

водителя (рис. 3) ограничена 20 км/ч, то в четвертом варианте она может быть увеличена до 35 км/ч, и это не является пределом.

На ровной цементобетонной и булыжной дорогах без выбоин при принятом уровне трения в подвесках вибронгруженности элементов автомобиля по уровню вертикальных виброускорений соответствует требованиям ГОСТа [1].

Результаты апробации разработанного программного обеспечения по исследованию на ЭВМ качества функционирования системы виброзащиты двухосного транспортного средства показывают достаточную надежность программ и достоверность получаемых результатов.

Список литературы

1. ГОСТ 12.1.012—78. ССБ. Вибрация, Общие требования безопасности. М., 1978.
2. ИСО МО 2331—78. Вибрация, передаваемая человеческому телу: Руководство по оценке воздействия на человека. М., 1978.
3. Петровский А.А. и др. Цифровое моделирование случайных процессов: Лаборатор. практикум. Мн., 1982.
4. Фурунжиев Р.И. и др. Построение модели дорожных возмущений для задач цифрового моделирования и стендовых виброиспытаний колесных машин // Проблемы машиностроения. Киев, 1985. Вып. 24.

УДК 629.113-621.2

П.Р. БАРТОШ, С.В. ГИЛЬ,
канд-ты техн. наук (БПИ)

К РАСЧЕТУ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОУСИЛИТЕЛЕЙ

Широкое использование в автомобилях и других мобильных машинах следящих приводов, осуществляющих регулирование исполнительных органов, вызвало необходимость применения мощных силовых систем управления и точной обработки управляющих сигналов. Основными в этих системах являются усилители мощности, выполняющие усиление входных сигналов и управление исполнительными механизмами. Особая потребность в этих устройствах возникает при создании различных электрогидравлических следящих систем, так как используемые в них преобразователи электрической энергии в механическую имеют ограниченные габариты и часто не могут реализовать необходимые усилия исполнительных механизмов. Увеличение передаваемой мощности происходит за счет энергии рабочей жидкости, подводимой под давлением от насосной станции (насоса).

Наибольшее распространение получили усилители с дроссельным (золотниковым или типа сопло—заслонка) управлением [1]. Математическое моделирование таких гидроусилителей показывается на примере усилителя сопло—заслонка (рис. 1). Рассматривается динамика гидравлических цепей с учетом податливости основных элементов (рабочей жидкости, магистралей, цилиндров и т.д.).

В модели приняты следующие допущения: волновые процессы в гидравлических магистральных вследствие малой длины последних не влияют на пере-

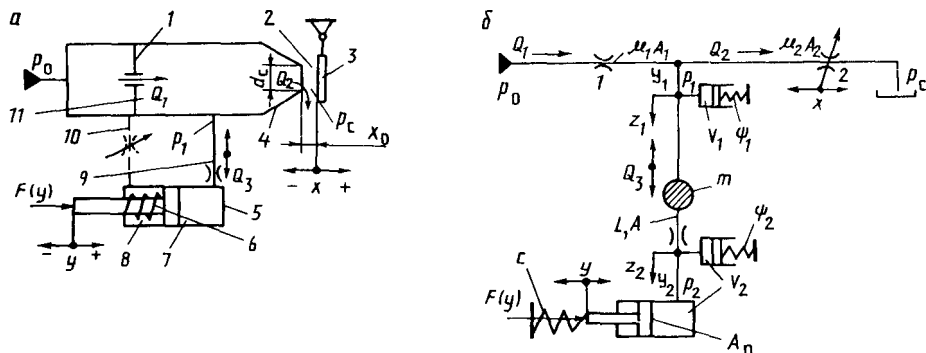


Рис. 1. Принципиальная (а) и расчетная (б) схемы гидроусилителя типа сопло-заслонка: 1 — постоянный дроссель; 2 — зазор; 3 — заслонка; 4 — сопло; 5 — цилиндр; 6 — пружина; 7 — рабочая полость цилиндра; 8 — штоковая полость; 9 — трубопровод; 10 — магистраль; 11 — рабочая полость сопла

ходный процесс; вязкость, плотность, температура рабочей жидкости и содержание нерастворенного воздуха в ней не изменяются в течение переходного процесса; отсутствуют утечки жидкости.

