

ЛИТЕРАТУРА

1. ГОСТ 4364–81. Приводы пневматические тормозных систем автотранспортных средств: Технические требования. – М.: Изд-во стандартов, 1981. – 18 с. 2. Егоров Л.В., Розанов В.Г. Автомобильные поршневые компрессоры. – М.: Машгиз, 1958. – 234 с. 3. Кравец Ф.К. Обоснование параметров питающей части при работе пневматического тормозного привода большегрузных автомобилей и автопоездов в циклическом режиме: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Харьков, 1985. – 22 с. 4. Гуревич Л.В. Некоторые результаты экспериментального определения режимов работы тормозных систем в эксплуатации // Автомоб. пром-сть. – 1972. – № 3. – С. 20–22. 5. Blase H. Hochdruck im Nutzfahrzeugbau // Ausgabe Bremsentechnik. – 1971. – N 2. – S. 3–5.

УДК 629.113

Л.А. МОЛИБОШКО, канд. техн. наук,
Р.Р. ХОРДАН, Р.Я. ПАРМОН (БПИ)

ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРАНСМИССИЙ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Один из путей повышения долговечности деталей трансмиссии автомобиля как колебательной системы – оптимизация ее динамических характеристик (частот и форм собственных колебаний амплитудно-частотных характеристик, динамичности).

Эти характеристики в значительной степени связаны между собой и могут быть заменены одной интегральной оценкой – динамичностью, под которой понимают способность системы преобразовывать приложенное к ней возмущение за счет протекающих колебательных процессов. Динамичность оценивают коэффициентами динамичности, каждый из которых равен отношению максимального момента в данном упругом звене к установившемуся входному.

При оценке динамичности трансмиссии принято, что момент трения сцепления M_c нарастает мгновенно, а пробуксовка ведущих колес и трение в системе отсутствуют. Такие допущения приводят к несколько завышенным максимальным моментам в трансмиссии по сравнению с опытными данными. Предположение о ступенчатом изменении M_c позволяет не вводить в рассмотрение привод сцепления. Время нарастания M_c до максимального зависит от типа привода и конструкции сцепления. При отсутствии усилителя в приводе оно обычно составляет 0,02 ... 0,03 с [1], что способствует значительному снижению максимального момента только в первом упругом звене.

Сцепление ведущих колес с опорной поверхностью зависит от ряда факторов: нагрузки на колеса, их конструктивного исполнения, состояния опорной поверхности и т. д. Пробуксовка колес ограничивает динамические моменты в трансмиссии. Таким образом, принятые допущения позволяют определить динамические характеристики трансмиссии без наложения на полученные результаты таких внешних факторов, как привод сцепления и сцепление ведущих колес с опорной поверхностью.

Диссипативные силы мало сказываются на максимальных моментах, что связано со скоротечностью протекания переходного процесса: максимума мо-

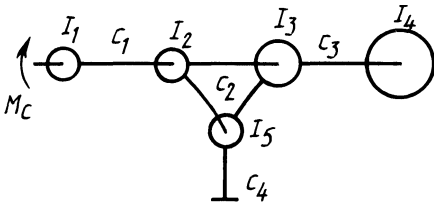


Рис. 1. Расчетная динамическая система

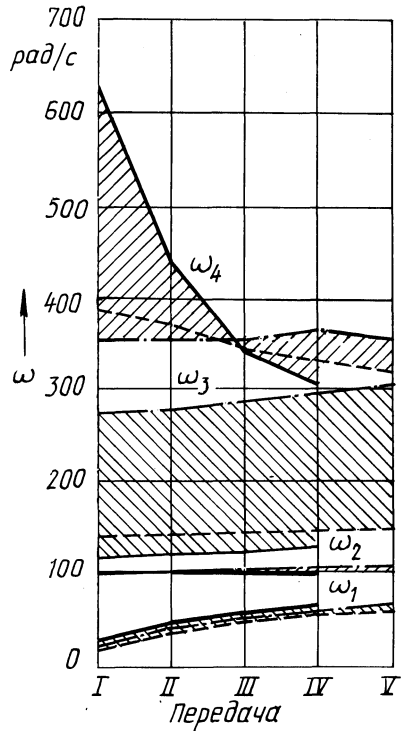


Рис. 2. Собственные частоты трансмиссий грузовых автомобилей:
 ———— — ГАЗ-53А; - - - - - ЗИЛ-130;
 - · - · - - - - - МАЗ-500А

менты достигают обычно через 1...2 колебания на низшей частоте. В связи с этим они в расчетах динамичности не учтены.

