффициент усиления $K_3 = P_{\text{пит}}/\delta_{\text{л}}$. Характеристика $P_h(\delta, h)$ определяется известным уравнением

$$\dot{h}S = C_7 \delta \sqrt{P_h}, \quad (1)$$

где C_7 — гидравлическая проводимость дросселя золотника.

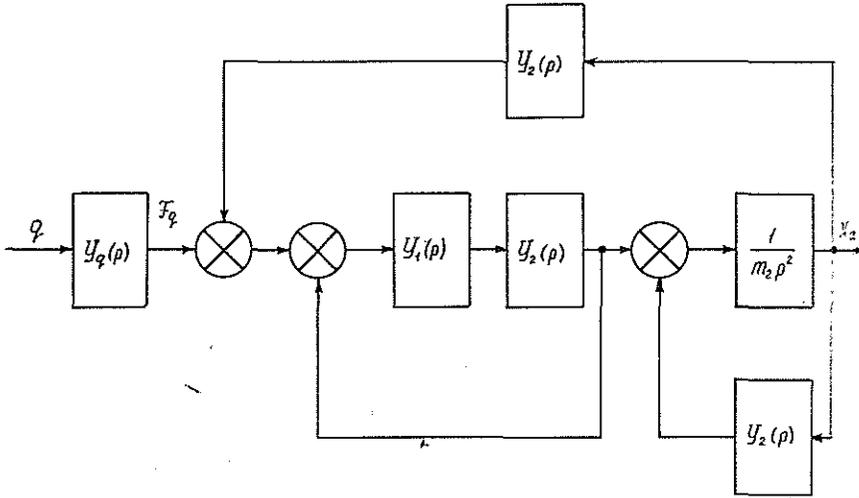


Рис. 4. Структурная схема двухмассовой модели автомобиля с активной подвеской в преобразованном виде.

$$Y_n(p) = \frac{X_2(p)}{q(p)} = \frac{Y_q(p) Y_1(p) Y_2(p)}{Y_2(p) + Y_1(p) Y_2(p) m_2 p^2 + m_2 p^2}. \quad (4)$$

Желаемые динамические и статистические характеристики подвески можно определить через передаточную функцию $Y_{ж}(p)$, которая может быть субоптимальной (аппроксимирующей), например, для оптимальной передаточной функции, определяемой по методике [3, 4]. Тогда из уравнения $Y_n(p) = Y_{ж}(p)$ определим искомую передаточную функцию корректирующего звена

$$Y_{ДПР}(p) = \frac{Y_{ж}(p) m_2 p^2}{Y_q(p) Y_1(p) - Y_{ж}(p) - Y_1(p) Y_{ж}(p) m_2 p^2} - C_2. \quad (5)$$

Применительно к передней подвеске лесовозного автомобиля «Урал-375Д» ($m_1 = 860$ кг, $m_2 = 2816$ кг, $C_1 = 1,16 \cdot 10^6$ Н/м, $C_2 = 0,436 \cdot 10^6$ Н/м, $K_1 = 10 \cdot 10^3$ Н · с/м)

$$Y_{ДПР}(p) = \frac{10^6 (2,42 p^3 - 108,8 p^2 - 8572,9 p - 57389,6)}{256 p^2 + 27154,72 p + 131627,52}. \quad (6)$$

Выше мы рассмотрели желаемые частотные характеристики в классе характеристик, полученных для оптимальных виброзащитных систем. Однако активная подвеска не только позволяет получить реализацию оптимальной виброзащитной системы, но и при достаточной информации о неровностях дороги осуществлять активную стабилизацию кузова. Высокое быстродействие гидравлической следящей системы в принципе обеспечивает при полной информации о $q(t)$ разгрузку кузова от усилия от дороги, т. е. осуществляет полную стабилизацию кузова при движении по неровной дороге. Применение в рассматриваемой автоматической системе подвески датчиков перепада давления в полостях гидроцилиндра и прогиба рессоры позволяет получить существенную информацию о неровностях дороги в данный момент, без упреждения, столь необходимого для компенсации конечного быстродействия системы автоматического управления (САУ). Например, для лесовозных автомобилей, движущихся в основном с малой и средней скоростями, этот недостаток рассматриваемой системы проявляется в меньшей степени. В режиме стабилизации желаемая частотная характеристика в идеальном случае имеет вид $X_2(p)/q(p) = 0$, т. е.

