Диаметральная деформация внешней поверхности гидроцилиндра равна

$$\Delta D = \frac{p_{\text{ном}} D_{\text{в}} \cdot D_{\text{н}}^2}{E_{\text{ст}}\left(D_{\text{н}}^2 - D_{\text{в}}^2\right)}. \qquad (5.47)$$

5.3. Динамический расчет следящего гидропривода

Динамические свойства исполнительного механизма зависят от многих нелинейных факторов. Проанализировать, как поведет себя система во время переходного процесса, можно по математической модели следящего привода. Поскольку процессы, проходящие в системе нелинейные, то и модель нелинейная, сложная. Такую модель хорошо применять уже на завершающей стадии проектирования. Для предварительной оценки выбранных параметров силовой части привода достаточно упрощенной линейной математической модели.

Рассмотрим линейную математическую модель для четырехщелевого следящего привода, показанного на рис. 5.7.

Уравнение сил, действующих на поршень исполнительного двигателя,

$$F(p_1 - p_2) = m \cdot v'_{\text{д}} + H_{\text{тр}} + H_{\text{с}}, \qquad (5.48)$$

здесь F – эффективная площадь поршня гидродвигателя;

p_1 и p_2 – давления в полостях гидроцилиндра;

m – приведенная к оси поршня масса подвижных частей;

$v'_{\text{д}}$ – ускорение (производная от рабочей скорости перемещения поршня);

$H_{\text{с}}$ – потенциальная нагрузка, приведенная к оси поршня;

$H_{\text{тр}}$ – сила сопротивления учитывает потери на трение в двигателе $H_{\text{тр}} = K_{\text{тр}} \cdot v_{\text{д}}$, где коэффициент трения определяетсякак $K_{\text{тр}} = \frac{4 \cdot H_{\text{макс}}}{\pi \cdot v_{\text{д}}}$ и максимальная сила контактного трения, приведенная к оси поршня, равна $H_{\text{макс}} = F \cdot p_{\text{н}}\left(1 - \eta_{\text{д.мех}}\right)$;

$\eta_{\text{д.мех}}$– механический коэффициент полезного действия гидродвигателя.

Уравнения расходов в полостях распределителя запишем, принимая втекающую жидкость за положительную величину, а вытекающую из полости распределителя за отрицательную величину:

$$Q_3 = F \cdot v_{\text{д}} + Q_{\text{сж1}} + Q_{\text{ут1}} + Q_4, \tag{5.49}$$

$$Q_2 = -F \cdot v_{\text{д}} + Q_{\text{сж2}} + Q_{\text{ут2}} + Q_1. \tag{5.50}$$

Здесь $F \cdot v_{\text{д}}$ – расход, тратящийся на перемещение поршня двигателя; $Q_{\text{ут1}}$ – перетечки жидкости из полости распределителя с давлением p_1 через зазор и втулку распределителя на слив; $Q_{\text{сж}}$ – расход, затрачивающийся на сжимаемость рабочей жидкости; Q_1, Q_2, Q_3, Q_4 – расходы через дросселирующие щели, равные:

$$Q_1 = \mu \cdot \pi \cdot d_{\text{з}} \cdot \psi_{\text{п}} (h_o + X_{\text{с}}) \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_2 - p_{\text{с}}},$$

$$Q_2 = \mu \cdot \pi \cdot d_{\text{з}} \cdot \psi_{\text{п}} (h_o - X_{\text{с}}) \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_{\text{н}} - p_2},$$

$$Q_3 = \mu \cdot \pi \cdot d_{\text{з}} \cdot \psi_{\text{п}} (h_o + X_{\text{с}}) \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_{\text{н}} - p_1},$$

$$Q_4 = \mu \cdot \pi \cdot d_{\text{з}} \cdot \psi_{\text{п}} (h_o - X_{\text{с}}) \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{p_1 - p_{\text{с}}}. \tag{5.51}$$

В этих выражениях $p_{\text{н}}$ и $p_{\text{с}}$– давления рабочей жидкости в напорной и сливной гидролиниях; μ – коэффициент расхода; $d_{\text{з}}$ – диаметр затвора дросселирующего распределителя; $\psi_{\text{п}}$ – коэффициент использования периметра; ρ – плотность рабочей жидкости; h_o – ширина щели в нейтральном положении; $X_{\text{с}} = X - Y$ – суммарное смещение кромки затвора относительно кромки втулки распределителя.

