

ливость трансмиссии при неизменной податливости шин. Эти мероприятия приводят к смещению АЧХ системы в зону более высоких частот и как следствие к уменьшению значений спектральной плотности момента в трансмиссии автомобиля.

На элементах трансмиссии, работающих не на всех передачах (детали коробки передач, раздаточной коробки и др.), при уменьшении значения оценочного критерия также формируется более благоприятный спектр нагрузок.

Л и т е р а т у р а

1. Дымшиц И.И., Геккер М.М. Методика расчета на прочность шестерен автомобильных коробок передач. - Труды НАМИ. - М., 1960.
2. Проектирование и расчет зубчатых колес автомобилей и тракторов. - Минск, 1966.
3. Основы прочности и долговечности автомобиля / Под ред. Б.В.Гольда. - М., 1967.
4. Прочность и долговечность автомобиля / Под ред. Б.В.Гольда. - М., 1975.
5. Гришкевич А.И., Бусел Б.У. Методика моделирования движения автомобилей на аналоговых вычислительных машинах. - Минск, 1975.
6. Шупляков В.С. Колебания и нагруженность трансмиссии автомобиля. - М., 1974.
7. Молибошко Л.А., Гришкевич А.И., Руктешель О.С. Динамические расчеты трансмиссий транспортных машин. - Минск, 1977.
8. Хемминг Р.В. Численные методы. - М., 1968.

УДК 629.113-597.5

Б.С.Фалькевич, Б.И.Морозов, С.С.Волкус,
Ю.Ф.Козлов, А.Ф.Майоров

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОДАТЛИВОСТИ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА РЕЗОНАНСНЫМ МЕТОДОМ

При расчетном исследовании гидравлического тормозного привода (ТП) необходимо иметь значения его некоторых параметров, влияющих на динамические свойства. К таким параметрам можно отнести: 1) содержание воздуха в рабочей жидкости; 2) податливость шлангов, деталей рабочих цилиндров и трубопроводов.

Определение содержания воздуха в тормозной жидкости и податливости элементов привода по статическим характеристикам затруднительно. Наряду с техническими трудностями при таком методе определения не раскрывается характер распреде-

ления воздуха в тормозном приводе, что сказывается на динамических свойствах ТП. Привод с одинаковыми статическими характеристиками может обладать различными динамическими свойствами. Для определения содержания воздуха в тормозном приводе, а также для выявления характера его распределения было проведено экспериментальное исследование тормозного привода частотными методами, включая исследование в резонансной зоне. Колебания давления жидкости создавались электрогидравлической следящей системой, включающей исполнительный орган противоблокировочного устройства. Для уменьшения числа параметров, влияющих на динамику привода, гибкие шланги были заменены жесткими трубопроводами.

Регистрация давлений на входе в исследуемый трубопровод и в колесном тормозном цилиндре производилась шлейфовым осциллографом Н-105. Использовались индуктивные датчики давления ДД-10 с усилительно-преобразовательной аппаратурой ИД-2и. При эксперименте варьировалось математическое ожидание входного давления (т.е. входной сигнал не был центрированным). Частота гармонической составляющей сигнала изменялась в диапазоне 0...70 Гц, для упрощения идентификации ее амплитуда выбиралась небольшой (3...5 ати.).

Характер распределения воздуха вначале выявлялся исследованием тормозного механизма с подсоединенным к нему прямым наклонным трубопроводом, длина которого равна длине реального трубопровода, используемого на автомобиле. Такой прием был обусловлен тем, что в прямом наклонном трубопроводе воздушные пузыри не образуются и поэтому различие частотных характеристик ТП с реальной тормозной магистралью и магистралью той же длины, но заведомо не содержащей воздушных пробок, укажет на наличие их в реальном тормозном трубопроводе. Экспериментальные частотные характеристики,

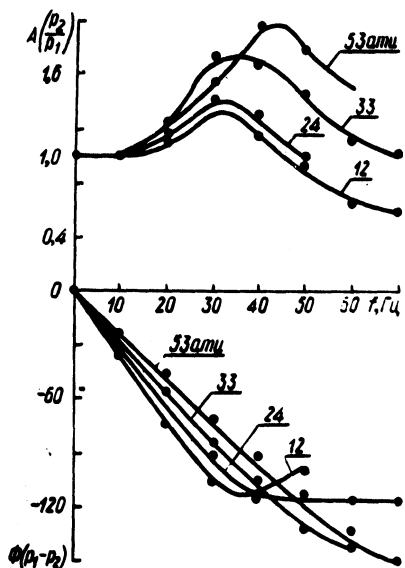


Рис. 1. Экспериментальные частотные характеристики.

полученные для серийного тормозного механизма с наклонным трубопроводом длиной 255 см и внутренним диаметром 0,4 см

при различных величинах математического ожидания входного давления, представлены рис. 1 (величины математических ожиданий давления приведены у соответствующих кривых).

Воздух, находящийся в тормозном приводе, может быть или растворенным в жидкости (такой воздух мало сказывается на величине модуля объемной упругости жидкости) или быть в виде воздушных пузырей [1]. В этом случае сжатие жидкости, содержащей воздух, складывается из двух процессов - сжатия воздушного пузыря и сжатия жидкости.

