

определенного β здесь должно быть таким, как на графике , или меньшим. Иначе заданная точность не будет выполнена.

Таким образом, учитывая параметры цепи γ и β , можно с определенной точностью упростить математическую модель и значительно ускорить процесс исследования всей пневматической цепи.

Л и т е р а т у р а

1. Герц Е.В. Пневматические приводы. М., 1969. 2. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динамический расчет простейшей цепи пневматических приводов. -- В сб.: "Автотракторострое - ние. Вопросы оптимизации проектирования автомобилей, тракто - ров и их двигателей". Минск, 1977, вып. 9.

УДК 621.869.447:629.11.014

В.Я. Бабук, А.А. Цереня,
Л.А. Молибошко, канд.
техн.наук, Г.Ф. Бутусов,
канд.техн.наук (Белорусский
политехнический институт)

МОДЕЛИРОВАНИЕ НА АВМ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ ОДНОШАРНИРНОГО АВТОПОГРУЗЧИКА

Расчет динамических характеристик рулевых управлений од - ношарнирных машин связан со значительными трудностями из - за нелинейных зависимостей, входящих в уравнения движения. Линеаризация дифференциальных уравнений приводит к искаже - нию качественной и количественной оценок характеристик ру - левых управлений.

Применение аналоговой вычислительной техники позволяет учесть имеющиеся нелинейности в системе.

Для рулевого управления одношарнирного автопогрузчика ТО-18 (рис. 1) характерны следующие особенности. Золотник 4 приводится от рулевого колеса через червячную пару 5. С дру - гой стороны, на золотник воздействует обратная связь от гид - ромотора 2 через планетарный редуктор 3. При поворотах ма - шины рабочая жидкость поступает и в гидромотор обратной связи, при этом получает вращение корона планетарного ре - дуктора обратной связи, непосредственно связанная с золотни - ком, который, поворачиваясь в червячной паре винт—гайка, стремится занять нейтральное положение.

Дифференциальное уравнение поворота машины имеет вид

$$I \frac{d^2\theta}{dt^2} + \gamma \frac{d\theta}{dt} + c\theta = (P_H - P_C) F_{пр} R_{пр}, \quad (1)$$

где I — приведенный момент инерции масс машины относительно шарнира поворота; θ — угол поворота полурам машины; γ — приведенное скоростное сопротивление повороту; c — тангенциальная жесткость шин; P_H и P_C — соответственно давление в нагнетательной и сливной полостях гидропривода; $F_{пр}$ — площадь поршня приведенного гидроцилиндра, равная $2F - f$, где F — площадь поршня гидроцилиндра поворота; f — площадь штока гидроцилиндра поворота; $R_{пр}$ — радиус приложения силы приведенного гидроцилиндра относительно шарнира поворота машины.

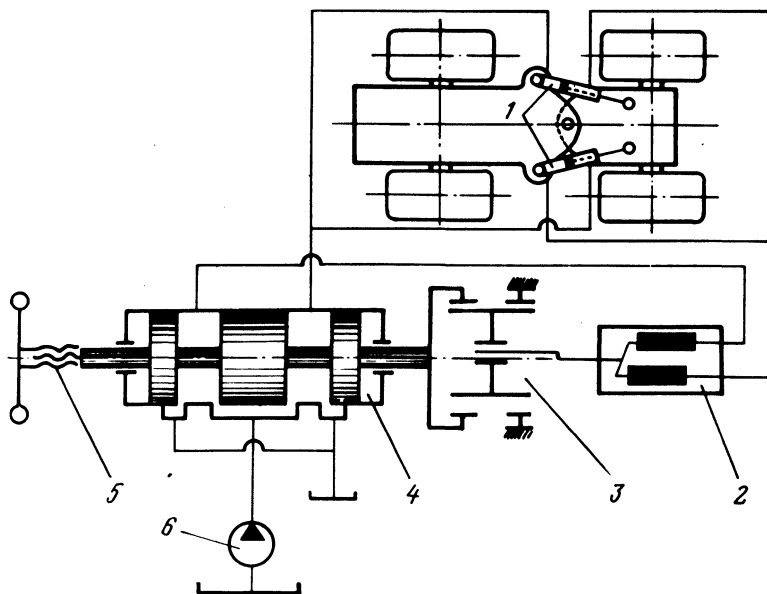


Рис. 1. Расчетная схема механизма складывания автопогрузчика ТО-18.

Величины P_H и P_C определяются из уравнения неразрывности потока жидкости [1,2].

