

МАШИНОСТРОЕНИЕ

В. М. СЕМЕНОВ, Г. Г. КОЛОЗЯН, Е. Ф. ВОЛОБУЕВ

ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ
НА КОНСТРУКЦИЮ АВТОМОБИЛЯ

В статье изложены результаты исследований динамики низкочастотной сложной взаимосвязанной системы «двигатель—трансмиссия—двигатели—подвеска—масса автомобиля» с целью установления влияния на динамику основных геометрических параметров, конструкции автомобиля обычной компоновки типа 4×2.

За основу взята математическая модель динамики движения автомобиля классической компоновки с одним ведущим мостом, изложенная в [1, 2], расчетная схема которой приведена на рис. 1а, и на ее примере рассмотрим влияние основных конструктивных параметров на низкие собственные частоты колебаний.

На основе анализа системы по собственным частотам (спектр частот 0—600 Гц) расчетная схема, которая описывалась четырьмя дифференциальными уравнениями второго порядка, упрощена и рассматривалась только низкочастотная система. После приведения системы дифференциальных уравнений к матричной форме вида:

$$M\{\ddot{q}\} + C\{\dot{q}\} = 0 \quad (1)$$

и подстановки значений параметров для автомобиля типа «Москвич-412», проведено исследование на ЭВМ ЕС-1020 с целью определения низких связанных собственных частот колебаний рассматриваемой динамической системы.

В уравнении (1): M — матрица коэффициентов инерции, диагональные элементы которой равны соответствующим значениям моментов инерции или масс, а внедиагональные равны нулю; C — симметричная матрица коэффициента жесткости.

Поскольку исследуем полуопределенную систему, то первая частота равна нулю и ей соответствует форма движения принятой динамической системы, как твердого тела.

Сравнения частот, полученных для обычных систем «подвеска—автомобиль» без учета трансмиссии (рис. 1б) и «двигатель—трансмиссия—автомобиль» без учета подвески (рис. 1в), с частотами сложной взаимосвязанной системы показывают, что если частоты f_3 и f_4 сложной системы незначительно отличаются от таковых, рассчитанных для вер-

тикальных и продольно-угловых колебаний системы «подвеска—автомобиль», то частота f_2 почти в 1.5 раза ниже частоты системы «маховая масса двигателя—жесткость трансмиссии, шин, рессор в продольном направлении — поступательная масса автомобиля».

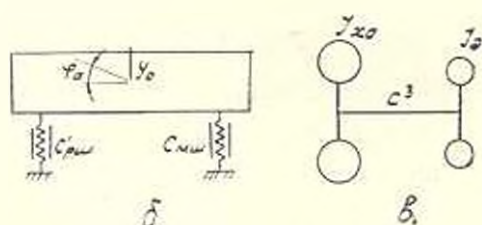
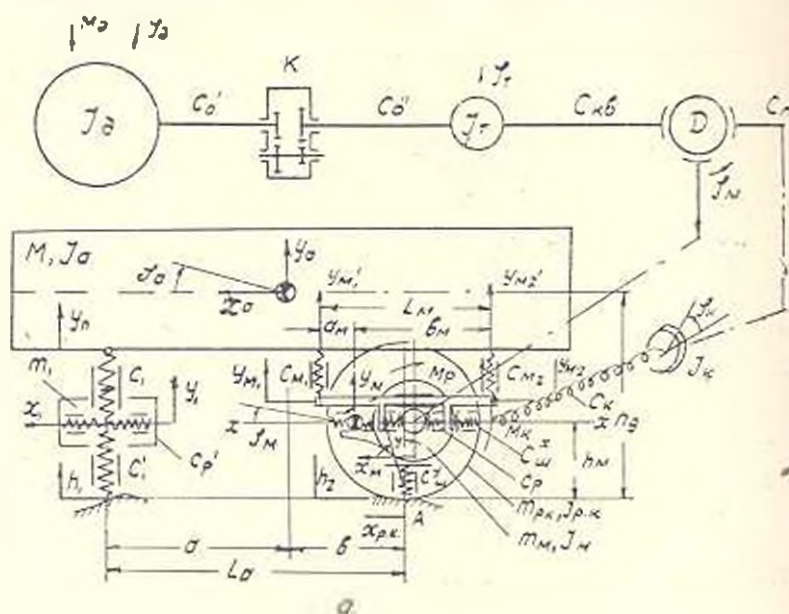


Рис. 1.

