

где $(\mu f)_{z_i}$ и $(\mu f)'_{z_i}$ — эквивалентные пропускные способности пневмоцепи от i -го ресивера до i -й тормозной камеры соответственно при ее наполнении и опорожнении, которые определяются по работе [2].

Значения V_i, z_i, M_{Ti} вычисляются по зависимостям, аналогичным (11) — (13).

Таким образом, разработанная математическая модель пневмопривода протитормозной системы грузового автомобиля позволяет исследовать различные установки модуляторов на автомобиле и различные алгоритмы регулирования давления и тормозного момента, а также оценить влияние параметров пневмопривода на его динамические характеристики. Эта модель является составной частью общей математической модели всей пневматической протитормозной системы грузового автомобиля, которая дополнительно включает модель, описывающую движение автомобиля при торможении, и модель, описывающую логику работы электронно-решающего блока.

ЛИТЕРАТУРА

1. Автушко В.П. Математическая модель гидропривода протитормозной системы автомобилей особо большой грузоподъемности. — В сб.: Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин. Минск, 1980, вып. 15, с. 13—25.
2. Герц Е.В., Крейнин Г.В. Расчет пневмоприводов: Справочное пособие. — М., 1975. — 272 с.
3. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. — М., 1980, — 232 с.

УДК 629.113—585

М.М.Белоус, А.И.Гришкевич

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТРЕБУЕМОЙ ТОЧНОСТИ РАБОТЫ СИСТЕМЫ ЦЕНТРАЛЬНОЙ СИНХРОНИЗАЦИИ

Вопрос о точности работы возникает при создании любой системы управления, так как он связан с размерами ее элементов, требованиями к качеству деталей, с надежностью и стоимостью. Сложность задачи заключается в необходимости получения ответа до начала разработки самой системы.

При определении требуемой точности работы системы центральной синхронизации положение усугубляется еще и тем, что требования к точности системы зависят от конструкции трансмиссии автомобиля, так как динамические нагрузки в трансмиссии при определенном рассогласовании частот вращения ведущих и ведомых частей коробки передач в момент включения передачи зависят от динамической схемы трансмиссии.

Исследования проводились на комплексе, состоящем (рис. 1) из системы управления А и аналоговой вычислительной машины (АВМ) Б. На АВМ

набиралась модель трансмиссии автомобиля 8 с дизельным двигателем 7, а также модель исполнительного механизма коробки передач 6 и модели приводов органа топливоподачи 3, заслонки моторного тормоза 4 и сцепления 5. Система управления состояла из электронного управляющего блока 2, выполненного на интегральных микросхемах и селектора 1. Параметры динамической системы соответствовали автомобилю МАЗ-5335. Решение осуществлялось в масштабе пятидесятикратного замедления по времени.

В процессе исследования фиксировались частота вращения первичного вала коробки передач ω_1 , частота вращения выходного вала коробки передач, приведенная к первичному валу $\omega_2 \cdot i_{\text{КП}}$, крутящий момент на выходном валу коробки передач, приведенный к первичному валу $M_{\text{К}}$, и отметка времени.

Порядок работы комплекса при переключении передач следующий. В течение времени t_0 моделируется движение на исходной передаче, при этом разность частот вращения $\Delta \omega$ определяется выражением (1)

$$\Delta \omega = \omega_1 - \omega_2 \cdot i_{\text{КП}}' \quad (1)$$

После подачи сигнала с помощью селектора на включение новой передачи (время t_3) в электронном управляющем блоке получается несоответствие сигналов включенной передачи с той, которую необходимо включить. В такой ситуации электронный управляющий блок выдает сигналы на перемещение органа топливоподачи (здесь и далее под названиями реальных органов управления понимаются их модели) в положение минимальной подачи, на выключение сцепления и выключение предыдущей передачи. Одновременно анализируются номера передач включенной и включаемой. Этот анализ дает возможность определить направление переключения, и в электронном управляющем блоке запоминается соответствующий сигнал. Вместе с тем частота вращения выходного вала коробки передач приводится к первичному валу с новым значением передаточного отношения $i_{\text{КП}}''$. В конце этого такта вследствие выключения передачи крутящий момент в трансмиссии уменьшается до нуля.

В следующем такте включается сцепление и в зависимости от направления переключения орган топливоподачи перемещается либо в положение максимальной подачи, либо остается в положении минимальной подачи и вводится в действие моторный тормоз. Разность между частотами вращения начинает уменьшаться, система управления следит за этим изменением и в момент, когда выполняется условие (2)

$$\Delta \omega = \omega_1 - \omega_2 \cdot i_{\text{КП}}'' = 0, \quad (2)$$

выдает сигнал на включение новой передачи. Длительность такта определяет время синхронизации t_c .