В расчетной схеме податливости основных элементов гидроусилителя условно показаны в виде гидроцилиндров переменного объема V_1 и V_2 , поршни которых связаны с корпусом через упругие элементы с коэффициентами податливости ψ_1 и ψ_2 . Эти коэффициенты характеризуют суммарные деформации объема жидкости соответственно на входе и выходе из гидроцепи при изменении давления. Они определяются по выражению [2]

$$\psi(p) = 0,0182 \left(\frac{1 - V_n}{k_2} \ln \left| \frac{k_1 + k_2 p_{\max}}{k_1 + k_2 p_0} \right| - V_n / p_{\max}^{1/n} + V_n \right) e^{-0,0165(p-p_0)},$$

где k_1, k_2 — параметры, характеризующие жидкую фазу [2]; V_n — относительный начальный объем воздуха в гидровоздушной смеси; p_{\max}, p_0, p — максимальное, начальное и текущее давление жидкости; n — показатель полнотры: $n = 1,4$.

Если податливости элементов не учитываются, то $\psi_1 = \psi_2 = 0$.

Значение V_1 определяется суммарным объемом камеры 11 между дросселями 1, 2 и половины магистрали 9, а V_2 — суммарным объемом рабочей полости 7 цилиндра 5 и половины магистрали 9, равным $0,54l$ (A, l — соответственно площадь живого сечения и длина магистрали).

В трубопроводе 9 находится жидкость массой m . Перемещения столба жидкости на входе и выходе из трубопровода 9 обозначены на расчетной схеме соответственно z_1 и z_2 , а перемещение поршня исполнительного элемента — y .

Входное воздействие в усилителе, соответствующее перемещению x заслонки 3, реализуется в виде различных функций $x = f_1(t)$, т.е. изменяется во вре-

мнии по ступенчатому, линейному, экспоненциальному или случайному закону. От x зависит коэффициент расхода μ_2 и площадь проходного сечения A_2 промежуточного дросселя 2, т.е. $\mu_2 A_2 = f_2(x)$.

На поршень исполнительного элемента 5 действует полезная нагрузка $F(y)$ — реакция управляемых механизмов. Эта нагрузка может быть задана в виде различных функций перемещения поршня, т.е. $F = f_3(y)$. В простейшем случае

$$F(y) = F_0 + cy,$$

где F_0 — начальная нагрузка; c — жесткость пружины.

Рассмотрим динамику системы при перемещении заслонки усилителя с использованием метода электрогидравлических аналогий [2].

Баланс давлений в гидроцепи 9 при учете инерционных потерь давления p_j рабочей жидкости, потерь давления по длине магистрали p_t и в местных сопротивлениях p_M :

$$p_1 = p_j + p_t + p_M + p_2,$$

где p_1 , p_2 — давление соответственно в междроссельной камере и рабочей полости исполнительного элемента:

$$p_j = \rho l \frac{d^2 z_1}{dt^2} ;$$

$$p_t = 27,5 \frac{\rho \nu l}{A} \frac{dz_1}{dt} + 0,443 \frac{k_e \rho l}{\sqrt{A}} \left(\frac{dz_1}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{dz_1}{dt} ;$$

$$p_M = 0,5 \rho \xi \left(\frac{dz_1}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{dz_1}{dt} .$$

После подстановки выражений p_j , p_t и p_M в уравнение баланса давлений получаем

$$\rho l \frac{d^2 z_1}{dt^2} + 27,5 \frac{\rho \nu l}{A} \frac{dz_1}{dt} + \left(0,443 \frac{k_e \rho l}{\sqrt{A}} + 0,5 \rho \xi \right) \left(\frac{dz_1}{dt} \right)^2 \operatorname{sgn} \frac{dz_1}{dt} + p_2 - p_1 = 0,$$

где ρ, ν — плотность и коэффициент кинематической вязкости жидкости; k_e — коэффициент аппроксимации, значение которого зависит от шероховатости стенок гидравлических магистралей [1]; ξ — коэффициент местного сопротивления, зависящий от типа последнего и режима течения в нем жидкости (функцией $\operatorname{sgn}(dz_1/dt)$ учитывается направление течения жидкости).

