Электронный архив УГЛТУ

УДК 630*371.7

В.В. Побединский, А.В. Берстенев, А.И. Попов
(V.V. Pobedinsky, A.V. Berstenev, A.I. Popov)
Уральский государственный лесотехнический университет, Екатеринбург

ВЫВОД ПЕРЕДАТОЧНОЙ ФУНКЦИИ ГИДРОПРИВОДА ОКОРОЧНОГО СТАНКА (CONCLUSION HYDRAULIC TRANSFER FUNCTION DEBARKERS MACHINE)

Разработана гидродинамическая схема системы гидропривода механизма подачи окорочного станка. Для разработки САУ и вывода передаточной функции системы получена зависимость значения величины потока рабочей жидкости через золотниковый гидрораспределитель от параметров гидросистемы.

Developed hydrodynamic circuit hydraulic drive system feeder debarker. For the development of the ACS and the output of the transfer function of the dependence of values of fluid flow through the Slide valve of the hydraulic parameters.

В предложенной конструкции механизма прижима вальцов [1] предусмотрено использование гидропривода, для которого разработана имитационная модель в среде MatLab [2]. Для его оснащения системой автоматического управления необходимо вывести передаточную функцию системы. Существует несколько методов решения этой задачи, и один из них – использование гидродинамической схемы системы. Гидродинамическая схема – это описание протекающих в гидродинамической системе физических процессов с помощью вычислений, основанных на законах гидродинамики. Гидродинамическая схема позволяет получить передаточную функцию рассматриваемой системы в линейном приближении.

Для вывода передаточной функции рассмотрим аналогично [3] гидравлическую систему (ГС), схема работы которой показана на рис. 1.

Принимаем, что жидкость в гидросистеме подается от источника под постоянным давлением и что ее сжимаемостью можно пренебречь. Перемещение золотника в направлении, указанном на рис. 1, обозначенное через $x(t)$, приводит к поступлению жидкости в верхнюю часть гидроцилиндра, и соответственно поршень также перемещается вниз.

Малая мощность, необходимая для перемещения $x(t)$, преобразуется в высокую мощность, связанную с перемещением поршня $y(t)$. Объемный расход жидкости Q зависит то перемещения $x(t)$ и разности давлений P в штоковой полости ГЦ и P_0 в бесштоковой полости ГЦ, действующих на поршень, т. е. $Q = g(x, P)$.

Воспользовавшись известным [4] методом линеаризации путем разложения в ряд Тейлора, запишем уравнение гидродинамической системы в следующем виде:

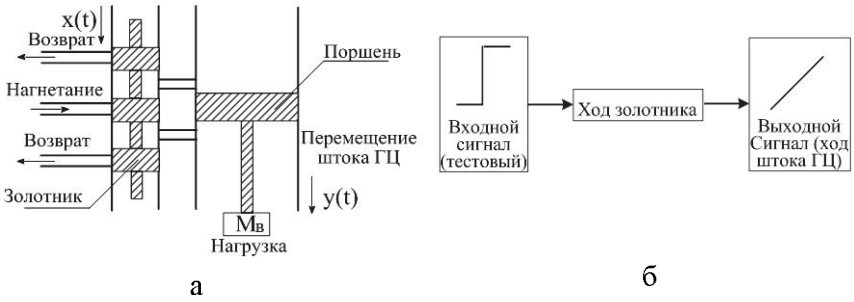
$$Q = \left(\frac{\partial q}{\partial x}\right)_{x_0, P_0} x + \left(\frac{\partial q}{\partial P}\right)_{x_0, P_0} P = k_x x - k_P P, \quad (1)$$

где $q = q(x, P)$ и (x_0, P_0) – обобщенные координаты рабочей точки;

$k_x = \left(\frac{\partial q}{\partial x}\right)_{x_0, P_0}$ – коэффициент, определяющий зависимость изменения потока жидкости от изменения положения штока золотникового усилителя;

$k_p = \left(\frac{\partial q}{\partial P}\right)_{x_0, P_0}$ – коэффициент, определяющий зависимость изменения потока жидкости от изменения разницы давления в полостях ГЦ.

Величины q, x, p в уравнении (1) образуют систему координат, показанную на рис. 2. Каждая точка в этой 3-мерной системе



а б

Рис. 1. Схема работы гидравлической системы:
а – принципиальная схема; б – схема работы системы

Электронный архив УГЛТУ

координат соответствует определённому состоянию ГС. Найдя выражение, описывающее все возможные состояния этой ГС, мы найдём её передаточную функцию в указанной системе координат. Выбор системы координат (выбор независимых, а в нашем случае линейно-независимых) параметров ГС – выбор степени приближения в математическом описании нашей ГС. Строго говоря, для более детального описания можно задать многомерную систему координат, добавив любое количество измерений. Главное, корректно описать математически зависимости между различными координатами. Такая математическая схема, дающая математическую связь координат (гидродинамических параметров) построенной системы координат, и будет гидродинамической схемой.

Сила, развиваемая поршнем гидроцилиндра, равна произведению его площади A на давление P, и находится из уравнения [3]

$$AP = M\frac{d^2y}{dt^2} + b\frac{dy}{dt}, \qquad (2)$$

где первое слагаемое в правой части описывает консервативные силы, действующие на шток гидроцилиндра, а второе – диссипативные силы.