Рассмотрим влияние основных геометрических параметров конструкции автомобиля на его собственные низкие частоты колебаний. Изменим координаты положения центра тяжести автомобиля a , b , h_c (при неизменном его моменте инерции I_0 и базе автомобиля L_0), радиус качения колес r_k , координаты положения центра тяжести моста a_m , b_m (вначале при неизменной, а затем при переменной базе рессорной подвески L_m).

При отношении $a/b = 1$ частота f_2 достигает своего максимального, а частота f_4 — минимального значений. Увеличение или уменьшение отношения по сравнению с $a/b = 1$ ведет к уменьшению частоты f_4 и увеличению f_2 при практически неизменной f_2 .

Связанность системы подвески с трансмиссией влияет, в основном, на частоту f_4 ; она увеличивается, примерно, на 5% по сравнению с расчетом системы только подвески автомобиля. В пределах изменений отношения a/b от 0,7 до 1,7 частоты f_3 и f_4 изменяются на 7% по сравнению с их значениями при $a/b = 1$. Таким образом, если вести расчеты по частотам без учета связанности вертикальных колебаний с продольно-угловыми и с трансмиссией, то максимальная погрешность в определении частот f_3 и f_4 в указанных пределах изменения a/b может достигать до 10–12%.

Исследования показали, что частоты $(f_3 + f_4)$ практически не зависят от изменения высоты центра тяжести и радиуса колес r_k .

Рассмотрим физический смысл описанных особенностей изменения собственных частот колебаний в зависимости от геометрических параметров конструкции рассматриваемой динамической системы автомобиля.

Колеса ведущего моста принимаем безынерционными и считаем, что при поступательном колебательном движении ведущих колес отсутствует разрыв их контакта в точке А с массой автомобиля.

При анализе влияния приведенной длины базы рессор ведущего моста на частоты f_3 и f_4 получается, что приведенная крутильная жесткость рессор находится в зависимости:

$$C_{\Sigma}^* = C_{\Sigma} \cdot a_{\Sigma}^2 + C_{\Sigma} \cdot b_{\Sigma}^2 + C_{\Sigma}^* \left(\frac{b - a_{\Sigma}}{2} \right)^2, \quad (2)$$

т. е. при одной и той же вертикальной жесткости рессор C_{Σ} , чем больше приведенная длина рессор L_{Σ} , тем больше C_{Σ}^* . Но с увеличением C_{Σ}^* увеличивается эквивалентная жесткость C_{Σ}^* системы упругих элементов „валы — трансмиссии — шины — рессоры“.

С увеличением жесткости C_{Σ}^* существенным образом должны меняться 1-я и 2-я формы колебаний, повышая соответствующие частоты f_3 и f_4 (первой формы колебаний соответствует частота f_3 , а второй — f_4). Этому также способствует, за счет уменьшения L_{Σ} , повышение эквивалентной жесткости C_{Σ}^* . Частота f_2 изменяется при этом несущественно, ввиду слабой при $a/b = 124/116$ связанности между угловыми и вертикальными колебаниями массы автомобиля. Из (2) видно, что в зависимости от увеличения отношения a_{Σ}/b_{Σ} при постоянной приведенной длине рессор L_{Σ} ведущего моста жесткость C_{Σ}^* уменьшается, снижая частоту f_3 , за счет отсутствия влияния C_{Σ}^* .

ԵՐԿՐԱԶԱՓԱԿԱՆ ՊԱՐԱՄԵՏՐԻՆԻ ԱԶԴԵՑՈՒԹՅՈՒՆԸ ԽՎՏՈՄՈՐԻՆԻ
ԿՈՆՍՏՐՈՒԿՑԻԱՅԻ ՎՐԱ

Ա մ փ օ փ ու մ

Աշխատանքում վերլուծված է ամբողջ ավտոմոբիլի ցածր կապակցված տատանումների առաջացման պատճառները ինչպես ուժային փոխանցումից, այնպես էլ կախոցքի աշխատանքից:

Նման մոտեցումը թույլ է տալիս վերլուծել ավտոմոբիլի հիմնական կառուցվածքային պարամետրերի ազդեցությունը նրա աշխատանքի վրա, որը հնարավորություն է ստեղծում նախագծման ընթացքում գիտականորեն լուծել հոնսարուկցիայի օպտիմիզացման հարցը:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Семенов В. М. и др. О динамике автомобиля как колебательной системы со многими степенями свободы. — Автомобильная промышленность, 1976, № 4, с. 28—35.
2. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля. — М.: Машиностроение, 1972 — 392 с