

Н.Ф. Метлюк, В.П. Автушко, А.Г. Денисов,  
В.В. Капустин

## ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОНТУРА ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ "ЭЛЕКТРОКЛАПАН--ТОРМОЗНОЙ ЦИЛИНДР"

В общем комплексе задач по разработке ПБУ первостепенное значение имеет исследование статических и динамических характеристик звеньев тормозной системы. Наиболее часто динамические свойства звеньев гидропривода описываются амплитудно-частотными и фазо-частотными характеристиками (АЧХ и ФЧХ). При уточненном динамическом анализе возникает необходимость учета нелинейности тормозного гидропривода (гистерезис тормозного механизма и электроклапана, трение в золотнике и тормозном цилиндре и др).

В литературе по автоматическому управлению систем широко освещается методика определения АЧХ и ФЧХ преимущественно электрических и электронных устройств с линеаризованными математическими моделями [1, 2]. При исследовании частотных характеристик этих устройств формирование гармонического входного сигнала переменной частоты и постоянной амплитуды не вызывает затруднений. Формирование гармонических колебаний давления на входе пневматического или гидравлического контура реального тормозного привода практически невозможно из-за наличия нелинейности и сил трения в генераторе колебаний и в контуре привода.

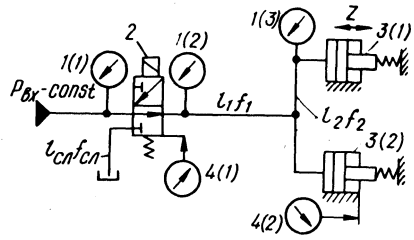
Работа контура гидравлического тормозного привода типа БелАЗ-549 с ПБУ осуществляется в циклическом режиме с переменными частотой, скважностью и уровнем давления. Поэтому при исследовании частотных характеристик контура гидроаккумулятор — тормозной кран — электроклапан (модулятор) — гидроцилиндры в широких пределах изменялись частота и скважность ( $\tau = \frac{t_1}{T}$ ) силовых сигналов электроклапана

2 (рис. 1), величина давления на входе в электроклапан устанавливалась тормозным краном (на рис. 1 тормозной кран и гидроаккумулятор не показаны). Кроме того, менялось расположение электроклапана 2 в магистрали  $1_1 f_1$ .

Испытания показали, что при расположении электроклапана 2 на расстоянии 2,5 м от гидроаккумулятора (трубка  $\varnothing 14$  мм) давление на входе электроклапана при его циклической работе

Рис. 1. Схема контура "электроклапан—тормозной цилиндр":

1(1,2,3)—датчики давлений ;  
 2—электроклапан; 3(1,2) —  
 колесные тормозные цилиндры;  
 4(1,2)—датчики перемещений.



изменяется незначительно (не более 6% от  $p_{вх} = 120 \cdot 10^5$  Па ).

Это обстоятельство позволяет при исследовании частотных характеристик принять допущение, что давление  $p_{вх}$  на входе в электроклапан при вышеуказанном его расположении постоянно.

Периодический сигнал электроклапана можно представить как

$$x(t) = \begin{cases} 1 & \text{при } nT - \frac{t_1}{2} < t < nT + \frac{t_1}{2} ; \\ 0 & \text{при } nT + \frac{t_1}{2} < t < (n+1)T - \frac{t_1}{2} , \end{cases}$$

где  $T$  — период импульсов;  $t_1$  — время сигнала (оттормаживание контура);  $n$  — любое целое число.

Амплитудная характеристика определяется как отношение

$$A(f) = \frac{A(p_{ц})}{p_{к}} , \quad (1)$$

где  $A(p_{ц})$ —амплитуды давления в тормозных цилиндрах 3(1,2) ;

$p_{к}$  — давление на входе клапана 2.

Фазовый сдвиг в градусах равен

$$\varphi_f = \frac{180 \sum \Delta f}{T} , \quad (2)$$

где  $\sum \Delta f$  — суммарный фазовый сдвиг за период.

Периодический сигнал можно также разложить в ряд Фурье и представить в виде дискретного спектра гармонических составляющих, однако такой метод весьма трудоемкий и приемлем лишь при постоянных значениях периода  $T$ , скважности

$\tau = \frac{t_1}{T}$  и при постоянной форме входного сигнала.

