

В каждом цикле испытаний температура воздуха в камере сначала повышалась до 40°C и автоматически поддерживалась на этом уровне в течение 12 ч, после чего понижалась к концу цикла до 29—30°C. Относительная влажность в камере поддерживалась постоянно на уровне 95—98%. Скорость движения воздуха в камере составляла 1—3 м/с.

По истечении срока испытания изделий измерялись их параметры, а затем изделия разбирали и осматривали. Контрольные параметры снимались не позднее чем через 15 мин после выемки изделий из камеры.

Проведенные испытания на влагоустойчивость не повлияли на электрические параметры изделий. Характеристики образцов после испытаний практически не изменились (в некоторых случаях изменились незначительно) и находились в пределах норм технических условий или ГОСТа.

Исследования изделий автотракторного электрооборудования, проведенные в НИИ Автоприборов, показали, что цинковые и кадмиевые покрытия стальных деталей с последующим хромированием примерно равноценны по защитным свойствам.

После испытаний длительностью 21 и 56 суток цинковое и кадмиевое покрытие с последующим хромированием существенно не изменяют своего состояния. В местах повреждения пассивной пленки, как на кадмиевом покрытии, так и на цинковом, наблюдаются в одинаковой степени продукты коррозии: кадмиевого покрытия в виде темных пятен, цинкового — в виде порошкообразного налета. Детали, имеющие цинковое покрытие с последующей однослойной окраской эмалью по слою

грунта, также после испытаний не изменяют своего состояния.

Таким образом, для защиты от коррозии стальных деталей в электрооборудовании тропического исполнения возможно и экономически целесообразно применять цинковое покрытие с хромированием. Применение цинка вместо кадмия в качестве защитного покрытия позволяет сэкономить около 400 тыс. руб. Возможно снижение количества слоев лакокрасочных покрытий, наносимых на предварительно оцинкованную поверхность корпусов генераторов и стартеров и других деталей, до одного слоя эмали по грунту вместо трех—четырех слоев эмали по двум слоям грунта. Допускается применение лужения без последующего сплавления для наконечников проводов из меди и медных сплавов, подвергающихся пайке методом погружения в расплавленное олово. Также допускается применение медной секции якоря стартера без покрытия оловом и серноокислого анодирования с наложением хромпиком для защиты корпусов транзисторных коммутаторов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Розенфельд И. Л. Атмосферная коррозия. Изд-во АН. 1960.
2. Усов В. В., Кудрявцев А. Т. — «Вестник электропромышленности», 1964, № 3.
3. Лайнер В. И., Кудрявцев А. Т. Основы гальваностегии. Металлургия, 1953.
4. Беляев П. П., «Коррозия и борьба с ней», 1940, № 2.
5. Гуревич Я. Б. — «Коррозия и борьба с ней», 1939, № 5—6.

УДК 629.113.012.8

Исследование колебаний автомобиля при переезде неровностей на режимах торможения или разгона

Канд. техн. наук А. В. ЖУКОВ

Белорусский технологический институт им. Кирова

Автомобильная промышленность № 2, 1973 г.

В ЗАВИСИМОСТИ от того, с какой интенсивностью происходит торможение или разгон автомобиля, на каком расстоянии от неровности пути начался процесс торможения или разгона, какова скорость в начале торможения или разгона, характер колебаний его при наезде на неровность изменяется.

Рассмотрим один из наиболее простых случаев — неустановившееся движение двухосного автомобиля, т. е. при торможении и одновременном переезде через синусоидальную единичную неровность. Схема движения и колебаний автомобиля приведены на рис. 1. Для упрощения задачи временем реакции водителя и временем срабатывания тормозного привода пренебрегаем.

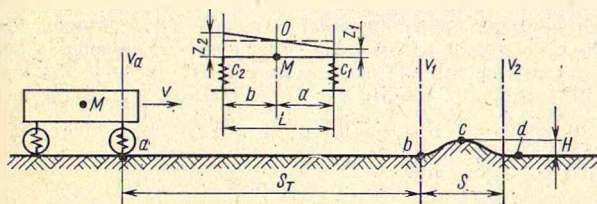


Рис. 1. Схема движения автомобиля

К автомобилю, имеющему скорость v_a , прикладывается тормозное усилие в момент прохождения передними колесами точки a .