При линеаризации перепадных функций дросселирующих щелей гидрораспределителя методом секущей выбираем точку линеа-

ризации,равную $p_в = 0{,}5p_н$. Коэффициент линеаризации $b_o = \frac{1{,}2}{\sqrt{p_н - p_в}}$. Часто принимают щели распределителя абсолютно симметричными, поэтому проводимость щелей будет равна:

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= K_\alpha (h_o + X_с) \\ \alpha_2 &= K_\alpha (h_o - X_с) \end{aligned}, \qquad (5.52)$$

где

$$K_\alpha = \mu \cdot \pi \cdot d_з \cdot \psi_п \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}}.$$

Тогда уравнения расходов принимают вид

$$\begin{aligned} Q_1 &= \alpha_1 \cdot b_o (p_2 - p_с); \\ Q_2 &= \alpha_2 \cdot b_o (p_н - p_2); \\ Q_3 &= \alpha_1 \cdot b_o (p_н - p_1); \\ Q_4 &= \alpha_2 \cdot b_o (p_2 - p_с). \end{aligned} \qquad (5.53)$$

Расход жидкости, затрачивающийся на сжимаемость в напорной гидролинии и в камере двигателя, определяется выражением $Q_{сж} = K_{сж} \cdot p'$, где коэффициент сжимаемости $K_{сж}$ определяется как

$$K_{сж} = \frac{W_ж}{E_ж} + \frac{\varepsilon_г \cdot W_ж}{0{,}5n \cdot p_н} \cdot \left(\frac{p_{атм}}{0{,}5p_н} \right)^{\frac{1}{n}}. \qquad (5.54)$$

В этом выражении $W_ж$ – объем рабочей жидкости в камере двигателя и в напорной гидролинии, $W_ж = \frac{F \cdot L_д}{2} + \frac{\pi \cdot d_у^2}{4} \cdot L_{тр}$, здесь F – эффективная площадь поршня, $L_д$ – ход поршня, $L_{тр}$ – длина напорного трубопровода; $d_у$ – внутренний диаметр гидролиний; $\varepsilon_г$ - относительное содержание воздуха в рабочей жидкости, n – показатель политропического процесса; $E_ж$ – объемный модуль упругости жидкости.

Расход жидкости, который тратится на утечки в двигателе $Q_{ут}$, определяется выражениями

$$\begin{aligned} Q_{ут.1} &= K_{ут}(p_1 - p_с); \\ Q_{ут.2} &= K_{ут}(p_2 - p_с), \end{aligned} \tag{5.55}$$

где $K_{ут}$ – коэффициент утечек $K_{ут} = \dfrac{\Delta Q_{ут}}{p_н}$, здесь $\Delta Q_{ут}$ и $p_н$ – внутренние утечки при номинальном давлении, взятые из технической характеристики.

Принятые обозначения подставляются в исходные уравнения расходов (5.49) и (5.50):

$$\alpha_1 \cdot b_o(p_н - p_1) = F \cdot v_д + K_{сж} \cdot p_1' + K_{ут}(p_1 - p_с) + \alpha_2 \cdot b_o(p_1 - p_с); \tag{5.56}$$

$$\alpha_2 \cdot b_o(p_н - p_2) = -F \cdot v_д + K_{сж} \cdot p_2' + K_{ут}(p_2 - p_с) + \alpha_1 \cdot b_o(p_2 - p_с). \tag{5.57}$$

Вычитая из уравнения расхода (5.56) уравнение расхода (5.57), получим

$$\begin{aligned} &(\alpha_1 - \alpha_2)b_0(p_н - p_с) - (\alpha_1 + \alpha_2)b_0(p_1 - p_2) = \\ &= 2F \cdot v_д + K_{сж}(p_1' - p_2') + K_{ут}(p_1 - p_2). \end{aligned} \tag{5.58}$$

Подставляя значения проводимости, получаем

$$\begin{aligned} \alpha_1 - \alpha_2 &= K_\alpha(h_0 + X_с) - K_\alpha(h_0 - X_с) = 2K_\alpha \cdot X_c; \\ \alpha_1 + \alpha_2 &= K_\alpha(h_0 + X_c) + K_\alpha(h_0 - X_c) = 2K_\alpha \cdot h_0. \end{aligned} \tag{5.59}$$