Уравнение баланса расходов в узле Y_1 :

$$Q_1 = Q_2 + Q_3 + Q_{\text{сж1}}.$$

Расходы Q_1 и Q_2 через дроссель 1 и зазор 2 определяются по уравнению

$$Q_i = \mu_i A_i \sqrt{2\Delta p_i / \rho},$$

где μ_i — коэффициент расхода рабочей жидкости через дроссель; A_i — площадь проходного сечения дросселя; Δp_i — перепад давлений жидкости на входе и выходе из дросселя.

Расход жидкости в магистрали 9

$$Q_3 = A \frac{dz_1}{dt} = A \frac{dz_2}{dt}.$$

Объемный расход на деформацию (сжатие) рабочей жидкости в объеме V_1 [2]

$$Q_{\text{сж1}} = \psi_1 V_1 \frac{dp_1}{dt}.$$

Подстановкой выражений расходов в уравнение их баланса получаем

$$\begin{aligned} \mu_1 A_1 \sqrt{\frac{2(p_0 - p_1)}{\rho}} &= \mu_2 A_2 \sqrt{\frac{2(p_1 - p_c)}{\rho}} + \\ &+ A \frac{dz_1}{dt} + \psi_1 V_1 \frac{dp_1}{dt}, \end{aligned}$$

откуда

$$\begin{aligned} \frac{dp_1}{dt} &= \frac{1}{\sqrt{\rho} \psi_1 V_1} (\sqrt{2}(\mu_1 A_1 \sqrt{p_0 - p_1} - \mu_2 A_2 \sqrt{p_1 - p_c}) - \\ &- A\sqrt{\rho} \frac{dz_1}{dt}). \end{aligned}$$

Уравнение движения поршня без учета его массы и сил трения

$$A_n p_2 = F(y) = F_0 + cy,$$

где $p_2 = (F_0 + cy) / A_n$; A_n — площадь поршня.

Дифференцируя это выражение, имеем

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{c}{A_n} \frac{dy}{dt}.$$

Уравнение баланса расходов в узле Y_2 :

$$Q_3 = Q_n + Q_{сж2}.$$

Расход жидкости в рабочей полости цилиндра

$$Q_n = A_n \frac{dy}{dt}.$$

Объемный расход на деформацию (сжатие) жидкости в объеме V_2

$$Q_{сж2} = \psi_2 V_2 \frac{dp_2}{dt},$$

где $V_2 = A_n (y_{\min} + y) + 0,5A_1$; y_{\min} — эквивалентная длина цилиндра, соответствующая начальному объему жидкости в нем.

Подставив выражения Q_n , Q_3 и $Q_{сж2}$ в уравнение баланса расходов в узле Y_2 , получим

$$A \frac{dz_2}{dt} = A_n \frac{dy}{dt} + V_2 \psi_2 \frac{dp_2}{dt} = A \frac{dz_1}{dt},$$

откуда

$$\frac{dy}{dt} = \frac{AA_n}{A_n^2 + V_2 \psi_2 c} \frac{dz_1}{dt}.$$

Решив эти уравнения с помощью ЭВМ, можно найти различные динамические характеристики, а по ним — давление, скорость перемещения жидкости и поршня.

Разработанная модель позволяет также определять конструктивные параметры гидроусилителя и гидросистемы в целом. Принимая различные геометрические параметры при расчете, по полученным динамическим характеристикам можно судить о степени совершенства схемы и конструктивных параметрах гидросистем.

Модель для расчета двух- и четырехщелевых гидроусилителей составляется с помощью приведенных выше формул. В этих схемах увеличивается только число контуров, которые математически описываются так же, как рассмотрено выше.

Список литературы

1. Чупраков Ю.И. Гидропривод и средства гидроавтоматики. М., 1979.
2. Мерлюк Н.Ф., Аветушко В.П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. М., 1980.