Расход рабочей жидкости через рабочие щели золотника распределителя равен

$$Q_H = F_{пр} R_{пр} \frac{d\theta}{dt} + \frac{V_0}{B} \frac{dP_H}{dt}, \quad (2)$$

$$Q_c = -F_{\text{пр}} R_{\text{пр}} \frac{d\theta}{dt} + \frac{V_0}{B} \frac{dP_c}{dt}, \quad (3)$$

где Q_H и Q_C — расход жидкости соответственно через нагнетательную и сливную щели золотника; V_0 — объем жидкости, заключенный между золотником и поршнем приведенного гидrocилиндра при его нейтральном положении; B — приведенный коэффициент упругости трубопроводов.

С другой стороны,

$$Q_H = ke \sqrt{1 - \frac{P_H - P_c}{P_{\text{max}}}}; \quad Q_C = -ke \sqrt{1 - \frac{P_H - P_c}{P_{\text{max}}}} \quad (4)$$

при $e > 0$,

$$Q_H = ke \sqrt{1 + \frac{P_H - P_c}{P_{\text{max}}}}; \quad Q_C = -ke \sqrt{1 + \frac{P_H - P_c}{P_{\text{max}}}} \quad (5)$$

при $e < 0$,

где k — коэффициент расхода, характеризующий золотник и определяемый экспериментально для перепада давления $P_{\text{max}}/2$; e — ширина щели золотника; P_{max} — максимальное давление, развиваемое насосами; P_H — давление нагнетания; P_C — давление слива.

Уравнения (4) и (5) можно записать в виде

$$Q_H = ke \sqrt{1 - \frac{P_H - P_c}{P_{\text{max}}}}, \quad (6) \quad Q_C = ke \sqrt{1 - \frac{P_H - P_c}{P_{\text{max}}}} \quad (7)$$

Приравняв разности расходов Q_H и Q_C из уравнений (2), (3) и (6), (7) и перейдя от давлений к моментам в правой и левой частях уравнений, можно записать условие равенства потока жидкости следующим уравнением:

$$\dot{M} = -2 \frac{B}{V_0} F_{\text{пр}}^2 R_{\text{пр}}^2 \dot{\theta} + 2 \frac{B}{V_0} F_{\text{пр}} R_{\text{пр}} \sqrt{\frac{1}{M_{\text{max}}}} \times Q \sqrt{M_{\text{max}} - |M|}, \quad (8)$$

где $M_{\text{max}} = P_{\text{max}} F_{\text{пр}} R_{\text{пр}}$ — максимальный момент; $M = (P_H - P_C) F_{\text{пр}} R_{\text{пр}}$ — текущий момент, создаваемый гидросили-

телем; $Q = ke$ -- расход, соответствующий характеристике золотника, определяемой экспериментально.

Величина рассогласования золотника (ширина щели), выраженная в долях угла поворота рулевого колеса, равна:

$$e = \frac{\varphi_p}{2\pi} T - K_{oc} \theta, \quad (9)$$

где φ_p -- угол поворота рулевого колеса; K_{oc} -- коэффициент усиления обратной связи, который определяется из выражения

$$K_{oc} = \frac{T F_{пр} \lambda}{i_p q}, \quad (10)$$

где T -- ход червяка; q -- рабочий объем гидромотора; i_p -- передаточное отношение планетарного редуктора обратной связи; λ -- коэффициент, учитывающий связь между ходом штока приведенного гидроцилиндра поворота и углом складывания машины.

Угол θ приведен к углу поворота рулевого колеса φ_p . Таким образом, получена следующая система дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} I \frac{d^2 \theta}{dt^2} + \nu \frac{d\theta}{dt} + c\theta &= M; \\ -2 \frac{B}{V_o} F_{пр}^2 R_{пр}^2 \frac{d\theta}{dt} + 2 \frac{B}{V_o} F_{пр} R_{пр} \frac{1}{M_{max}} \sqrt{M_{max}} |M| &= \\ = \frac{dM}{dt}; \quad \frac{\varphi_p}{2\pi} T - K_{oc} \theta &= e. \end{aligned} \right\} (11)$$

Эта система решалась на АВМ (рис. 2). При этом было исследовано влияние коэффициента усиления обратной связи, жесткости гидропривода и производительности насосов на характеристики поворота машины.

Первое уравнение системы (11) формируется на АВМ при помощи интегратора 1, усилителя 2, инвертора 3. Сопротивлениями R_5 и R_6 , диодами D_3 и D_4 обеспечивается ограничение типа "сухое трение", соответствующее ограничению момента сопротивления повороту:

$$\theta = M_{\text{сопр}} / c, \quad (12)$$

где $M_{\text{сопр}}$ — момент сопротивления повороту; c — жесткость шин, приведенная к оси поворота.

