

ния заканчивается. Новый такт начинается с приходом следующего импульса от датчика 4 на счетчик 14.

Экспериментальная проверка описанного устройства показала ее функциональную работоспособность и надежность [4].

### Л и т е р а т у р а

1. Белоус М.М. Центральные синхронизаторы в ступенчатых механических трансмиссиях. – В сб.: Автотракторостроение: Автоматические системы управления мобильными машинами. Минск, 1979, вып. 12, с. 74–79. 2. А. с. 874402 (СССР). Система центральной синхронизации ступенчатой механической трансмиссии транспортного средства / М.М.Белоус, А.И.Гришкевич. – Оpubл. в Б. И., 1981, № 39. 3. Белоус М.М., Гришкевич А.И., Карпов А.В. Алгоритмизация работы систем автоматического управления ступенчатыми трансмиссиями с центральной синхронизацией. – Рукопись деп. в БелНИИТИ 28.08.79, № 72. – 11 с. 4. Белоус М.М., Гришкевич А.И., Степанов Д.В. О некоторых результатах стендовых испытаний системы центральной синхронизации ступенчатой механической трансмиссии. – Рукопись деп. в БелНИИТИ 28.04.81, № 264. – 15 с.

УДК 629.113 – 597.5

Н.Ф.Метлюк, д-р техн. наук,  
П.Р.Бартош, канд. техн. наук,  
Нгуен Ныок (БПИ)

### К РАСЧЕТУ ПЕРЕХОДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ

При математическом описании пневматических тормозных приводов автомобилей и автопоездов обычно принимается ряд допущений. Эти допущения должны быть всегда обоснованными, так как из-за стремления получить более простую и удобную для практического использования математическую модель иногда искажается описание процессов, протекающих в пневматических приводах, что отрицательно сказывается на точности расчетов.

В процессе математического моделирования приводов давление на входе отдельных пневматических звеньев и цепей принимается как постоянным, так и изменяющимся во времени. Четких рекомендаций по этому вопросу в литературе нет, поэтому представляется необходимым уточнить, при каких соотношениях  $\chi = V_1/V$  объемов наполняемой  $V_1$  и опоражниваемой  $V$  емкост-

той давление сжатого воздуха в опораживаемой емкости можно принимать постоянным ( $p_0 = \text{const}$ ). Для этого необходимо оценить погрешность расчета времени наполнения емкости  $V_1$  (рис. 1, а) в случае замены изменяющегося давления на входе ДЕ-звена постоянным давлением.

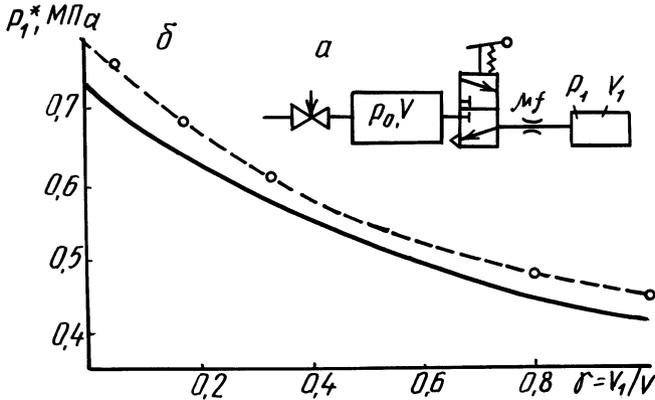


Рис. 1. Схема пневматической цепи (а); зависимость значений конечных давлений  $p_1^*$  от соотношения объемов  $\gamma = V_1/V_{\text{пневмоцепи}}$  (— расчетные кривые, - - о - - экспериментальные кривые) при  $p_{0 \text{ max}} = 0,8$  МПа (б).

Погрешность расчета определяется в процентах выражением

$$\epsilon = \frac{t_c - t_v}{t_c} 100, \quad (1)$$

где  $t_c$  и  $t_v$  - время переходного процесса (наполнения емкости  $V_1$ ) соответственно при постоянном и переменном давлениях на входе.

Переходный процесс заканчивается после выравнивания давлений в обеих емкостях (рис. 1, а). Конечное давление  $p'$  определяется по выражению, полученному исходя из уравнения Менделеева — Клайперона:

$$p' = \frac{p_{0 \text{ max}} + \gamma p_{1 \text{ нач}}}{1 + \gamma},$$

где  $p_{0 \text{ max}}$  - максимальное давление на входе ДЕ-звена,  $p_{0 \text{ max}} = 0,8$  МПа;  $p_{1 \text{ нач}}$  - начальное давление в наполняемой емкости,  $p_{1 \text{ нач}} = 0,1$  МПа.

