

ЛИТЕРАТУРА

- [1]. Леонтьев Н. Л. Техника статистических вычислений.— М.: Лесн. пром-сть 1966.— 250 с. [2]. Сенников М. А. Исследования и методика расчета запасны: частей и агрегатов оборотного фонда для порталных автолесовозов: Дис... канд техн. наук.— М.: МЛТИ, 1978.— 219 с. [3]. Силаев А. А. Спектральная теория подрессоривания транспортных машин.— М.: Машиностроение, 1972.— 192 с. [4] Труды семинара по подвескам автомобилей. Вып. 8.— М.: НАМИ, 1963.— 65 с.

Поступила 12 ноября 1986 г.

УДК 629.114.4

ВЫБОР ЦЕЛЕВОЙ ФУНКЦИИ ДЛЯ ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМ ПОДРЕССОРИВАНИЯ КОЛЕСНЫХ ЛЕСОТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

Б. В. БИЛЫК

Львовский лесотехнический институт

Качество системы подрессоривания транспортного средства и виброзащиты водителя существенно влияет на условия его труда и утомляемость, а в конечном итоге на производительность и безопасность движения. Поэтому оптимизация параметров подвески и системы подрессоривания сидений водителей лесотранспортных машин, работающих в особо сложных дорожных условиях, является не только чисто технической, но и социальной проблемой.

Любая задача оптимизации заключается в определении значений оптимизируемых параметров, при которых некоторая целевая функция приобретает экстремальное значение. Многопараметрическая оптимизация системы виброзащиты транспортной машины должна выполняться с помощью ЭВМ. Ее алгоритм, в самом общем виде, можно записать следующим образом:

$$W(X) \rightarrow \min_{X \in Q} \Rightarrow X^*, \quad (1)$$

где

$X = (c_1, c_2, \dots, k_1, k_2, \dots, x_1, x_2, \dots)$ — вектор оптимизируемых параметров, рассматриваемый как переменная оптимизации;

c_1, c_2, \dots — коэффициенты жесткости упругих элементов системы подрессоривания;

k_1, k_2, \dots — коэффициенты неупругого сопротивления (вязкого трения);

x_1, x_2, \dots — геометрические параметры системы подрессоривания;

Q — множество допустимых значений оптимизируемых параметров;

X^* — решение задачи оптимизации, т. е. вектор оптимизируемых параметров, при котором целевая функция принимает минимальное значение.

В настоящее время в качестве характеристик, применяемых для оценки совершенства подвески транспортных средств, используют в основном амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) и средние квадратичные значения, или дисперсии перемещений и ускорений поддрессоренной части транспортной машины. АЧХ — это функция частоты установившихся вынужденных колебаний, которая не дает количественной оценки качества подвески. Средние квадратичные перемещения и ускорения колебаний — это общепринятые параметры, которые используются для количественной оценки и сравнения плавности хода транспортных средств с различными характеристиками подвески или в различных условиях движения. Их рассчитывают при некоторых фиксированных значениях скоростей [1, 3]. В реальных условиях движение транспортного средства, особенно на дорогах с неровным покрытием, происходит с переменной скоростью, которая часто ограничивается интенсивностью возбуждаемых колебаний. В связи с этим использование средних квадратичных ускорений для оптимизации требует моделирования движения транспортного средства с переменной скоростью с учетом определенного типизированного микропрофиля и ограничений скорости по силе тяги, интенсивности колебаний и т. д. Однако моделирование движения по типизированному маршруту, даже с постоянной скоростью, связано с большими затратами машинного времени ЭВМ, так как многопараметрическая оптимизация требует многократного просчитывания целевой функции. Все это вызвало необходимость поиска новых критериев оценки системы поддрессоривания, более приемлемых в качестве целевой функции.

Результаты наблюдений и экспериментальных исследований показали, что колебания поддрессоренных масс колесных машин в реальных условиях движения представляют собой не установившиеся вынужденные колебания, а последовательность затухающих переходных процессов. Это вызвало предположение, что целевую функцию целесообразно искать среди характеристик переходных процессов. Выполненный анализ и поиск в указанном направлении дал положительные результаты.

В качестве примера рассмотрим уравнения вертикальных колебаний передней части транспортной машины с учетом поддрессоривания сидения водителя. Принимая характеристики колебательной системы линейными, можно записать:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{z}_1 &= k_1 (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + c_1 (z_2 - z_1); \\ m_2 \ddot{z}_2 &= k_2 (\dot{z}_3 - \dot{z}_2) - k_1 (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + c_2 (z_3 - z_2) - c_1 (z_2 - z_1); \\ m_3 \ddot{z}_3 &= k_3 (\dot{q} - \dot{z}_3) - k_2 (\dot{z}_3 - \dot{z}_2) + c_3 (q - z_3) - c_2 (z_3 - z_2), \end{aligned} \quad (2)$$

где m_1, m_2, m_3 — масса водителя, поддрессоренная и неподдрессоренная массы машины соответственно;

k_1, k_2, k_3 — коэффициенты вязкого сопротивления сидения, передней подвески и шин передних колес машины;

c_1, c_2, c_3 — коэффициенты жесткости сидения, подвески и шин передних колес;

z_1, z_2, z_3 — вертикальные перемещения соответствующих масс системы;

q — функция микропрофиля, действующая на передние колеса машины.