Скорость v_1 , с которой автомобиль въезжает на неровность, согласно теории торможения, в случае обеих тормозных осей и максимального тормозного усилия, может быть определена (при $j_T = g\phi = \text{const}$) по формуле

$$v_1 = \sqrt{v_a^2 - S_T 2g\phi}. \quad (1)$$

где ϕ — коэффициент сцепления.

В процессе переезда неровностей при торможении или раз-

гоне скорость движения автомобиля постоянно изменяется, а это значит, изменяется и частота ω_H возмущающей силы, т. е.

$$\omega_H = \frac{2\pi}{S} \left(v_1 \mp \frac{j_T t}{2} \right). \quad (2)$$

Во время торможения автомобиля при длине полуволны синусоиды, равной S , и начальной скорости v_1 , с которой передние колеса достигают начала неровности, возмущающая функция имеет вид

$$q = H \sin \frac{\pi}{S} \left(v_1 - \frac{j_T t}{2} \right) t, \quad (3)$$

где H — высота неровности пути.

По уравнению (3) при $S=1$ м, $H=20$ см, $\phi=0,5$, $v_1=4$ м/с и $j_T=4,9$ м/с² определена функция воздействия, показанная на рис. 2 (кривая 1). Для сравнения на этом же рисунке показана кривая 2 для случая $v_1=v=\text{const}$ ($j_T=0$).

Как видно из рисунка, кривая 1 вытягивается в сторону замедления хода автомобиля. Сравнив кривые 1 и 2, видим, что до значения $\frac{S}{2}$ они различаются незначительно, однако при проезде расстояния S различие между ними уже велико.

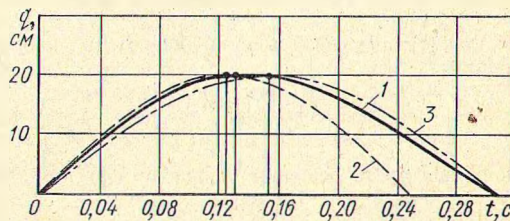


Рис. 2. Функции воздействия при разных замедлениях:

1 — $j_T = 4,9$ м/с², $v_1 = 4$ м/с; 2 — $j_T = 0$, $v_1 = v = 4$ м/с; 3 — $j_T = 0$; $v_1 = v_{\text{ср}}$

Различие во времени окончания проезда неровности зависит в большой степени от скорости v_1 . Так, при $v_1=7,13$ м/с время проезда неровности составляет 0,005 с, при $v_1=6$ м/с оно равно 0,015 с и при $v_1=4$ м/с — составляет 0,05 с. Если считать кривую l за симметричную (неискаженную) полуволну синусоиды, то тогда q может быть записано в виде

$$q = H \sin \frac{\pi v_{cp}}{S} t = H \sin \omega t, \quad (4)$$

где

$$v_{cp} = \frac{S}{t_H}.$$

Время t_H проезда неровности, полученное из уравнения движения автомобиля при торможении:

$$t_H = \frac{v_1}{J_T} - \sqrt{\left(\frac{v_1}{J_T}\right)^2 - \frac{2S}{J_T}}. \quad (5)$$

Функция $q=f(t)$, построенная по уравнению (4), показана на рис. 2 (кривая 3). Сравнение кривых l и 3 показывает, что расхождение между ними невелико и составляет по ординатам максимум 6—7%, причем чем больше скорость v_1 и чем меньше длина неровности, тем указанное расхождение меньше.

По изложенной методике был проведен обширный анализ синусоидальных возмущающих функций при различных вариантах исходных параметров, что дало основание на режимах торможения (разгона) принимать функцию воздействия в соответствии с уравнением (4) из условия постоянной скорости v_{cp} .

Рассмотрим переезд через неровность колес передней оси автомобиля. Схема колебаний автомобиля в продольной вертикальной плоскости показана на рис. 1. Подвеска принята линейной. Сопротивления колебаниям, а также неподрессоренные массы не учитываем [1].

Вертикальные и продольно-угловые колебания автомобиля описываются двумя дифференциальными уравнениями [1] следующего вида:

$$\begin{aligned} \ddot{z}_1 + \omega_1^2 z_1 + \eta_1 \ddot{z}_2 &= c_1 q; \\ \eta_2 \ddot{z}_2 + \omega_2^2 z_2 + \eta_1 \ddot{z}_1 &= 0, \end{aligned} \quad (6)$$

где

$$\omega_1^2 = \frac{c_1}{M_1}; \quad \eta_1 = \frac{M_3}{M_1}; \quad \omega_2^2 = \frac{c_2}{M_1}; \quad \eta_2 = \frac{M_2}{M_1};$$

c_1 и c_2 — вертикальные жесткости передней и задней подвесок автомобиля;

M_1, M_2, M_3 — приведенные массы [1].