Рассмотрим случай нахождения нерастворенного воздуха в колесном тормозном цилиндре привода. Уравнения, описывающие процессы в тормозном приводе, будут иметь вид [2]:

$$\left. \begin{aligned} \dot{P}_2 &= \frac{E_{\text{пр}} Q_T}{V_0 + c_{\text{п}} E_{\text{пр}}} ; \\ \dot{Q}_T &= \frac{S_T^2}{m} (p_1 - p_2 - k_{\text{л}} Q_T) ; \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где P_1 - давление на входе в трубопровод; P_2 - давление в колесном цилиндре; $V_0 = V^{\text{в}} + V^{\text{ж}}$ - начальный объем жидкости и воздуха в тормозном приводе; $V^{\text{в}}$ - объем воздуха в колесном цилиндре; $V^{\text{ж}}$ - объем жидкости, находящейся в тормозном приводе; l , d , S_T - длина, диаметр и площадь поперечного сечения трубопровода; $c_{\text{ш}}$, $c_{\text{тм}}$ - жесткость шлангов и тормозного механизма; $c_{\text{л}} = c_{\text{ш}} + c_{\text{тм}}$ - жесткость тормозного привода; E_0 - модуль объемной упругости жидкости, не содержащей воздух; ν , ρ - кинематическая вязкость и плотность жидкости; $m = \rho l S_T$ - масса жидкости;

$k_{\text{г}} = \frac{V^{\text{в}}}{V^{\text{ж}}}$ - коэффициент содержания газа в жидкости при ат-

мосферном давлении; $E_{\text{пр}}$ - приведенный модуль упругости жидкости, равный в случае изотермического процесса сжатия воздушного пузыря [1],

$$E_{\text{пр}} = E_0 \frac{p_2 (p_2 + k_{\text{г}})}{p_2^2 + E_0 k_{\text{г}}}$$

$k_{\text{л}}$ -- коэффициент пропорциональности, при ламинарном режиме течения жидкости равный

$$k_{\text{л}} = 128 \frac{\rho l \nu}{\pi d^4}$$

Система уравнений (1) нелинейна за счет нелинейной зависимости $E_{\text{пр}}$ от P_2 . Линеаризуем систему разложением нелинейной функции в ряд Тейлора. В равновесном состоянии $\dot{p}_1 = 0$; $\dot{p}_2 = 0$; $p_{10} = p_{20}$; здесь p_{10} и p_{20} - значения давлений p_1 и p_2 в равновесном состоянии. После линеаризации и преобразования система уравнений (1) будет иметь вид

$$p_1 = p_2 \left[\frac{m(V_0 + c_{\text{п}} E_{\text{пр}})}{S_{\text{T}}^2 E_{\text{пр}}} S^2 + \frac{k_{\text{л}}(V_0 + c_{\text{п}} E_{\text{пр}})}{E_{\text{пр}}} S + 1 \right], \quad (2)$$

где S - алгебраизированный оператор дифференцирования.

Уравнение (2) удовлетворительно описывает установившиеся давления жидкости небольших амплитуд. Передаточная функция будет иметь вид

$$W\left(\frac{P_2}{P_1}\right) = \frac{1}{T^2 S^2 + 2\xi TS + 1}, \quad (3)$$

где

$$T = \sqrt{\frac{\rho l (V_0 + c_{\text{п}} E_{\text{пр}})}{E_{\text{пр}} S_{\text{T}}}}; \quad \xi = \frac{k_{\text{л}}}{2} \sqrt{\frac{(V_0 + c_{\text{п}} E_{\text{пр}}) S_{\text{T}}}{\rho l E_{\text{пр}}}}$$

Передаточная функция (3) соответствует колебательному звену с динамическими параметрами T и ξ . Отсюда при $\xi \leq 0,2$ определим круговую частоту резонанса колебательного звена:

$$\omega_p = \frac{1}{T} = \sqrt{\frac{S_{\text{T}} E_{\text{о}} p_{20} (p_{20} + k_{\text{Г}})}{\rho l [V_{\text{о}} (p_{20}^2 + E_{\text{о}} k_{\text{Г}}) + E_{\text{о}} p_{20} (p_{20} + k_{\text{Г}}) c_{\text{п}}]}}. \quad (4)$$

Используя уравнение (4) при $c_{\text{п}} = c_{\text{тм}}$, можно представить $k_{\text{Г}}$ функцией ω_p и математического ожидания давления p_{20} :

$$k_{\text{Г}} = \frac{S_{\text{T}} E_{\text{о}} p_{20}^2 - \omega_{\text{рез}}^2 \rho l p_{20}^2 (V_{\text{о}} + c_{\text{тм}} E_{\text{о}})}{\omega_{\text{рез}}^2 E_{\text{о}} \rho l (V_{\text{о}} + c_{\text{тм}} p_{20}) - S_{\text{T}} E_{\text{о}} p_{20}}. \quad (5)$$