Введя условную переменную $p_ж = p_1 - p_2$ и произведя некоторые преобразования, получим систему уравнений

$$(p_н - p_b)b_o \cdot 2K_\alpha X_c - 2K_\alpha \cdot h_o \cdot b_o \cdot p_ж = 2F \cdot v_д + K_{сж} \cdot p_ж' + K_{ут} \cdot p_ж, \tag{5.60}$$

$$m \cdot v_д' + K_m \cdot v_д = F \cdot p_ж - H_с, \tag{5.61}$$

$$X_c = X - Y, \tag{5.62}$$

$$Y' = v_д. \tag{5.63}$$

Введем обозначения

$$K_c = \frac{K_{сж}}{2};\ K_у = \frac{K_{ут}}{2} + K_\alpha \cdot h_0 \cdot b_0;K_р = (p_н - p_с)b_0 \cdot K_\alpha .$$

Тогда уравнение (5.60) примет вид

$$K_с \cdot p'_ж + K_у \cdot p_ж + F \cdot v_д = K_р \cdot X_с . \qquad (5.64)$$

Из уравнения (5.61) выделим $p_ж$ и продифференцируем полученное выражение

$$p_ж = \frac{m}{F}v'_д + \frac{K_m}{F}v_д + \frac{1}{F}H_с,$$

$$p'_ж = \frac{m}{F}v''_д + \frac{K_m}{F}v'_д + \frac{1}{F}H'_с. \qquad (5.65)$$

После подстановки полученных выражений в уравнение (5.64) и некоторых преобразований получаем

$$\frac{K_с \cdot m}{K_у K_m + F^2}v''_д + \frac{K_с K_m + K_у m}{K_у K_m + F^2}v'_д + v_д + \frac{K_с}{K_у K_m + F^2}H'_с + \qquad (5.66)$$

$$+ \frac{K_y}{K_у K_m + F^2}H_с = \frac{K_с \cdot F}{K_у K_m + F^2}X_с .$$

Обозначив через T_2, T_1, T_3 постоянные величины, получим постоянные времени

$$T_2^2 = \frac{K_с m}{K_у K_m + F^2};\quad T_1 = \frac{K_с K_m + K_у m}{K_у K_m + F^2};\quad T_3 = \frac{K_с}{K_у}. \qquad (5.67)$$

Передаточные коэффициенты: $K_{и.м.}$– передаточный коэффициент исполнительного механизма по регулирующему воздействию, $K_{и.н.}$ – передаточный коэффициент по нагружающему воздействию:

$$K_{и.н.} = \frac{K_у}{K_у K_m + F^2},\quad K_{и.м.} = \frac{K_р F_д}{K_у K_m + F^2}. \qquad (5.68)$$

В результате преобразований получим дифференциальное уравнение

$$T_2^2 v''_{\text{д}} + T_1 v'_{\text{д}} + v_{\text{д}} + K_{\text{и.н.}} T_3 H'_{\text{с}} + K_{\text{и.н.}} H_{\text{с}} = K_{\text{и.м.}} X_{\text{с}}. \qquad (5.69)$$

Для вывода передаточной функции преобразуем дифференциальное уравнение по Лапласу

$$\left(T_2^2 S^2 + T_1 S + 1\right) v_{\text{д}}(S) + K_{\text{и.н.}} (T_3 S + 1) H_{\text{с}}(S) = K_{\text{и.м.}} X_{\text{с}}(S). \qquad (5.70)$$

Внешняя потенциальная сила в общем случае – это функция времени $H_{\text{с}} = \Phi(t)$, но она может быть и функцией перемещения выходного звена $H_{\text{с}} = K_{\text{а}} Y$.

Если H_c функция времени, уравнение исполнительного механизма в изображениях Лапласа будет иметь вид

$$\left(T_2^2 S^2 + T_1 S + 1\right) v_{\text{д}}(S) = K_{\text{и.м.}} X_{\text{с}}(S) + K_{\text{и.н.}} (T_3 S + 1) H_{\text{с}}(S), \qquad (5.71)$$

$$Y(S) = \frac{1}{S} v_{\text{д}}(S). \qquad (5.72)$$

Структурная схема этих уравнений приведена на рис. 5.9.