В результате применения способа разложения по собственным формам колебаний [2] система уравнений (6) сведена к двум следующим независимым уравнениям относительно неизвестных f_1 и f_2 :

$$\begin{aligned} \ddot{f}_1 + p_1^2 f_1 &= \frac{c_1 H}{M_1 (1 + \eta_2 \chi_{21}^2 + 2\chi_{21} \eta_1)} \sin \omega t = F_1 \sin \omega t; \\ \ddot{f}_2 + p_2^2 f_2 &= \frac{c_1 H}{M_1 (1 + \eta_2 \chi_{22}^2 + 2\chi_{22} \eta_1)} \sin \omega t = F_2 \sin \omega t, \end{aligned} \quad (7)$$

где p_1, p_2 — частоты собственных колебаний системы [1];

$$\chi_{21} = \frac{\eta_1 p_1^2}{\omega_2^2 - p_1^2 \eta_2}, \quad \chi_{22} = \frac{\eta_1 p_2^2}{\omega_2^2 - p_2^2 \eta_2} \text{ — коэффициенты}$$

связи.

Неизвестные f_1 и f_2 связаны с обобщенными координатами соотношениями

$$\begin{aligned} z_1 &= f_1 + f_2; \\ z_2 &= f_1 \chi_{21} + f_2 \chi_{22}. \end{aligned} \quad (8)$$

Стационарная часть решения уравнения (7) имеет вид [2]

$$f_1 = \frac{F_1}{p_1^2 - \omega^2} \sin \omega t; \quad f_2 = \frac{F_2}{p_2^2 - \omega^2} \sin \omega t.$$

Тогда при помощи соотношений (8) получаем следующее решение вынужденных колебаний системы:

$$\begin{aligned} z_1^\omega &= \left(\frac{F_1}{p_1^2 - \omega^2} + \frac{F_1}{p_2^2 - \omega^2} \right) \sin \omega t; \\ z_2^\omega &= \left(\frac{F_1 \chi_{21}}{p_1^2 - \omega^2} + \frac{F_2 \chi_{22}}{p_2^2 - \omega^2} \right) \sin \omega t. \end{aligned} \quad (9)$$

Как видно из уравнений (9), наиболее неблагоприятным будет случай, когда одна из частот собственных колебаний системы совпадает с частотой воздействия ω , т. е. $p_1 = \omega$ или $p_2 = \omega$.

Резонансные значения скорости v_{cp} могут быть определены по формулам:

при $p_1 = \omega$

$$v_{cp}^I = \frac{p_1 S}{2\pi};$$

при $p_2 = \omega$

$$v_{cp}^{II} = \frac{p_2 S}{2\pi}.$$

Из выражений (10) можно найти путь S_T , при котором система будет входить в резонанс при переезде передней осью неровности пути. Путь S_T^{res} находим по формуле

$$S_{T1,2}^{res} = \frac{4\pi^2 v_a^2 - p_{1,2}^2 S^2}{8g \varphi \pi^2}. \quad (11)$$

Ввиду того, что рассматривается переезд через единичную неровность, необходимо обратить внимание на переходный процесс, когда собственные колебания системы еще не затухли и накладываются на вынужденные.

При этом при нулевых начальных условиях будем иметь [2]

$$\begin{aligned} f_1 &= \frac{F_1}{(p_1^2 - \omega^2)} \left(\sin \omega t - \frac{\omega}{p_1} \sin p_1 t \right); \\ f_2 &= \frac{F_2}{(p_2^2 - \omega^2)} \left(\sin \omega t - \frac{\omega}{p_2} \sin p_2 t \right), \end{aligned} \quad (12)$$