На практике переходный процесс считается [1] законченным, когда давление в обеих пневматических емкостях изменится на 90% от максимального изменения давления, т. е.

$$p_1^* = p_{1 \text{ нач}} + 0,9(p' - p_{1 \text{ нач}}) = 0,1 p_{1 \text{ нач}} +$$

$$+ 0,9 \frac{P_{0 \max} - \gamma P_{1 \text{нач}}}{1 + \gamma} \quad (2)$$

По результатам аналитического и экспериментального исследований получена графическая зависимость между величинами  $\gamma$  и значениями конечных давлений  $p_1^*$  (рис. 1, б).

Время  $t_c$  переходного процесса при постоянном давлении на входе в ДЕ-звено определяется по выражению [1]

$$t_c = \frac{V_1}{k(\mu f)v_{кр}A} (1,2 - 0,9 \frac{P_{1 \text{нач}}}{P_{0 \max}}), \quad (3)$$

где  $k$  - показатель адиабаты,  $k = 1,4$ ;  $(\mu f)$  - пропускная способность дросселя (трубопровода, клапана),  $\text{м}^2$ ;  $v_{кр}$  - критическая скорость истечения воздуха,  $\text{м/с}$ ;  $A = 0,654$ .

Время  $t_v$  при переменном давлении на входе в ДЕ-звено

$$t_v = \frac{V_1}{k(\mu f)v_{кр}A} \left\{ \frac{1}{\gamma} \ln \frac{[P_{0 \max} + \gamma P_{1 \text{нач}} - (\gamma + 1)p_1] P_{0 \max}}{(P_{0 \max} + \gamma P_{1 \text{нач}} - \gamma p_1)(P_{0 \max} - P_{1 \text{нач}})} + \frac{B\gamma + 1}{\gamma(\gamma + 1)} \ln \frac{P_{0 \max} - P_{1 \text{нач}}}{P_{0 \max} + \gamma P_{1 \text{нач}} - (\gamma + 1)p_1} \right\}, \quad (4)$$

где  $B = 1,13$  [1];  $p_1$  - текущее давление в наполняемой пневматической емкости, МПа.

После подстановки в формулу (4) вместо  $p_1$  выражения (2)

$$t_v = \frac{V_1}{k(\mu f)v_{кр}A} \left[ \frac{1}{\gamma} \ln \frac{0,1 P_{0 \max} (\gamma + 1)}{0,9 \gamma P_{1 \text{нач}} + (0,1 \gamma + 1) P_{0 \max}} + \frac{B\gamma + 1}{\gamma(\gamma + 1)} \ln 10 \right]. \quad (4a)$$

Подставив выражения (3) и (4a) в уравнение (1), получим (в %)

$$\epsilon = \left[ 1 - \frac{\frac{1}{\gamma} \ln \frac{0,1 P_{0 \max} (\gamma + 1)}{0,9 \gamma P_{1 \text{нач}} + (0,1 \gamma + 1) P_{0 \max}} + \frac{B\gamma + 1}{\gamma(\gamma + 1)} \ln 10}{1,2 - 0,9 \frac{P_{1 \text{нач}}}{P_{0 \max}}} \right] 100.$$

По результатам расчета (при  $P_{0 \max} = 0,8$  МПа и  $P_{1 \text{нач}} = 0,1$  МПа) и экспериментального исследования построен график (рис. 2), отражающий взаимосвязь между параметром и погрешностью расчета переходных характеристик пневмоцепи (рис. 1, а) в случае замены изменяющегося давления на входе ДЕ-звена постоянным давлением.

Результаты экспериментального исследования, приведенные на рис. 1 и 2, получены с помощью специальной установки (рис. 3),

содержащей следующие основные агрегаты и узлы: 1 - компрессор, 2, 4, 6 - краны, 3 - ресивер, 5 и 7 - пневматические емкости испытываемой системы.