Передаточная функция исполнительного механизма следящего привода по регулирующему воздействию $X_{\text{с}}(S)$ будет

$$W_{\text{и.м.}}(S) = \frac{Y(S)}{X_{\text{с}}(S)} = \frac{K_{\text{и.м.}}}{S\left(T_2^2 S^2 + T_1 S + 1\right)}. \qquad (5.73)$$

Если $H_{\text{с}}(S)$ – функция перемещения выходного звена (позиционная нагрузка), то уравнение исполнительного механизма в изображениях Лапласа принимает вид

$$\left(T_2^2 S^2 + T_1 S + 1\right) v_{\text{д}}(S) = K_{\text{и.м.}} X_{\text{с}}(S) - K_{\text{и.н.}} K_{\text{а}} (T_3 S + 1) \cdot Y(S). \qquad (5.74)$$

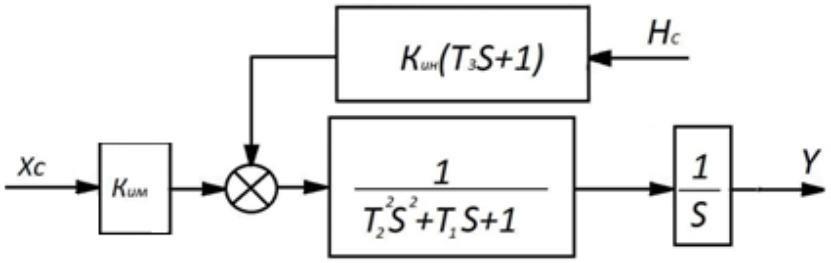


Рис. 5.9. Структурная схема линейной математической модели исполнительного механизма с нагрузочной функцией времени $H_c = \Phi(t)$

Передаточная функция исполнительного механизма следящего привода по нагрузочному воздействию будет

$$W_{\text{и.н.}}(S)=\frac{Y(S)}{H_{\text{с}}(S)}=-\frac{K_{\text{и.н.}}(T_3S+1)}{S\left(T_2^2S^2+T_1S+1\right)}. \qquad (5.75)$$

Структурная схема линейной математической модели показана на рис. 5.10.

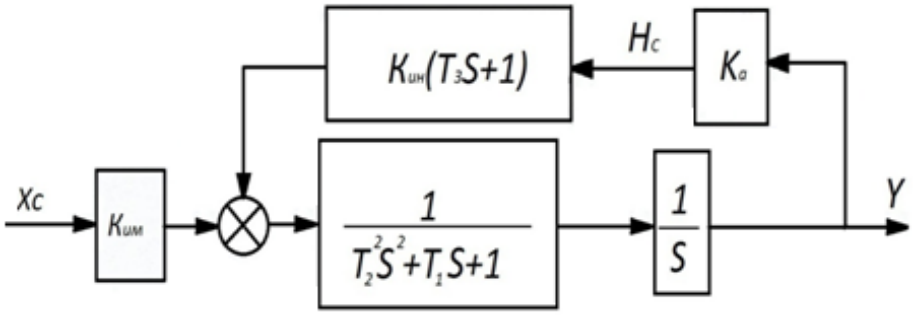


Рис. 5.10. Структурная схема линейной математической модели исполнительного механизма с позиционной нагрузкой

Общий результат двух воздействий определяется по принципу суперпозиции $Y(S)=W_{\text{и.м.}}(S)\cdot X_{\text{с}}(S)+W_{\text{и.н.}}(S)\cdot H_{\text{с}}(S)$.

Передаточная функция исполнительного механизма по регулирующему воздействию $W_{\text{и.м.}}(S)$ при позиционной нагрузке $H_{\text{с}}=K_aY$ будет равна

$$W_{\text{и.м.}}(S)=\frac{Y(S)}{X_{\text{с}}(S)}=\frac{K_{\text{и.м.}}}{S\left(T_2^2S^2+T_1S+1\right)+K_{\text{и.н.}}K_{\text{а}}(T_3S+1)}. \qquad (5.76)$$

По соотношению коэффициентов $K_{\text{ут}},K_{\text{с}},K_m,m,F_{\text{д}}$ можно судить о влиянии параметров исполнительного механизма и нагрузки на колебательность привода при переходном процессе.