Чтобы определить величину $k_{\text{Г}}$ по формуле (5), нужно знать величину эквивалентной жесткости тормозного механизма, зависящей от податливости манжет и других элементов рабочего тормозного цилиндра. Эти величины легко определить, пользуясь тем, что величина модуля упругости жидкости, содержащей воздух, зависит от давления. Кривые полученные в результате расчета и выражающие зависимость $E_{\text{пр}}$ от давления при раз-

ных k_{Γ} , показаны на рис. 2 (величины k_{Γ} приведены у соответствующих этим значениям кривых). При математических ожиданиях давления $p_{20} > 60$ ати мы видим, что $E_o \approx E_{пр}$. Ошибка, допускаемая при этом в реальном диапазоне изменения k_{Γ} , не превышает 6%. С учетом изложенного, из выражения(5) для $p_{20} > 60$ ати получим:

$$C_{TM} = \frac{S E_o - \rho V_o \omega^2}{E_o \rho \omega_p^2 p_{20}} \quad (6)$$

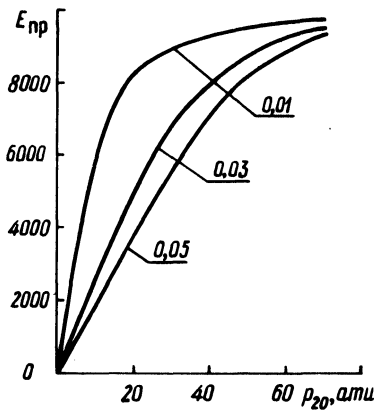


Рис. 2. Зависимость приведенного модуля упругости жидкости от давления.

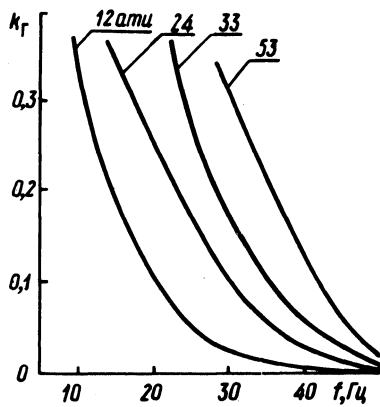


Рис. 3. Зависимость коэффициента содержания газа в жидкости от частоты.

Таким образом, экспериментально определив частоту резонанса при $p_{20} \approx 60$ ати, легко вычислить эквивалентную жесткость рабочего тормозного цилиндра. Этот же метод годится и для определения жесткости тормозных шлангов. Ошибка определения жесткости серийного тормозного шланга по данному методу составила 8%.

На рис. 3 показана зависимость k_{Γ} от ω для привода, имеющего следующие параметры: $E_{\sigma} = 10^4$ кгс/см²; $s = 0,00279$ см³/ати; $\rho = 97 \cdot 10^{-8}$ кгс-с²/см⁴; $l = 255$ см; $V_{\sigma} = 30$ см³; $d = 0,4$ см (величины математических ожиданий давления указаны у соответствующих кривых).

Описанный расчетно-экспериментальный метод, использующий относительно простую аналитическую базу, позволяет с допустимой погрешностью (не более 10%) определять жесткость

шлангов, содержание воздуха, модуль упругости жидкости, а также выявлять место сосредоточения воздуха в гидравлическом тормозном приводе.

Л и т е р а т у р а

1. Башта Т.М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика. – М., 1972. 2. Гамынин Н.С. Гидравлический привод систем управления. – М., 1972.

УДК 629.113-585.1-752

Л.А.Барминова

К ВОПРОСУ ВЫБОРА РАСЧЕТНЫХ СХЕМ ДЛЯ АНАЛИЗА КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ В ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ

Большинство работ, посвященных динамическому анализу колебательных процессов в трансмиссии, использует в качестве расчетных схем приведенные рядные динамические системы, состоящие из сосредоточенных масс, соединенных участками безынерционного вала. Реальные же крутильные системы трансмиссий отличаются значительной сложностью: они содержат большое число элементов с сосредоточенными и распределенными параметрами, разветвления, кольцевые участки и т.п. По-видимому, по сравнению с линейной дискретной схемой, более близкой к реальной механической системе моделью может служить динамическая схема, содержащая, кроме сосредоточенных масс и упругих безынерционных звеньев, участки с распределенными параметрами. Применение ЭВМ при этом дает возможность получить достаточно хорошее приближение для значений не только низших, но и высших частот, а также оценить изменение крутящего момента.

Метод расчета изложим, взяв в качестве модели машинного агрегата автомобиля динамическую схему, приведенную на рис. 1. На схеме приняты следующие обозначения: I_1 – момент инерции маховика двигателя и диска сцепления; I_2 – момент инерции половины карданного вала, ручного тормоза и коробки передач; I_3 – момент инерции половины карданного вала, деталей главной передачи, половина момента инерции полуосей; I_4 – момент инерции ведущих колес с барабанами и дисками в сборе и половина момента инерции полуосей; I_5 – момент инерции поступательно движущейся массы автомобиля; e_1 – суммарная податливость валов коробки передач; e_2 – податливость карданного