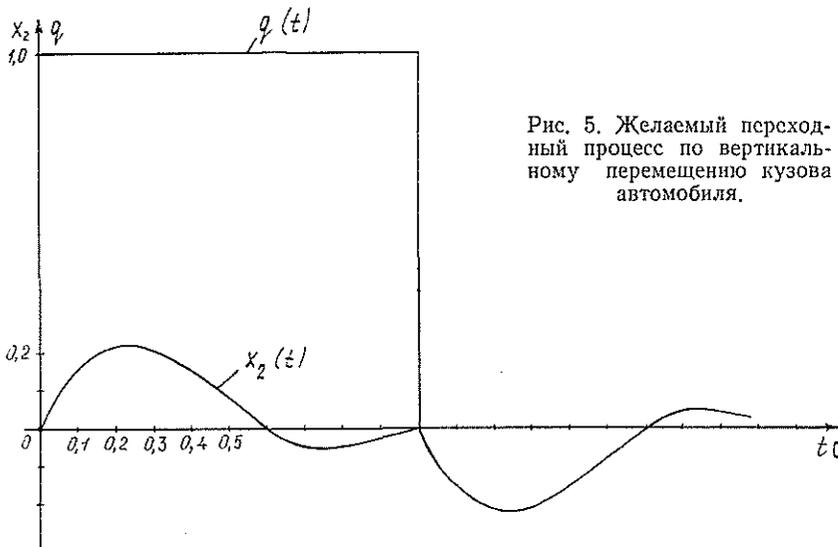


Рис. 5. Желаемый переходный процесс по вертикальному перемещению кузова автомобиля.

система подвески должна быть инвариантна к воздействию неровностей от дороги. На практике целесообразно допустить временное перемещение кузова примерно на 20 % от высоты неровности дороги. В этом случае желаемая передаточная функция может иметь вид

$$W_{\text{ж}}^{\text{стаб}}(p) = \frac{K_{\text{стаб}} p}{T_{\text{ж}}^2 p^2 + 2\xi_{\text{ж}} T_{\text{ж}} p + 1} = K_{\text{стаб}} p Y_{\text{ж}}(p), \quad (7)$$

а желаемый переходный процесс при наезде на уступ на дороге

$$x_2^{\text{ж}}(t) = \frac{K_{\text{стаб}}}{\omega} e^{-\frac{C_1 t}{2}} \sin \omega t, \quad (8)$$

где $C_1 = 2\xi_{\text{ж}}/T_{\text{ж}}$; $\omega = \sqrt{C_0 - C_1^2/4}$; $C_0 = 1/T_{\text{ж}}^2$.

Такой переходный процесс при $K_{\text{стаб}} = 1$ изображен на рис. 5.

Расчет передаточных функций корректирующих (формирующих) блоков $Y_{\text{дпр}}(p)$ и $Y_{\text{дпд}}(p)$ производится аналогично предыдущему варианту работы подвески в режиме виброзащитной системы.

ЛИТЕРАТУРА

- [1]. А. с. № 998147 (СССР). Система автоматического регулирования характеристики подвески транспортного средства/ Н. П. Дергунов, Ю. Д. Силуков.— Оpubл. в Б. И., 1983, № 7. [2]. Дергунов Н. П., Дрон Ю. И. Выбор основных параметров автоматической подвески лесовозного автомобиля.— Изв. высш. учеб. заведений. Лесн. журн., 1985, № 3. [3]. Дергунов Н. П., Силуков Ю. Д. Практический расчет оптимальной передаточной функции автоматической подвески с заданными статическими и динамическими свойствами.— В кн.: Эксплуатация лесовозного транспорта в условиях Урала и Сибири. Свердловск, 1981. (Межвуз. сб.; Вып. 4). [4]. Дергунов Н. П., Силуков Ю. Д. Расчет подвески машин на основе ее представления в виде системы автоматического управления с заданными динамическими и статическими свойствами и случайным сигналом на входе.— Автомоб. пром-сть, 1981, № 9. [5]. Силуков Ю. Д. Исследование особенностей динамических процессов в основных агрегатах лесотранспортных колесных машин: Дис. ... докт. техн. наук.— М.: МЛТИ, 1973.

Поступила 17 июня 1985 г.