Ввиду инерционности привода исполнительного механизма коробки передач включение передачи произойдет спустя время t_3 . За этот период вновь появится некоторая величина рассогласования частот вращения. Поэтому включение передачи произойдет не плавно, а с ударом, который характеризуется резким нарастанием значения крутящего момента до величины $M_{кmax}$. Этот динамический момент зависит от величины рассогласования частот вращения, вводимых в зацепление при включении передачи элементов зубчатых муфт.

После включения новой передачи орган топливоподачи и моторный тормоз возвращаются в исходное положение. Режим работы комплекса соответствует движению автомобиля на новой передаче (время t_K).

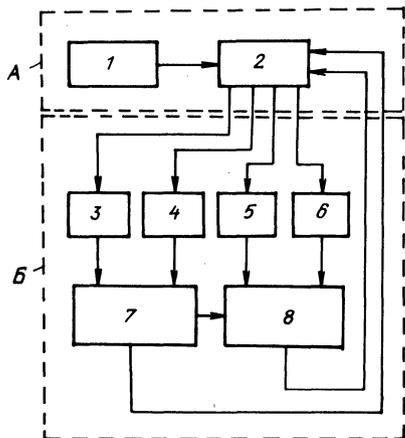


Рис. 1. Блок-схема комплекса система управления - аналоговая вычислительная машина.

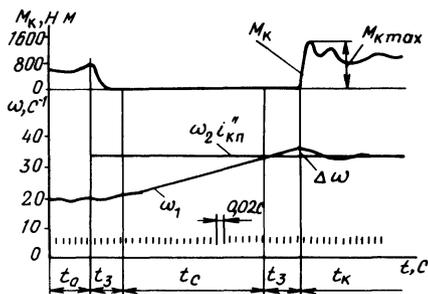


Рис. 2. Осциллограмма процесса переключения с высшей передачи на низшую.

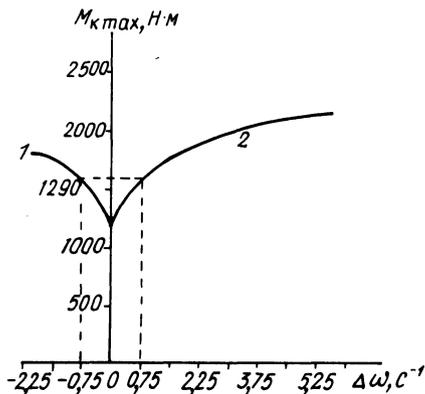


Рис. 3. Зависимость максимального динамического момента, приведенного к первичному валу, от величины рассогласования частот вращения вводимых в зацепление элементов коробки передач:

1 — переключение с низшей передачи на высшую; 2 — переключение с высшей передачи на низшую.

На рис. 2 приведен образец осциллограммы процесса переключения с высшей передачи на низшую.

В результате исследования получена зависимость максимального динамического момента от величины рассогласования частот вращения вводимых в зацепление элементов в момент включения передачи. График этой зависимости представлен на рис. 3.

Если задаться условием, что величина динамического момента при включении передачи не должна превосходить момента по сцеплению, то, исходя из графика, допустимая величина рассогласования будет равна $\pm 0,75 \text{ с}^{-1}$. При этом принято, что номинальный момент двигателя ЯМЗ–236 равен $667 \text{ Н}\cdot\text{м}$, а коэффициент запаса сцепления – $1,8$.

Получить от системы управления такую точность возможно, поскольку, по имеющимся сведениям [1], фирма "Ford" в разработанной системе ESTA достигла точности работы, обеспечивающей среднюю величину рассогласования частот вращения при переключении передач до $\pm 0,5 \text{ с}^{-1}$.

ЛИТЕРАТУРА

1. Semi – automatic transmission developed by Ford. – Coaching Journal and Bus Review, 1974, Vol. 42, № 9, p. 34–35.

УДК 629.113.001.6

А.И.Гришкевич, О.С.Руктешель, Д.В.Степанов

ИМИТАЦИЯ ДОРОЖНЫХ УСЛОВИЙ НА СТЕНДЕ ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ МЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ АВТОМОБИЛЯ

Одним из основных при разработке систем автоматического управления (САУ) трансмиссией автомобиля является вопрос ее испытания и доводки. Специфика стендовых испытаний трансмиссии с САУ заключается в необходимости имитации на стенде эксплуатационных режимов движения автомобиля.

Существуют барабанные стенды [1, 2], позволяющие имитировать такие режимы работы трансмиссии, но для этого требуется постановка на стенд всего автомобиля, что затрудняет и удорожает испытания трансмиссии с САУ. Поэтому такие испытания целесообразно проводить на инерционном стенде, который должен позволять имитировать режимы работы трансмиссии при движении автомобиля в эксплуатационных условиях. Инерционный стенд включает в себя двигатель, испытываемую трансмиссию с САУ, инерционный маховик и тормозную установку [3].