Уравнение, описывающее действие сравнивающего механизма следящего привода с механическим управлением, будет

$$X_{\text{с}}=K_{\text{в.м.}}X-K_{\text{о.с.}}Y. \qquad (5.77)$$

Дополним этим уравнением, взятым в изображениях Лапласа, линейную математическую систему уравнений, полученную ранее

$$\begin{cases} \left(T_2^2 S^2 + T_1 S + 1\right) v_{\text{д}}(S) = K_{\text{и.м.}} X_{\text{с}}(S) - K_{\text{и.н.}} (T_3 S + 1) H_{\text{с}}(S), \\ X_{\text{с}}(S) = K_{\text{в.м.}} X(S) - K_{\text{о.с.}} Y(S), \\ Y = \dfrac{1}{S} v_{\text{д}}(S). \end{cases} \qquad (5.78)$$

где $K_{\text{в.м.}}$ и $K_{\text{о.с.}}$ – передаточные коэффициенты входного механизма и обратной связи.

Передаточная функция следящего гидропривода с механическим управлением по управляющему воздействию

$$W_X(S) = \frac{Y(S)}{X(S)} = \frac{K_{\text{в.м.}} K_{\text{и.м.}}}{S\left(T_2^2 S^2 + T_1 S + 1\right) + K_{\text{и.м.}} K_{\text{о.с.}}} . \qquad (5.79)$$

Передаточная функция следящего гидропривода с механическим управлением по нагрузочному воздействию

$$W_H(S) = \frac{Y(S)}{H_c(S)} = -\frac{K_{\text{и.н.}} (T_3 S + 1)}{S\left(T_2^2 S^2 + T_1 S + 1\right) + K_{\text{и.м.}} K_{\text{о.с.}}} . \qquad (5.80)$$

Представим эти передаточные функции в стандартной форме с полиномами, введя обозначения

$$a_o = \begin{cases} K_{\text{и.м.}} K_{\text{о.с.}} & \text{при } H_{\text{с}} = \Phi(t) \\ K_{\text{и.м.}} K_{\text{о.с.}} + K_{\text{и.н.}} K_{\text{а}} & \text{при } H_{\text{с}} = K_{\text{а}} Y \end{cases},$$

$$a_1 = \begin{cases} 1 & \text{при } H_{\text{с}} = \Phi(t) \\ 1 + K_{\text{и.н.}} K_a T_3 & \text{при } H_{\text{с}} = K_{\text{а}} Y \end{cases},$$

$$a_2 = T_1, \quad a_3 = T_2^2, \quad b_{10} = K_{\text{в.м}} K_{\text{и.м.}},$$

$$b_{20} = K_{\text{и.н.}}, b_{21} = K_{\text{и.н.}} T_3 .$$

$$W_X(S) = \frac{Y(S)}{X(S)} = \frac{b_{10}}{a_3 S^3 + a_2 S^2 + a_1 S + a_0 S^0}, \qquad (5.76)$$

$$W_H(S) = \frac{Y(S)}{H_c(S)} = -\frac{b_{21} S + b_{20}}{a_3 S^3 + a_2 S^2 + a_1 S + a_0 S^0} .$$

Общая структурная схема линейной математической модели приведена на рис. 5.11.

По передаточным функциям можно различными методами оценить поведение системы в динамике.Наиболее полную информацию одинамических свойствах линейной математической модели следящего привода дают расчет и построение переходной функции. Под переходной функцией подразумевают переходный процесс, т. е. движение выходного звена привода во времени $Y = \Phi(t)$, при типовом внешнем воздействии.

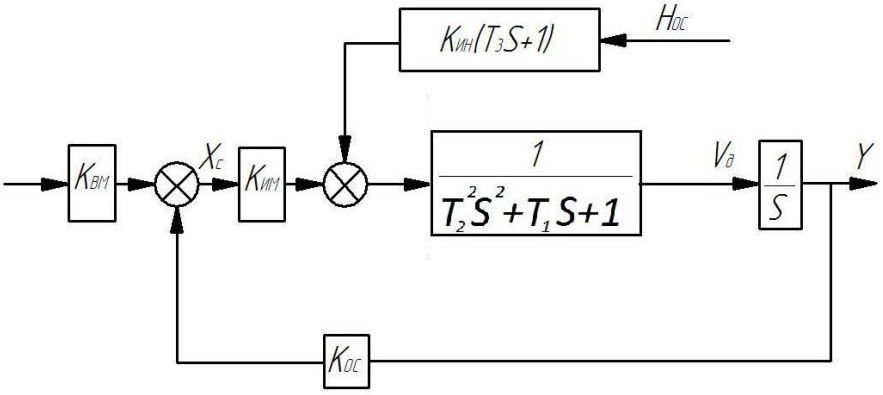


Рис. 5.11. Структурная схема линейной математической модели

Пусть входными воздействиями будут типовые внешние воздействия в виде ступенчатых функций, показанных на рис. 5.12.