откуда получаем

$$z_1 = z_1^\omega + z_1^p; \quad z_2 = z_2^\omega + z_2^p, \quad (13)$$

где

$$\begin{aligned} z_1^p &= -\frac{F_1}{p_1^2 - \omega^2} \cdot \frac{\omega}{p_1} \sin p_1 t - \frac{F_2}{p_1^2 - \omega^2} \cdot \frac{\omega}{p_2} \sin p_2 t; \\ z_2^p &= -\frac{F_2}{p_1^2 - \omega^2} \cdot \frac{\omega}{p_1} \chi_{21} \sin p_1 t - \frac{F_2}{p_2^2 - \omega^2} \times \\ &\quad \times \frac{\omega}{p_2} \chi_{22} \sin p_2 t. \end{aligned}$$

Для примера по изложенной методике были вычислены реакции z_1 и z_2 для автомобиля, имеющего следующие основные параметры: $M=17$ кгс·см; $\rho=301$ см; $c_1=953$ кгс/см; $c_2=1934$ кгс/см; $a=516$ см; $L=860$ см; $h_c=1,5$ м. При $v_a=10$ м/с, $S=1$ м и $\varphi=0,5$ путь S_T^{res} составляет $S_{T1}^{res} = 9,75$ м; $S_{T2}^{res} = 9,33$ м.

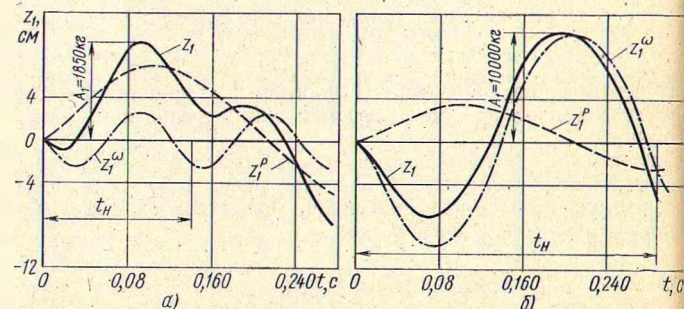


Рис. 3. Реакции z_1 системы при переезде через неровность; а — $S_T = 5$ м; б — $S_T = 9$ м

Таким образом, если торможение началось на расстоянии 7,5 и 9,33 м от неровности, то при наезде передней оси автомобиля на неровность система попадает в резонанс.

На рис. 3 показаны функции z_1^w, z_1^p и суммарные функции z_1 при $S_T=5$ и 9 м.

Из приведенных рисунков видно, что характер переходного процесса в большой степени зависит от колебаний, происходящих с частотами p_1 и p_2 . Особенно это заметно при $S_T=5$ м (рис. 3, а). Так, если амплитуда z_1^w в этом случае равна 1,3 см, то при учете колебаний с частотами p_1 и p_2 максимальная амплитуда суммарной реакции z_1 становится уже 9,3 см, что соответствует нагрузке на ось 8850 кг.

При $S_T=9$ м эта разница заметна меньше не только ввиду значительно больших амплитуд z_1^w над z_1^p , но и из-за различия в фазах.

Так же подсчитана суммарная деформация упругого элемента задней оси автомобиля при переезде через неровность при $S_T=9$ м.

Коэффициенты динамичности K_d^z составляют:

$$\text{при } S_T = 5 \text{ м } K_d^{z_1} = 1,28, K_d^{z_2} = 0,53;$$

$$\text{при } S_T = 9 \text{ м } K_d^{z_1} = 1,45, K_d^{z_2} = 2,05.$$

Однако этими коэффициентами динамичности не учитывается изменение нагрузки на оси автомобиля вследствие ее перераспределения при торможении или при разгоне. Если в момент переезда неровности усилие с тормозной педали не снимается, то полная реакция будет находиться суммированием перемещения от постоянной силы $\frac{G_p h_c}{L}$ и функции $z_1(t)$.

В приведенном примере коэффициенты динамичности для передней оси составят: 1,50 при $S_T=5$ м и 1,67 при $S_T=9$ м.

При нажатии на тормозную педаль в непосредственной близости от неровности собственные колебания системы, возникающие при возрастании тормозной силы, не успевают затухнуть и дополнительно накладываются на колебания, возникающие при проезде неровности.

Степень влияния указанного наложения зависит от амплитуды собственных колебаний, обусловленных возрастанием тормозной силы, собственных частот и момента нажатия на тормоз.

С целью подтверждения предлагаемых расчетов были выполнены опыты для двухосного автомобиля со следующими параметрами: $M=18,6$ кгс·с²/см; $c_1=450$ кгс/см; $c_2=532$ кгс/см; $a=261$ см; $L=561$ см; $h_c=181$ см.

