Таким образом, теоретические и экспериментальные иссле - дования динамики контура пневмопривода задних тормозов автомобиля в циклическом режиме работы позволили оценить влияние параметров привода, режима работы и сигналов регулирования (частоты f и скважности τ) на быстродействие и качество переходных процессов регулирования тормозного момента, установить диапазон рабочих частот привода, место установки и количество модуляторов в схеме привода, а также определить требования по выбору параметров модулятора.

Литература

1. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динамика пневмогидравлических систем управления автомобилей. - Мн., 1977, 68 с. (Ротапринт БПИ).

УДК 629.113.001.6

Д.В.Степанов, О.С.Руктешель

К ВОПРОСУ О МЕТОДЕ МОДЕЛИРОВАНИЯ ДВИЖЕНИЯ БОЛЬШЕГРУЗНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ НА СТЕНДЕ ПРИ ПОНИЖЕННЫХ МОЩНОСТЯХ

Специфика стендовых испытаний систем автоматического управления (САУ) трансмиссией заключается в необходимости имитации на стенде эксплуатационных режимов движения автомобиля. Такие испытания целесообразно проводить на инерционном стенде,включающем в себя двигатель,испытываемую трансмиссию, инерционную массу и тормозную установку. Стендовые испытания САУ трансмиссией большегрузных автомобилей, связаны со значительными трудностями. Большой вес автомобилей, снабженных мощными дизельными двигателями, и значительные моменты сопротивления, возникающие при движении, затрудняют и даже делают невозможными испытания их трансмиссий на стенде с имитацией реальных режимов движения. Увеличение грузоподъемности автомобилей и мощности их двигателей еще более затрудняют такие испытания. Одно из направлений преодоления трудностей заключается в создании новых методов испытаний с применением элементов теории подобия и моделирования.

Рассмотрим возможность проведения испытаний САУ трансмиссией на стенде при пониженных мощностях. Из условия подобия сложных систем [1] известно, что если к модели присоединить натуральные управляющие устройства, то такая модель будет подобна оригиналу при подобии условий их присоединения. Таким образом, САУ трансмиссией можно испытывать и доводить на стенде пониженной мощности, являющемся физической моделью испытываемого автомобиля. Этот стенд включает в себя двигатель уменьшенной мощности и инерционную массу, меньшую, чем необходимо для моделирования инерции испытываемого транспортного средства. Мощность дизельного двигателя на стенде уменьшена путем ограничения хода рейки топливного насоса. Подобие условий присоединения в нашем случае заключается в подобии входных данных, поступающих в САУ трансмиссией.

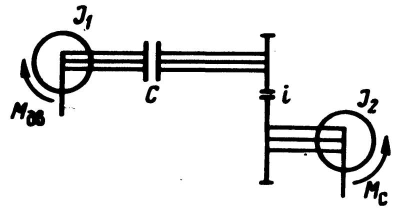

Рис. 1. Динамическая система машинного агрегата автомобиля.

Найдем условия, при которых процесс движения автомобиля (натуры) при замкнутом сцеплении подобен процессу движения на стенде пониженной мощности (модели), т.е. условия, при которых стенд пониженной мощности является моделью реального испытываемого автомобиля. Для этого динамическую систему машинного агрегата автомобиля представим в виде двух масс, связанных между собой сцеплением и безынерционным редуктором (рис. 1). Здесь J_1 – приведенный к коленчатому валу момент инерции подвижных частей двигателя, сцепления и деталей КП, расположенных до переключаемой шестерни; J_2 – приведенный к вторичному валу КП момент инерции оставшихся деталей трансмиссии и ведущих колес, а также маховика, эквивалентного поступательно движущейся массе автомобиля и ведомых колес; $M_{дв}$ – крутящий момент двигателя; M_c – момент сопротивления движению автомобиля, приведенный к вторичному валу КП; i – передаточное число редуктора; c – сцепление.

Податливостью упругих звеньев системы в данном случае пренебрегаем, так как на решение задач тяговой динамики колебательные процессы в трансмиссии практически не влияют.

Движение инерционных масс такой системы при замкнутом сцеплении описывается следующим дифференциальным уравнением:

$$(J_1 i^2 + J_2)\dot{\omega}_{12} = M_{дв}\, i\eta - M_c,$$

где $\dot{\omega}_{12}$ – угловое ускорение масс J_1 и J_2; η – КПД трансмиссии. Обозначим $J_1 i^2 + J_2 = J_o$, тогда уравнение движения автомобиля будет иметь вид

$$J_o \dot{\omega}_{12} = M_{дв}\, i\eta - M_c. \qquad (1)$$

При $M_{дв} = const$ и $M_c = const$ уравнение (1) линейное. Найдем условие подобия между моделью и натурой. Необходимыми и достаточными предпосылками для подобия являются пропорциональность сходственных параметров, входящих в условие однозначности, и равенство определяющих критериев подобия [1].

Находим критерии подобия на основе анализа размерностей. Для этого выявляем параметры, характеризующие процесс:

$$P_1 = J_o; \quad P_2 = \omega; \quad P_3 = M_{дв};$$

$$P_4 = t; \quad P_5 = i; \quad P_6 = \eta; P_7 = M_c.$$

Число параметров m равно 7.