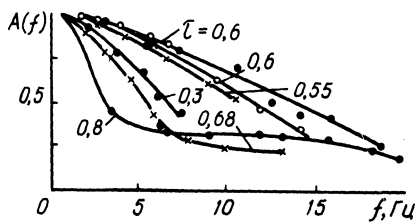


Рис. 2. Амплитудная характеристика контура "электроклапан—тормозной цилиндр":  
 —•— трубопровод  $\phi = 8$  мм;  $l_1 + l_2 = 3200$  мм; —х— трубопровод  $\phi = 14$  мм;  $l_1 + l_2 = 4500$  мм; —о— шланг  $\phi = 16$  мм;  $l_1 + l_2 = 3200$  мм.

Для экспериментальных исследований была совместно с БелАЗ изготовлена установка, которая моделировала гидравлическую тормозную систему БелАЗ-549 и включала гидроаккумулятор с питающим насосом, тормозной кран, электроклапан, тормозные цилиндры с заданной характеристикой нагрузок. Для измерений переменных величин применялись датчики давлений 1 (1, 2, 3) и перемещений 4 (1, 2), показанные на рис. 1.

Для управления работой электроклапана 2 с переменной частотой и скважностью был разработан и изготовлен специальный генератор электрических сигналов. Показания датчиков и электрического сигнала питания клапана записывались с помощью осциллографа К-12-22.

Особый интерес представляет определение максимальной амплитуды и частоты колебательного контура, что в конечном итоге может дать ответ на вопрос, где рационально устанавливать модуляторы ПБУ в тормозной системе автомобиля. С этой целью экспериментальным путем определялась характеристика контура с различной длиной и диаметром трубопровода. На рис. 2 показаны графики относительных амплитудных характеристик  $A(f)$  контура для различных величин скважности  $\tau$ . На изменение величины  $A(f)$  влияют как величина частоты  $f$ , так и скважность входного сигнала  $\tau$ . Так, например, согласно рис. 2, изменение скважности с 0,6 до 0,3 или до 0,8 для одного и того же трубопровода  $\phi = 8$  мм приводит к резкому уменьшению амплитуды давления в тормозном цилиндре при сравнительно низкой частоте входного воздействия.

Однако графики амплитудных характеристик не дают полной картины о размещении изменяющегося давления в поле подведенного давления к клапану.

Преобразуем уравнение (1) к виду

$$A(f) = \frac{p_{\max}(f) - p_{\min}(f)}{p_k} = \frac{p_{\max}(f)}{p_k} - \frac{p_{\min}(f)}{p_k}, \quad (3)$$

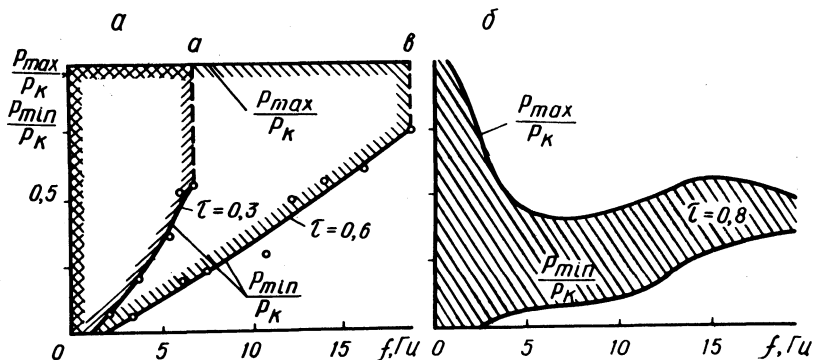


Рис. 3. Кривые торможения и растормаживания контура с трубопроводом  $\phi = 8$  мм;  $l_1 + l_2 = 3200$  мм при различных  $\tau$ : а —  $\tau = 0,3; 0,6$ ; б —  $\tau = 0,8$ .

где  $p_{max}(f)$  — максимальное давление в тормозном цилиндре, функционально зависящее от частоты  $f$ ;  $p_{min}(f)$  — минимальное давление оттормаживания, являющееся функцией  $f$ ;  $p_k$  — давление на входе клапана.

Функции  $p_{max}(f)$  и  $p_{min}(f)$  описываются уравнением регрессии по результатам эксперимента или решения уравнений динамики гидравлического привода. На рис. 3 построены огибающие кривые  $\frac{p_{max}}{p_k}$  и  $\frac{p_{min}}{p_k}$  при разной частоте  $f$

входного сигнала и его скважности  $\tau = 0,8$ . Заштрихованная зона, заключенная между этими кривыми, определяет поле распределения амплитуды давления в тормозном цилиндре. При этом для  $\tau = 0,3; 0,6$  контур на всем диапазоне частот устойчивой работы клапана имеет давление торможения  $p_{max}$ , близкое к давлению силового сигнала  $p_k$ .