Входным сигналом по управляющему воздействию примем функцию $X(t) = X0 \cdot 1(t)$. В изображениях Лапласа ей соответствует функция $X(S) = \frac{1}{S} X0$. Поскольку передаточная функция по нагрузочному воздействию отрицательная, то для того чтобы график переходного процесса был положительным, примем входной сигнал по нагрузочному воздействию отрицательным $H_c(t) = -H0 \cdot 1(t)$ или в изображениях Лапласа $H_c(S) = -\frac{1}{S} H0$.

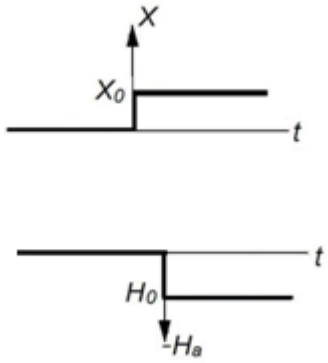


Рис. 5.12. Внешнее воздействие в виде ступенчатой функции

Внешнее воздействие может быть лишь «малой» величиной, так как математическая модель линеаризованная, входным воздействием может быть примерно (10...3)% от реальной величины.

Изображение искомых функций выглядит следующим образом:

$$Y(S)=W_X(S)\cdot X(S)=W_X(S)\cdot\frac{X0}{S}=\frac{X0\cdot b_{10}}{\left(a_3\cdot S^3+a_2\cdot S^2+a_1\cdot S^1+a_0\cdot S^0\right)\cdot S};$$

$$Y(S)=W_H(S)\cdot H(S)=W_H(S)\cdot\frac{-H0}{S}=\frac{H0\left(b_{21}\cdot S^1+b_{20}\cdot S^0\right)}{\left(a_3\cdot S^3+a_2\cdot S^2+a_1\cdot S^1+a_0\cdot S^0\right)\cdot S}.$$

Обычно переходные функции определяют отдельно по управляющему или нагрузочному воздействиям. Когда необходим результат двух этих воздействий, то их суммируют. По полученной функции переходного процесса, рассчитанной с помощью компьютера, строят график. Затем график, показанный на рис. 5.13, вручную обрабатывают, определяя величины, характеризующие быстродействие и колебательность системы.

Построим переходный процесс, используя стандартную программу MathCADPLUS.

Обозначим $B0=X0\cdot b_{10}$; $B21=H0\cdot b_{21}$; $B20=H0\cdot b_{20}$;

$A3=a_3$; $A2=a_2$; $A1=a_1$; $A0=a_0$.

Все поле экрана в программном комплексе MathCAD является алгоритмом расчета. Поэтому пояснения, написанные на русском языке, необходимо писать только в рамке, чтобы программа не воспринимала это как программу расчета. Для написания русского текста курсор ставится в нужное место, затем выбираются последовательно: Вставка, TextRegion (текстовая область), ArialCyr, 14, и только в высветившейся рамке пишутся комментарии.

Построение переходного процесса приведено только для управляющего воздействия. По возмущающему воздействию можно построить переходный процесс по аналогии.

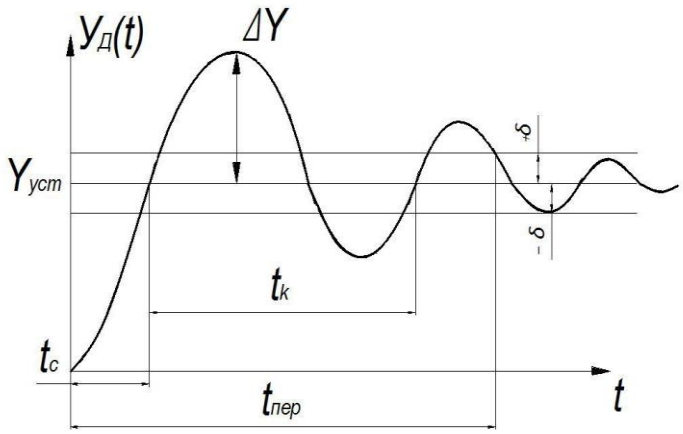


Рис. 5.13. График переходного процесса

Предполагаемый вид экранного файла.