В качестве расчетной взята 5-массовая динамическая система (рис. 1), к массе с моментом энергии I_1 которой приложен ступенчатый момент M_c . Искомые динамические характеристики могут быть определены из соответствующих передаточных функций [2]:

$$\left. \begin{aligned} W_1(s) &= M_1(s)/M_c(s) = G_1 c_1 R_{2-4}(s)/R_{1-4}(s); \\ W_2(s) &= M_2(s)/M_c(s) = G_1 G_2 c_1 c_2 R_3(s) R_4(s)/R_{1-4}(s); \\ W_3(s) &= M_3(s)/M_c(s) = G_1 G_2 G_3 c_1 c_2 c_3 R_4(s)/R_{1-4}(s); \\ W_4(s) &= M_4(s)/M_c(s) = G_1 G_2 G_5 c_1 c_2 c_5 R_3(s)/R_{1-4}(s), \end{aligned} \right\} (1)$$

где G_i — подвижность i -й массы (величина, обратная моменту инерции I_i); c_i — жесткость i -го упругого звена; $R_i(s)$ — характеристические полиномы подсистем, состоящих из масс, соединенных упругими звеньями, номера которых указаны в индексах.

Частота собственных колебаний определяется из частотного уравнения $R_{1-4}(\omega) = 0$, которое получается из характеристического полинома системы $R_{1-4}(s)$ заменой s на $j\omega$ (или s^2 на $-\omega^2$).

Формы колебаний моментов в упругих звеньях, соответствующие n -й частоте:

$$\begin{aligned}
 A_{21} &= M_2(\omega_n)/M_1(\omega_n) = G_2 c_2 R_3(\omega_n) R_4(\omega_n) / R_{234}(\omega_n); \\
 A_{31} &= M_3(\omega_n)/M_1(\omega_n) = G_2 G_3 c_2 c_3 R_4(\omega_n) / R_{234}(\omega_n); \\
 A_{41} &= M_4(\omega_n)/M_1(\omega_n) = G_2 G_5 c_2 c_4 R_3(\omega_n) / R_{234}(\omega_n).
 \end{aligned}$$

Коэффициенты динамичности k_i находятся из передаточных функций (1) при переходе от изображений моментов $M_i(s)$ к их оригиналам $M_i(t)$ и после преобразований:

$$\left. \begin{aligned}
 k_1 &= \frac{M_{1\max}}{M_c} = \frac{I_2 + I_3 + I_4}{I_1 + I_2 + I_3 + I_4} \left[1 + \frac{\lambda_{1-4}}{\lambda_{2-4}} \sum_{n=1}^4 \left| \frac{R_{2-4}(\omega_n)}{\omega_n^2 \psi_{1-4}(\omega_n)} \right| \right]; \\
 k_2 &= \frac{M_{2\max}}{M_c} = \frac{I_3 + I_4}{I_1 + I_2 + I_3 + I_4} \left[1 + \frac{\lambda_{1-4}}{\lambda_3 \lambda_4} \sum_{n=1}^4 \left| \frac{R_3(\omega_n) R_4(\omega_n)}{\omega_n^2 \psi_{1-4}(\omega_n)} \right| \right]; \\
 k_3 &= \frac{M_{3\max}}{M_c} = \frac{I_4}{I_1 + I_2 + I_3 + I_4} \left[1 + \frac{\lambda_{1-4}}{\lambda_4} \sum_{n=1}^4 \left| \frac{R_4(\omega_n)}{\omega_n^2 \psi_{1-4}(\omega_n)} \right| \right]; \\
 k_4 &= \frac{M_{4\max}}{M_c} = \frac{I_3 + I_4}{I_1 + I_2 + I_3 + I_4} \left[1 + \frac{\lambda_{1-4}}{\lambda_3} \sum_{n=1}^4 \left| \frac{R_3(\omega_n)}{\omega_n^2 \psi_{1-4}(\omega_n)} \right| \right].
 \end{aligned} \right\} (2)$$

В этих уравнениях частотные коэффициенты λ_i равны соответствующим характеристическим полиномам $R_i(s)$ при $s = 0$, а выражения $\psi_{1-4}(\omega_n)$ представляют собой производные частотного полинома системы с заменой ω на ω_n .