Как известно, основными характеристиками переходных процессов динамических систем являются переходные и импульсные переходные функции [2]. Переходные функции $h(t)$ вертикальных перемещений масс рассматриваемой колебательной системы представляют собой ре-

шения $h_1(t) = z_1$, $h_2(t) = z_2$, $h_3(t) = z_3$ уравнений (2) при нулевых начальных условиях и воздействии микропрофиля дороги в виде единичной ступенчатой функции

$$q(t) = \begin{cases} 0 & \text{при } t < 0; \\ 1 & \text{при } t \geq 0. \end{cases} \quad (3)$$

На основании численного метода Адамса нами разработана программа решения на ЭВМ системы линейных и нелинейных дифференциальных уравнений второго порядка с автоматическим выбором шага интегрирования. Ее использование обеспечило необходимую точность решения уравнений (2) и расчета переходных и импульсных переходных функций вертикальных колебаний системы. Импульсные переходные функции определяли как производные переходных функций [2]:

$$k_{zi}(t) = dh_i(t)/dt,$$

или

$$k_{zi}(t) = \dot{z}_i, \quad i = 1, 2, 3$$

где i — номер колебательной массы (массы водителя, подрессоренной и непрорессоренной масс).

Анализ результатов расчета переходных функций и других характеристик процессов, возбуждаемых единичной ступенчатой функцией, показал, что оценкой качества подрессоривания может служить энергия колебательного движения масс системы, совершаемого за время переходного процесса. Она уменьшается с улучшением качества виброзащиты и является функцией только динамических параметров системы. В отличие от других характеристик эта функция имеет экстремумы в областях реализуемых значений оптимизируемых параметров подрессоривания транспортных машин.

Энергию переходного процесса определяли следующим образом. Так как левые части уравнений (2) равны сумме сил, действующих на массы системы, то их произведения на импульсные переходные функции (скорости движения) представляют собой мгновенные значения мощности, развиваемой соответствующими массами во время переходного процесса:

$$N_i = |m_i \ddot{z}_i k_{zi}(t)|, \quad i = 1, 2, 3.$$

Учитываются абсолютные значения этих произведений, так как N_i рассматривается как положительная величина.

Если проинтегрировать полученное выражение по времени, то можно определить энергию, соответствующую выполненному колебательному движению i -й массы системы за время переходного процесса t_k :

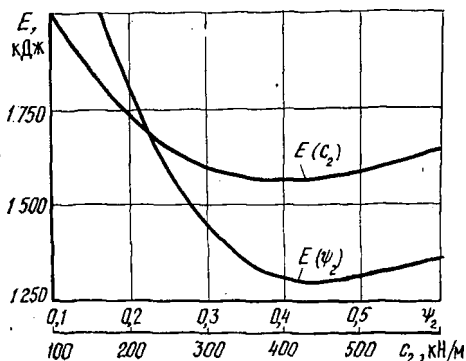
$$E_i = \int_0^{t_k} |m_i \ddot{z}_i k_{zi}(t)| dt, \quad i = 1, 2, 3.$$

Суммарная энергия переходного процесса в целом определяется как сумма энергий всех масс

$$E = \sum_{i=1}^3 \int_0^{t_k} |m_i \ddot{z}_i k_{zi}(t)| dt.$$

На рис. 1 приведены зависимости суммарной энергии от жесткости c_2 и относительного коэффициента затухания (коэффициента апериио-

Рис. 1. Зависимость суммарной энергии переходного процесса передней части автомобиля МАЗ-509 от жесткости c_2 и относительного коэффициента затухания ψ_2 подвески



дичности) ψ_2 передней подвески лесовозного автомобиля МАЗ-509. При этом приняты следующие расчетные параметры системы: $m_1 = 80$ кг; $m_2 = 3\,365$ кг; $m_3 = 1\,160$ кг; $c_3 = 2\,000$ кН/м.

На рис. 2 приведена зависимость энергии E_1 колебаний массы водителя от жесткости поддресоривания сидения при $c_2 = 400$ кН/м и $\psi_2 = 0,25$. Как видно, во всех случаях наблюдается явно выраженный минимум рассматриваемой функции. При этом минимумы энергии соответствуют рекомендуемым в литературе значениям оптимизируемых параметров, лежащим в диапазоне их возможной реализации [1].