На динамические характеристики звена существенно влияет гистерезис соленоида электроклапана 2, перекрытие в золотниковой паре, трение и люфт. Эти нелинейности образуют зону нечувствительности как по сигналу включения, так и выключения клапана. Зона нечувствительности существенно влияет на работу тормозных систем с ПБУ. Запаздывание включения или выключения клапана на 0,03 с приводит к изменению давления в тормозном цилиндре на величину  $(10--12) \cdot 10^5$  Па.

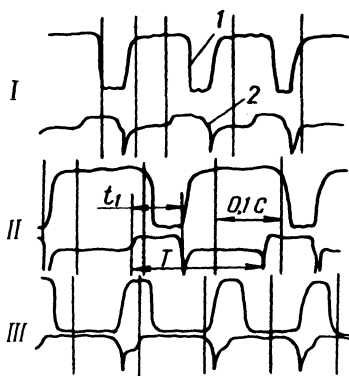


Рис. 4. Осциллограмма работы электроклапана: 1—перемещение золотника; 2—электрический сигнал включения и выключения электроклапана; I—без форсирования; II—с конденсатором; III—с диодом и добавочным сопротивлением.

Форсированное включение и отключение тока питания клапана предполагает в первом случае быстрое накопление определенной энергии, во втором, наоборот, рассеивание энергии, накопленной к моменту отключения.

Один из способов уменьшения времени отключения тока — включение конденсатора параллельно нагрузке или транзистору. В этом случае энергия передается в емкость, а затем рассеивается в активном сопротивлении соленоида.

Из приведенной осциллограммы (рис. 4) следует, что установка конденсатора ( $C = 15$  мкф) параллельно транзистору почти полностью исключает время запаздывания отключения клапана.

Следует отметить, что применение диода и добавочного сопротивления не привело к заметному форсированию отключения (рис. 4). Отключение клапана сопровождается еще и возникновением э.д.с. самоиндукции, которая тем больше, чем меньше время отключения. Величина э.д.с. самоиндукции может достигать значений, в несколько раз превышающих подведенное напряжение к клапану рис. 4, что может привести к пробое изоляции провода питания. Для обеспечения защиты цепи управления применялись конденсаторы такой емкости.

Время запаздывания включения клапана обычно оставалось постоянным и составляло  $0,02$ — $0,03$  с.

Учитывая, что на автомобиле имеется источник постоянного напряжения, форсированное включение возможно за счет энергии, запасенной в емкостном приемнике при отключении клапана. При этом необходимо исключить разрядку конденсатора в активное сопротивление соленоида после отключения тока.

Форсированное включение и выключение модуляторов ПБУ требует дальнейших теоретических и экспериментальных исследований наряду с выбором материала сердечника, определением схемы и конструктивных параметров клапана.

Для учета влияния нелинейностей гидропривода и электроклапана на частотные характеристики контура необходимо изменять величину входного давления и тока питания.

Разработанная методика и приведенные экспериментальные исследования динамических характеристик гидравлического тормозного контура позволяют сделать следующие выводы: а) управление давлением в тормозных цилиндрах может осуществляться изменением как частоты, так и скважности сигнала электроклапана; б) гистерезис нефорсированного управления электроклапаном существенно влияет на динамические характеристики контура.

#### Л и т е р а т у р а

1. Теория автоматического управления. Под ред. Нетушила А.В. М., 1968. 2. Бесекерский В.А. Динамический синтез систем автоматического регулирования. М., 1970.

А.И. Гришкевич, Б.У. Бусел, С.Ф. Безверхий

#### ИНЖЕНЕРНАЯ МЕТОДИКА РАСЧЕТА НАГРУЖЕННОСТИ ТРАНСМИССИИ ПРИ ДВИЖЕНИИ АВТОМОБИЛЯ ПО НЕРОВНОЙ ДОРОГЕ

В работе [1] был описан метод расчета с помощью аналоговых вычислительных машин нагрузок в трансмиссии, обусловленных взаимодействием автомобиля с неровностями дороги. При этом связь между колебаниями поступательно движущихся масс автомобиля и колебаниями масс трансмиссии рассматривалась через вертикальные и горизонтальные составляющие реакции дороги. Движение поддрессоренных и неподдрессоренных масс автомобиля и масс трансмиссии описывалось системой нелинейных дифференциальных уравнений. Нелинейность уравнений определялась нелинейностью коэффициентов ( нелинейность