Как следует из (2), каждый коэффициент динамичности k_i характеризуется статической составляющей, равной 1, и динамическими составляющими, определяемыми колебаниями момента в i -м упругом звене на соответствующих частотах:

$$k_i = k_{i0} (1 + k_{i1} + k_{i2} + k_{i3} + k_{i4}). \quad (3)$$

Инерционный коэффициент k_{i0} характеризует общее уменьшение всех составляющих коэффициента динамичности и определяется исключительно соотношением масс системы. Выражения всех составляющих легко определяются из сопоставления формул (2) и (3).

В соответствии с описанным алгоритмом с помощью ЦВМ СМ-4 были определены частоты и формы собственных колебаний и коэффициенты динамичности трансмиссий автомобилей ГАЗ-53А, ЗИЛ-130 и МАЗ-500А на всех передачах. Некоторые результаты приведены на рис. 2 и 3.

Полученные данные позволяют сделать следующие выводы.

1. Частоты и формы собственных колебаний трансмиссий рассматриваемых автомобилей близки между собой (особенно низшие), что свидетельствует об их динамическом подобии.

2. С увеличением номера передачи относительный диапазон частот колебаний уменьшается. Это обстоятельство, как следует из качественной теории колебаний, а также увеличение инерционного коэффициента k_{i0} приводят к повышению динамических нагрузок во всех звеньях.

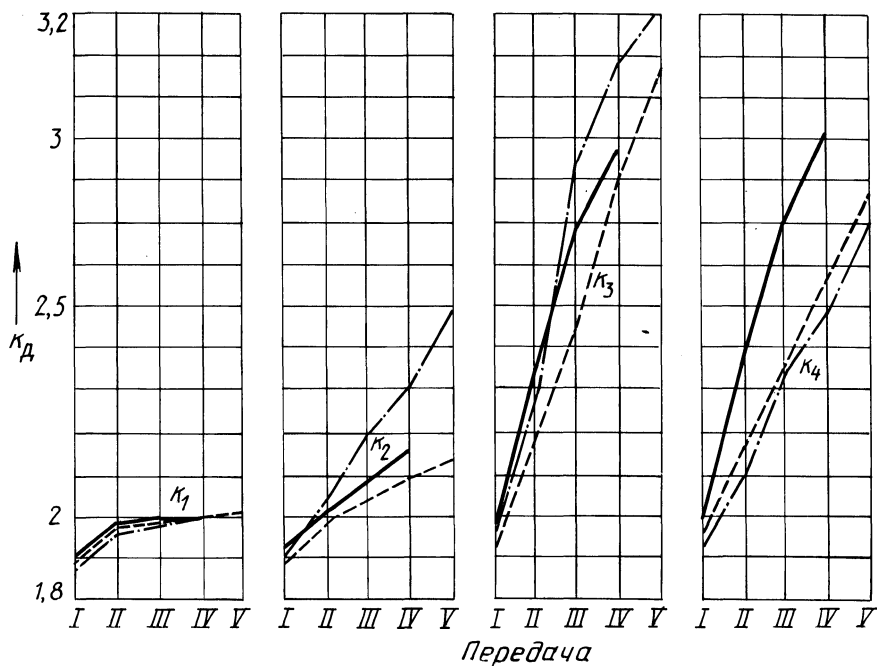


Рис. 3. Коэффициенты динамичности трансмиссий грузовых автомобилей:

— — — — ГАЗ-53А; - - - - ЗИЛ-130; - · - · - · - МАЗ-500А

3. Наибольшее влияние на коэффициент динамичности оказывают первые три динамические составляющие. Исключение составляет первое упругое звено c_1 , предельное значение общего коэффициента динамичности в котором равно двум. В звене c_2 (полуоси) он равен 2,5, а в c_3 и c_4 — 3 и более.

ЛИТЕРАТУРА

1. Молибошко Л.А., Гришкевич А.И., Руктешель О.С. Динамические расчеты трансмиссий транспортных машин. — Минск, 1977. — 68 с. 2. Молибошко Л.А. Эквивалентные преобразования колебательных систем машин // Автотракторостроение. — Минск, 1977. — Вып. 9. — С. 50–53.

УДК 629.113.012.83

С.С. ЖУРАВЛЕВ, канд. техн. наук (ММИ)

ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ НАПРАВЛЯЮЩЕГО УСТРОЙСТВА ЗАВИСИМОЙ ПОДВЕСКИ НА УГЛЫ КРЕНА ПОДРЕССОРЕННЫХ МАСС ОТНОСИТЕЛЬНО НЕПОДРЕССОРЕННЫХ

Во многих работах при расчетах углов крена подрессоренных масс относительно неподдресоренных используется понятие центра крена, который определяется схемой направляющего устройства подвески [1, 2]. Использование