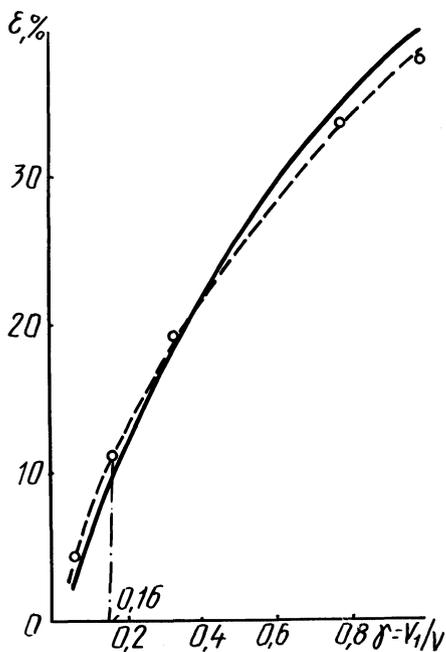


Рис. 2. Зависимость погрешности расчета  $\varepsilon$  (условные обозначения см. рис. 1).

Визуальный контроль значений давлений в узлах системы осуществлялся по манометрам М1, М2, М3. В камерах 5 и 7 устанавливались датчики ДИ-10, с помощью которых регистрировались значения давлений. В процессе экспериментальных исследований объемы камер 5 и 7 изменялись. Кроме того, изменялась пропускная способность трубопровода, соединяющего пневматические емкости 5 и 7. Для этого использовались специальные дроссели, устанавливаемые в штуцеры.

Полученный график (рис. 2) позволяет оценить погрешность расчета переходных характеристик пневматических звеньев и цепей. Например, если соотношение объемов (рис. 1, а)  $\gamma = V_1/V = 0,16$ , то погрешность расчета  $\varepsilon$ , определенная по рис. 2, рав-

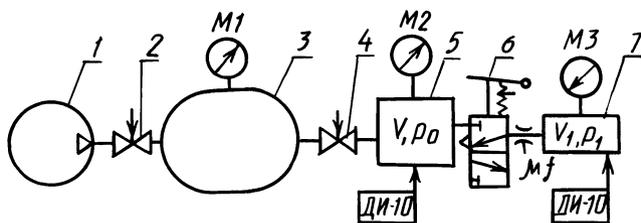


Рис. 3. Схема установки для исследования динамики пневматических звеньев и цепей.

на 10%. Поэтому в зависимости от требуемой точности расчета по графику (рис. 2) устанавливается возможность упрощения расчета переходных характеристик путем замены при математическом моделировании переменного давления на входе в пневматическое звено постоянным давлением.

## Л и т е р а т у р а

1. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. - М., 1980. - 232 с.

УДК 629.113:656.13.052.444

Ф.Л.Пекер, С.А.Кондратьев (БПИ),  
Л.А.Лавриненко (ЛуАЗ)

### К ВОПРОСУ ОЦЕНКИ ТОРМОЗНЫХ КАЧЕСТВ АВТОМОБИЛЯ ЛуАЗ

Функциональное назначение автомобиля ЛуАЗ-969М, который является автомобилем малого класса повышенной проходимости, обусловило существенные компоновочные его отличия, влияющие на динамику торможения. Учитывая, что к числу этих отличительных черт относятся малая база, высоко расположенный центр тяжести и значительное распределение веса на переднюю ось, можно сделать вывод о высокой "чувствительности" этого автомобиля к самым различным факторам, оказывающим влияние на процесс торможения. Исследовать степень влияния каждого из факторов экспериментально довольно сложно, так как при этом требуется многократная переделка автомобиля и проведение большого объема дорожных испытаний. Данную задачу целесообразнее решать, разработав математическую модель и исследуя с помощью составленного на ее основе программного модуля влияние различных факторов на процесс торможения автомобиля [1].

Отметим, что использование ЭВМ позволяет, располагая относительно небольшой информацией об автомобиле, ответить на широкий круг вопросов, например таких, как влияние быстродействия и синхронности работы тормозного привода, типа и размеров колесных тормозных механизмов, характеристик шин, весовых и геометрических показателей автомобиля на его тормозные качества. Кроме этого, моделирование на ЭВМ позволяет рассматривать экстренное и служебное торможения, а также оценивать траекторную и курсовую устойчивость как на прямой, так и криволинейной траектории.

С учетом всех этих вопросов разработана математическая модель и на ее основе составлен программный модуль, основное назначение которого - оценка тормозных качеств автомобиля путем "машинного эксперимента" на ЭЦВМ. Модуль выполнен на алгоритмическом языке ПЛ/1 в операционной системе ДОС ЕС ЭВМ и позволяет рассчитывать процесс торможения двухосного автомобиля при движении по прямой и при движении по кривой в