РАСЧЕТ ПЕРЕХОДНОГО ПРОЦЕССА СЛЕДЯЩЕГО ГИДРОПРИВОДА

Исходные данные:

коэффициенты полинома числителя $B0 :=$

коэффициенты полинома знаменателя $A0 := A1 :=$

$A2 := A3 :=$

аналитическое выражение полиномов $D(S) := B0 \cdot S^0$

$$Q(S) := A3 \cdot S^3 + A2 \cdot S^2 + A1 \cdot S^1 + A0 \cdot S^0$$

искомая функция $Y(S) := \dfrac{D(S)}{S \cdot Q(S)}$.

Расчет корней характеристического полинома

На математическом поле набрать «expand», рядом щелкнуть мышкой, далее пропуск, затем набрать $Q(S)$, щелкнуть мышкой вне выделения, появится характеристический полином в числовом выражении

$$\text{expand}\,Q(S) \rightarrow$$

Коэффициенты характеристического полинома в порядке возрастания присваиваем матрице V, состоящей из одного столбца и четырех строк, набираем вручную цифры вместо букв, написанных автором.

$$V := \begin{bmatrix} A0 \\ A1 \\ A2 \\ A3 \end{bmatrix} \quad polyroots(V) = \begin{pmatrix} -778{,}49056 \\ -64{,}23766 + 1{,}12916i \cdot 10^{3} \\ -64{,}23766 - 1{,}12916i \cdot 10^{3} \end{pmatrix}$$

Далее набираем команду “polyroots(V)=”, и программа MathCAD выдает корни характеристического полинома, например те, что приведены. Согласно теореме Ляпунова, чтобы система была устойчивой, вещественная часть корней характеристического полинома должна быть отрицательной. Если корни получились положительными, то нет смысла продолжать построение переходного процесса. При отрицательных корнях по приближенным формулам необходимо определить следующие параметры.

Отрицательная вещественная часть корня ближайшего к мнимой оси:

$$\lambda := 64{,}23766$$

Предполагаемое время переходного процесса $tp := \dfrac{3}{\lambda}$

$$tp = 0{,}0467$$

Рекомендуемое время расчета $tk := 2 \cdot tp$

$$tk = 0{,}0934$$

Время расчета можно задать в два…три раза больше, чем время переходного процесса, для того чтобы убедиться, что процесс действительно затухает. Когда переходный процесс будет построен, можно скорректировать время расчета.

Устанавливаем шаг расчета $tc := \dfrac{tk}{70}$

$$tc = 1{,}33433 \cdot 10^{-3}$$

В данном случае для расчета задано 70 точек.

Ожидаемое установившееся значение выходной величины

$$Y0 := \frac{B0}{A0}\ Y0 =$$

Максимальное отношение мнимой части корня к вещественной

$$\mu := \frac{1129{,}16}{64{,}23766}\ \mu = 17{,}57785$$

Цифры набираем вручную по корням характеристического полинома. Если комплексных пар корней несколько, то необходимо посчитать для каждой пары и выбрать максимальное число.

Предполагаемое количество колебаний $nk := \frac{\mu}{2}$

$$nk = 8{,}78893$$

Расчет переходного процесса операционным методом

Набрать искомую функцию вручную. Поставить курсор к любой букве “S”, войти в строку состояния “Symbolic”, выбрать “Transforms”, далее выбрать “InverseLaplaceTransform”, должна получиться длинная строка по ширине на несколько страниц. Этой командой мы сделали обратное преобразование Лапласа и получили искомую функцию не в изображениях, как изначально задавали, а как функцию реального времени. Эту строку надо скопировать, и присвоить “Y(t)”. В данном примере из длинной строки приведено только два первых слагаемых. На самом деле, нужна вся строка полностью. При копировании необходимо убедиться, что строка выделена полностью.