R_4 и емкость конденсатора C_k равны соответственно 1 МОм и 1 мкФ, т.е. коэффициент передачи интегратора с усилителем 2 равен 1.

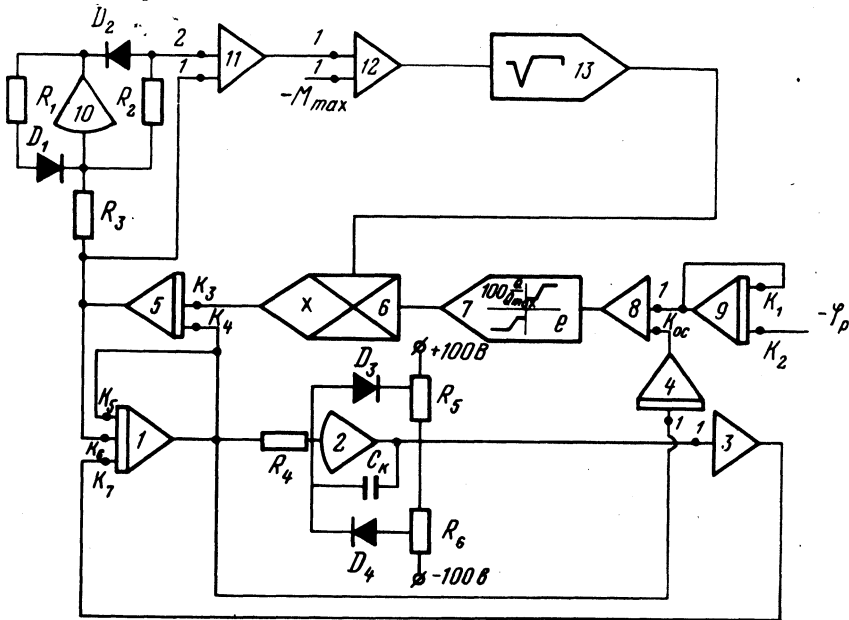


Рис. 2. Блок-схема моделирования на АВМ механизма складывания автопогрузчика ТО-18.

На выходе интегратора 4 формируется напряжение, соответствующее углу поворота рамы, который перемножается на K_{oc} , а затем складывается на сумматоре 8 с φ_p , экспоненциальный закон нарастания которого реализуется интегратором 9 и в процессе всех исследований остается постоянным за счет постоянства коэффициентов $K_1 = K_2$. Так реализуется третье уравнение системы (11).

Из сумматора 8 напряжение, соответствующее ширине открытия щели золотника, поступает на блок нелинейности 7, на котором построена зависимость $100 \frac{Q}{Q_{\text{max}}}$ (для удобства моделирования), полученная на базе экспериментальной расходной характеристики золотника.

Напряжение, соответствующее моменту поворота машины, из интегратора 5 поступает на усилитель 10. Сопротивления $R_1 = R_2 = R_3$, диоды D_1 и D_2 и сумматор 11 предназначены для получения модуля напряжения, соответствующего $|M|$, которое далее поступает на сумматор 12, где оно вычитается от напряжения, соответствующего M_{max} . Результат вычитания поступает на спецблок извлечения корня 13. Из спецблока напряжение поступает на блок умножения 6. Так формируется второе уравнение системы (11),

Напряжение, соответствующее моменту поворота машины, фиксируется на записывающей аппаратуре с интегратора 5, соответствующее ходу золотника (ширине щели) — с сумматора 8, а углам поворота рулевого колеса и полурам — с интеграторов 9 и 4. Из работы следует:

1. Уменьшение коэффициента усиления обратной связи на 15% приводит к значительному несоответствию угла поворота рамы углу поворота рулевого колеса; увеличение его на 10% вызывает колебания в гидроцилиндрах и "рыскание" полурам.

2. Увеличение жесткости гидропривода на 20% приводит к возникновению колебаний и к незначительному увеличению абсолютного значения давления в гидроприводе.

3. Уменьшение производительности насоса на 10% вызывает утыкание золотника; увеличение ее на 20% приводит к возникновению значительных колебательных процессов.

Л и т е р а т у р а

1. Гийон М. Исследование и расчет гидравлических систем. М., 1964. 2. Метлюк Н.Ф., Молибошко Л.А., Карпов А.В. Основы автоматизации автомобилей и тракторов. Минск, 1974.

УДК 629.113

А.В. Карпов, канд.техн.наук, И.И. Лепешко, О.С. Руктешель, канд. техн. наук, Л.Е. Таубес (Белорусский политехнический институт)

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ САУ МЕХАНИЧЕСКОЙ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ АВТОМОБИЛЯ

В настоящее время все большее внимание уделяется вопросам автоматизации коробок передач, позволяющей освобо-