При экспериментальных заездах осуществлялся переезд через синусоидальную единичную неровность высотой 10 см и длиной 1,5 м. Опытные данные подтверждают расчетные предположения и принятые допущения.

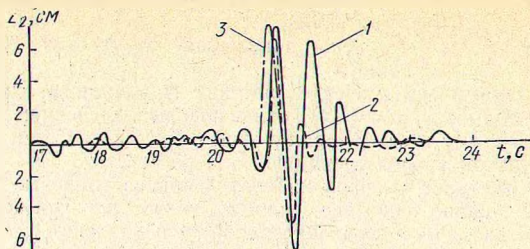


Рис. 4. Деформация рессор задней оси системы:

1 — $v = 10$ км/ч, $j = 0,24$ м/с²; 2 — $v = 10$ км/ч, $j = 0$;
3 — (расчетная) $v_1 = 10$ км/ч, $j = 0,24$ м/с²

На рис. 4 приведена экспериментальная запись деформации рессор задней оси (кривая 1) при переезде через неровность при разгоне ($j=0,24$ м/с²). Скорость наезда на неровность равнялась 10 км/ч. Кривая 2 соответствует равномерному движению ($j=0$) с той же скоростью. Сравнение данных графиков указывает на существенную разницу перемещений z_2 при установившемся и при неустановившемся движении. Так, при $v=\text{const}$, $z_{2\text{max}}=7,5$ см, а при $v \neq \text{const}$ $z_{2\text{max}}=6,5$ см и др. (рис. 4).

На этом же рисунке приведена кривая 3, полученная расчетным путем. Кривая 1 и кривая 3 несколько различаются. По максимальному отклонению эта разница составляет 0,7 см, т. е. 9,3%.

Таким образом, данные эксперимента подтверждают существенное различие колебаний системы при установившихся и неустановившихся режимах движения, которое требует учета.

Проведенные исследования указывают на необходимость расчета переходных процессов при оценке нагрузок на оси автомобиля от переезда неровностей как при установившихся, так и при неустановившихся режимах движения. Значительное влияние также на нагруженность осей оказывает время начала торможения или разгона и величина тормозных сил.

Данный способ расчета может быть применен также и для нескольких периодических неровностей. В этом случае последовательно для каждой из неровностей определяется скорость v_{cp} и вычисленные для каждой скорости реакции системы суммируются по времени.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля и его колебания. Машгиз, 1960.
2. Пановко Я. Г. Основы прикладной теории упругих колебаний, Машгиз, 1957.

УДК 629.113-592-1

Определение параметров скоростной фрикционной характеристики тормозов автомобиля

Канд. техн. наук А. Ф. МАЩЕНКО, Р. А. МЕЛАМУД, НГУЕН ХЫУ КАН

Московский автомобильно-дорожный институт, Московский автозавод им. Лихачева

ПРИ РАСЧЕТАХ систем автоматического регулирования тормозных сил автомобиля необходимо располагать достаточно точными функциями или характеристиками тормозов автомобиля, определяющими значения комплексных параметров эффективности тормозов в зависимости от скорости, давления, температуры и др. В частности, необходима аналитическая форма представления экспериментальных данных, характеризующих эффективность тормозов в условиях переменного скоростного и силового режимов работы при дорожных и стендовых испытаниях.

Аппроксимация опытных данных осуществляется семейством скоростных характеристик, каждая из которых выражает изменение вероятного значения действительного передаточного отношения тормоза c_d или эквивалентного коэффициента трения тормоза μ_a [1] в зависимости от скорости начала торможения v_a при фиксированном давлении в приводе тормозов. Скоростные характеристики определяются для «холод-

ных» тормозов в режиме единичного торможения с определенной начальной скорости до остановки. В расчет вводятся средние значения передаточного отношения c_d или соответствующие значения коэффициента μ_a за время торможения при установившемся давлении в приводе. Переменная скорость скольжения, а также переменная температура тормоза за цикл торможения являются неявными факторами, влияющими на среднюю величину c_d или μ_a . Среднее значение c_d определяет установившееся замедление автомобиля.

Скоростные характеристики тормозов выражаются трехкомпонентными функциями

$$c_d(v) = (A + Bv^a) e^{-cv} + D, \quad (1)$$

где A, B, C и D — коэффициенты, вычисляемые по опытным данным для определенных давлений в приводе;