$$\frac{0{,}00149}{\left(2{,}14\cdot 10^{-11}\cdot S^3 + 1{,}94\cdot 10^{-8}\cdot S^2 + 2{,}95\cdot 10^{-5}\cdot S + 0{,}0213\right)\cdot S}$$

$$6{,}9953051643\,1\cdot 10^{-2} - 5{,}012383008794\cdot 10^{-2}\cdot \exp(-778.490555\ldots$$

$$Y(t) := 6{,}9953051643\,1\cdot 10^{-2} - 5{,}012383008794\cdot 10^{-2}\cdot \exp(-778.46055\ldots$$

Ранжировка переменных величин

$$n := 0..70\ c := tc\ t_n := c\cdot n$$

Задаем количество точек расчета n от 0 до 70 точек. Шаг расчета устанавливаем по посчитанной ранее величине. Текущее время расчета каждой

точки t_n . Обратите внимание, что t с индексом, индекс вызывает в программе специальную функцию для расчета.

График переходного процесса

Для построения графика входим в строку состояния “Вставка”, “График”, “зависимость X-Y” или “X-YPlot”. Появляется прямоугольник, внизу в окне набираем t_n , с левой стороны в окне набираем $Y(t_n)$, после чего появляется сам график, который затем необходимо вручную обработать после распечатки.

Примерный график переходного процесса показан на рис. 5.13.

На графике обозначено: $Y_{\text{уст}}$ – установившееся значение координаты выходного звена; ΔY – максимальная динамическая ошибка (величина перерегулирования); δ – зона допустимой погрешности или нечувствительности; $t_{\text{с}}$ – время срабатывания привода; $t_{\text{к}}$ – период собственных колебаний; $t_{\text{пер}}$ – время переходного процесса.

Зона допустимой погрешности $\delta = (0{,}02...0{,}05)\,Y_{\text{уст}}$. Быстродействие следящего привода оценивается временем переходного процесса. Колебательность оценивается показателем перерегулирования $\Delta\sigma$ в процентах и количеством колебаний во время переходного процесса. Обычно величина перерегулирования допускается $\Delta\sigma = \dfrac{\Delta Y}{Y_{\text{уст}}} \approx 0{,}1...0{,}2$ и количество колебаний не более трех.Если по какому-либо параметру система не удовлетворяет проектировщика, то необходима коррекция системы.

Заканчивается динамический расчет выводом. Например, таким: График переходного процесса показывает, что спроектированная система устойчива. Быстродействие системы, оцениваемое временем переходного процесса, $t_{\text{пер}}$ =….. Полученная колебательность системы, которая оценивается количеством колебаний во время переходного процесса $n = 1{,}7$ (берется с графика рис. 5.13),вполне удовлетворяет. Обычно допускается до 2…3 колебаний. Второй параметр, который оценивает колебательность си-

стемы, это величина перерегулирования ΔY (см. рис. 5.10), выраженная в процентах – $\sigma = \frac{\Delta Y}{Y} 100\%$.

Допустимое значение $\sigma = (30...40)\%$.

5.4. Следящие системы в приводах автомобилей

Рулевой механизм состоит из рулевого колеса, вала, который заключен в рулевую колонку, рулевого редуктора, связанного с рулевым приводом. Рулевой привод может быть механическим или гидравлическим. Гидравлический рулевой привод позволяет уменьшить усилие, прикладываемое водителем к рулевому колесу для преодоления сопротивления, которое возникает при повороте колес автомобиля из-за трения между шинами и дорогой, и деформации грунта при движении по разным дорогам.

Гидросистема рулевого управления позволяет уменьшить силу, которую необходимо приложить к рулевому колесу для поворота передних колес. Кроме того, снижает ударные нагрузки в рулевом механизме, возникающие из-за неровностей дороги, а также позволяет сохранить контроль за направлением движения в случае разрыва шины переднего колеса. Усилие на ободе рулевого колеса не должно быть более 100 Н при движении груженого автомобиля. При поломке гидроусилителя усилие на рулевом колесе достигает 500 Н.

Из нейтрального положения колеса обычно поворачиваются на максимальный угол 35°…45° не более чем за 2,5 оборота рулевого колеса.

Гидросистема состоит из источника энергии (насоса), исполнительного механизма, распределительного устройства. Исполнительным механизмом является гидравлический двигатель, куда под давлением подается рабочая жидкость, и в зависимости от конструкции корпус цилиндра или поршень перемещает в необходимую сторону детали привода управляемых колес.

На рис. 5.14 показан общий вид рулевого управления автомобиля.