Функциональная зависимость, подлежащая исследованию, имеет вид

$$\varphi(J_o, \omega, t, M_{дв}, i, \eta, M_c) = 0. \qquad (2)$$

Выбираем три независимые единицы применительно к системе измерения LMT и составляем матрицу размерностей

$$[J] = [L]^2 [M]^1 [T]^0; \quad [i] = [L]^0 [M]^0 [T]^0;$$

$$[\omega] = [L]^0 [M]^0 [T]^{-1}; \quad [\eta] = [L]^0 [M]^0 [T]^0;$$

$$[t] = [L]^0 [M]^0 [T]^1; \quad [M_c] = [L]^2 [M]^1 [T]^{-2};$$

$$[M_{дв}] = [L]^2 [M]^1 [T]^{-2};$$

Устанавливаем число независимых параметров. Оно равно трем:

$$P_1 = J_o; \quad P_2 = \omega; \quad P_3 = M_{дв}.$$

Проверяем правильность выбора числа независимых параметров, составив матрицу размерностей независимых параметров,

$$A = \begin{pmatrix} n_{11} & n_{12} & n_{13} \\ n_{21} & n_{22} & n_{23} \\ n_{31} & n_{32} & n_{33} \end{pmatrix},$$

где n_{i1} – показатель системы при $[L]$; n_{i2} – при $[M]$; n_{i3} – при $[T]$. Определитель матрицы A

$$D = \begin{vmatrix} 2 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & -1 \\ 2 & 1 & -2 \end{vmatrix} = 0.$$

Следовательно, число независимых параметров меньше трех. Уменьшаем порядок определителя. Так как $D_1 = \begin{vmatrix} 1 & 2 \\ 1 & 2 \end{vmatrix} = 0$, а $D_2 = \begin{vmatrix} 2 & 0 \\ 2 & -2 \end{vmatrix} \neq 0$, то число независимых параметров k равно 2, и число критериев подобия $n = m - k = 7 - 2 = 5$. Принимаем за независимые параметры процесса частоту вращения ω и крутящий момент двигателя $M_{дв}$, тогда критерии подобия

$$\Pi_1 = \frac{J_o \omega^2}{M_{дв}}; \; \Pi_2 = \omega t; \; \Pi_3 = \frac{M_c}{M_{дв}}; \; \Pi_4 = i; \Pi_5 = \eta,$$

а критериальное уравнение

$$\Pi_2 = f(\Pi_1, \Pi_3),$$

т.е. критерии подобия Π_4 и Π_5 не являются определяющими.

Все соотношения, выведенные ранее, справедливы для уравнения (1) и при $M_{дв} \neq const$, $M_c \neq const$, если относительные характеристики сходственных нелинейных параметров совпадают для модели и натуры [1]. В рассматриваемом случае относительные характеристики крутящего момента двигателя модели и натуры совпадают. Ограничение хода рейки топливного насоса не изменяет частотный диапазон работы двигателя, а кривые крутящего момента двигателя при частичных режимах работы с допустимой для инженерных расчетов точностью могут быть приняты эквивалентными кривой при полной нагрузке [2].

Следовательно, для соблюдения подобия процессов в трансмиссии на стенде пониженной мощности и автомобиле при режимах разгона и движения без переключения передач необходимо и достаточно равенство двух определяющих критериев:

$$\Pi_1 = \frac{J_o \omega^2}{M_{дв}}; \quad \Pi_3 = \frac{M_c}{M_{дв}},$$

Они позволяют определить масштабы, связывающие параметры стенда и моделируемого транспортного средства, что необходимо как при проектировании стенда для испытания САУ трансмиссией, так и при обработке результатов, полученных на нем.

Литература

1. Веников В.А. Теория подобия и моделирования. – М., 1976. 2. Крутов В.И. Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания. – М., 1968.

УДК 629.113.01.592

Г.И.Мамити

ФУНКЦИОНАЛЬНЫЙ РАСЧЕТ БАРАБАННЫХ ТОРМОЗОВ

Под функциональным расчетом тормоза понимается определение момента трения, создаваемого тормозом, при известных геометрических параметрах его и исполнительного органа и приводных усилиях.

Вопросами функционального расчета занимались многие исследователи, однако наиболее результативными являются работы [1 – 3]. В этих работах получены формулы для определения момента трения барабанного тормоза с неподвижными центрами вращения колодок, которые выгодно отличаются тем, что с их помощью тормозной момент определяется непосредственно,без введения таких промежуточных параметров, приводящих к ненужным усложнениям,как,например, равнодействующая сил трения и радиуса ее приложения.

Впервые расчетная формула для тормозного момента, учитывающая равномерный закон распределения давления по длине накладок, была получена акад. Е.А.Чудаковым [1], а формула, учитывающая синусоидальный закон, впервые приведена в работе [2]. В работе [3] повторены результаты, содержащиеся в [1], [2], и впервые получена формула, учи-