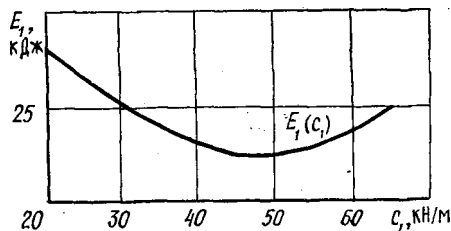


Рис. 2. Зависимость энергии переходного процесса колебаний массы водителя от жесткости поддресоривания сидения c_1

При практическом использовании энергии переходного процесса в качестве целевой функции следует учитывать особенности оптимизируемой системы. Изменение параметров подвески существенно влияет на колебания не только поддресоренной, но и неподдресоренных масс. Поэтому в качестве целевой функции необходимо использовать суммарную энергию E колебаний всех масс системы. В то же время изменение параметров сидения практически не влияет на колебания и энергию поддресоренной массы машины. Поэтому при оптимизации параметров сидения целевой функцией должна служить энергия E_1 переходного процесса колебаний массы водителя.

Для практических расчетов задачи оптимизации (1) могут быть использованы различные методы. Хорошо зарекомендовали себя методы случайного поиска, которые нашли развитие в работах проф. А. А. Растрьгина. Мы использовали алгоритмы метода локального случайного поиска по наилучшей пробе со спуском. В качестве целевых функций принимали суммарную энергию E передней части автомобиля МАЗ-509 и энергию переходного процесса колебаний массы водителя E_1 . В результате расчетов получены следующие значения оптимизируемых параметров: жесткости сидения и передней подвески — $c_1 = 39,4$ кН/м и $c_2 = 398$ кН/м; относительные коэффициенты затухания сидения и подвески — $\psi_1 = 0,32$, $\psi_2 = 0,28$. Полученные значения в полной мере соответствуют современным рекомендациям [1, 2] и практическим возмож-

ностям реализации параметров подвесок транспортных машин и подтверждают правомерность применения энергии переходного процесса, возбуждаемого единичной ступенчатой функцией, в качестве оценки систем поддрессирования и целевой функции их оптимизации.

ЛИТЕРАТУРА

[1]. Динамика системы дорога — шина — автомобиль — водитель / Под ред. А. А. Хачатурова.— М.: Машиностроение, 1976.— 535 с. [2]. Математические основы теории автоматического регулирования / Под ред. Б. К. Чемофанова.— М.: Высш. школа, 1977.— 366 с. [3]. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля.— М.: Машиностроение, 1972.— 392 с.

Поступила 19 января 1989 г.

УДК 539.3

К ОЦЕНКЕ ТОЧНОСТИ ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ УПРУГОГО МАНИПУЛЯТОРА

М. В. КОНДАКОВ

Московский лесотехнический институт

Лесное машиностроение является уже традиционной областью использования манипуляторов большой грузоподъемности в составе валочно-пакетирующих, валочно-трелевочных и других машин. Однако зачастую эти манипуляторы не отвечают современным требованиям надежности и долговечности. Одна из причин этого кроется в неудовлетворительной обработке динамической прочности конструкции на этапах проектных и опытно-конструкторских работ [3]. Преобладающие в лесном машиностроении методы экспериментальной отработки прочности оказываются малоэффективными на стадии проектирования нового изделия.

Специфической особенностью функционирования манипуляторов лесных машин является их интенсивное динамическое нагружение, обусловленное, в основном, двумя факторами: большими инерционными характеристиками (массой и моментом инерции) переносимых грузов (дерева, хлыста) и достаточно высокими скоростями манипулирования.

Анализ динамики конструкции на стадии проектирования возможен только на основе расчетных методов. В работах [1, 2] приведена математическая модель конструкции манипулятора при переходных процессах, когда интенсивность нагружения достигает, как правило, экстремальных значений, определяющих уровень прочности изделия. В настоящей статье оценивается точность разработанных методов расчета на основе сравнения с данными экспериментальных исследований.

В основу расчетной схемы манипулятора положена балочная модель [1] с переменными по длине массово-жесткостными характеристиками и сосредоточенными инерционными и жесткостными элементами, позволяющими описать конструктивные особенности реальных систем. Для балочных элементов учитываются упругие продольные и изгибные деформации, а также, на основе гипотез С. П. Тимошенко [4], деформации сдвига и инерция поворота поперечного сечения.

Динамическое поведение упругого манипулятора сводится к смешанной задаче математической физики для уравнения

$$\{M\} \frac{\partial^2 \vec{y}}{\partial t^2} + L \vec{y} = \vec{F}, \quad (1)$$

где линейный оператор L имеет структуру

$$L = [A] \frac{\partial^2}{\partial x^2} + [B] \frac{\partial}{\partial x} + [C]. \quad (2)$$