Подставляя уравнение (2) в формулу (1), получим выражение

$$\frac{A}{k_p}(k_x x - Q) = M\frac{d^2y}{dt^2} + b\frac{dy}{dt}. \qquad (3)$$

Здесь нужно учесть, что объёмный расход жидкости Q связан с перемещением штока поршня следующим соотношением:

$$Q = A\frac{dy}{dt}. \qquad (4)$$

Тогда, подставляя формулу (4) в уравнение (3) и перегруппируя члены, получим уравнение гидродинамической схемы в следующем виде:

$$\frac{Ak_x}{k_p}x = M\frac{d^2y}{dt^2} + \left(b + \frac{A^2}{k_p}\right)\frac{dy}{dt} \qquad (5)$$

Гидродинамическая схема – расчётная схема, позволяющая решать задачи гидродинамики в линейном приближении и, в частности, получения передаточной функции гидродинамического звена. Для этой цели, используя преобразование Лапласа [4], получим выражение передаточной функции $W(s)$ системы гидропривода механизма прижима вальцов

$$W(s) = \frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{K}{s(Ms + B)}, \qquad (6)$$

где $K = \frac{Ak_x}{k_p}$ и $B = b + \frac{A^2}{k_p}$.

Как видно из уравнения (6), передаточная функция $W(s)$ в общем случае зависит от двух переменных параметров системы: k_x определяет изменение потока рабочей жидкости гидросистемы при изменении положения золотникового усилителя, и k_p определяет изменение потока рабочей жидкости при изменении давления в штоковой и бесштоковой полостях ГЦ.

Из полученной формулы гидродинамической схемы (5) видно, что для нахождения передаточной функции нашей гидравлической системы в линейном приближении необходимо исследовать изменение потока рабочей жидкости через золотниковый распределитель независимо от двух параметров:

– положения штока золотника (величина пропорциональна входному управляющему сигналу на золотнике);

– разницы давления в полостях гидроцилиндра.

Проблема исследования этих зависимостей с помощью имитационной модели, описанной в [2], заключается в том, что при функционировании гидравлической системы в составе замкнутого или разомкнутого контура управления прижимом вальцов эти две зависимости взаимосвязаны и физически не могут изменяться независимо друг от друга. Теоретическая же независимость продиктована необходимостью процесса расчета частных производных в уравнении (5) гидродинамической схемы. Таким способом в системе MatLab эту проблему решить практически не представляется возможным. Поэтому в настоящей работе задача определения частных производных происходила в процессе численного эксперимента на модели по следующей методике.

1. Из обобщенной модели механизма прижима вальцов [2] выделялась гидравлическая подсистема визуально-блочной имитационной модели, функционирующая в разомкнутом контуре управления.

2. На входе модели фиксировалось заданным значением положение штока золотникового распределителя. Положение штока ГЦ устанавливалось в крайнее выдвинутое положение.

3. На шток ГЦ подавалась линейно нарастающая нагрузка. Под действием нагрузки на штоке в полостях ГЦ создавалась разница давлений, приводящая к потоку рабочей жидкости через отверстие золотникового усилителя. Нарастание нагрузки на штоке происходило медленно, чтобы обеспечить приведение гидравлической системы в каждый момент времени в состояние гидродинамического равновесия.

4. С заданной частотой производилась регистрация параметров

Электронный архив УГЛТУ

системы (значения положения штока золотникового распределителя x, разницы давления Δp и значения величины потока рабочей жидкости Q).

5. Численный эксперимент по п.2–4 проводился сериями с определенным шагом различных значений положения штока золотникового распределителя.

6. По полученным в результате серии экспериментов значениям положения штока золотникового распределителя, разницы давления и значения величины потока рабочей жидкости с помощью приложения MatLab «Curve Fitting Tool» строилась поверхность, которая аппроксимировалась вдоль оси x полиномом третьего порядка, вдоль оси p – пятого порядка. Уравнение полинома имеет следующий вид:

$$Q(p,x)= \kappa_{00} + \kappa_{10}x + \kappa_{01}p + \kappa_{20}x_2 + \kappa_{11}xp + \kappa_{02}p_2 + \kappa_{21}x_2p + \kappa_{12}xp_2 + \ldots + \kappa_{03}p3 + \kappa_{22}x_2p_2 + \kappa_{13}xp_3 + \kappa_{04}p_4 + \kappa_{23}x_2p_3 + \kappa_{14}xp_4 + \kappa_{05}p_5, \quad (7)$$

где $\kappa_{00} = -2{,}633e\text{-}05$; $\kappa_{10} = 0{,}9359$; $\kappa_{01} = 2{,}354e\text{-}05$; $\kappa_{20} = -4{,}175$; $\kappa_{11} = -0{,}004833$; $\kappa_{02} = 2{,}216e\text{-}06$; $\kappa_{21} = 0{,}7714$; $\kappa_{12} = -0{,}0005092$; $\kappa_{03} = 6{,}056e\text{-}08$; $\kappa_{22} = 0{,}03032$; $\kappa_{13} = -7{,}743e\text{-}06$; $\kappa_{04} = 6{,}403e\text{-}10$; $\kappa_{23} = 0{,}0002095$; $\kappa_{14} = -3{,}779e\text{-}08$; $\kappa_{05} = 2{,}316e\text{-}12$.

График построенной по уравнению (7) поверхности приведен на рис. 2.

7. Полученный в результате аппроксимации полином $Q(p,x)$ далее используется для вывода дифференциального уравнения, описывающего динамику гидравлического звена. Для этого от выражения полинома берутся частные производные $\frac{\partial Q(p,x)}{\partial x}$, $\frac{\partial Q(p,x)}{\partial p}$ и подставляются в выражение (6) гидродинамической схемы.

Таким образом, используя дифференциальное уравнение динамики гидравлического звена и следуя вычислениям по формулам (1)–(6), приведённым в выводе гидродинамической схемы, определяем передаточную функцию с параметрами гидравлического звена.

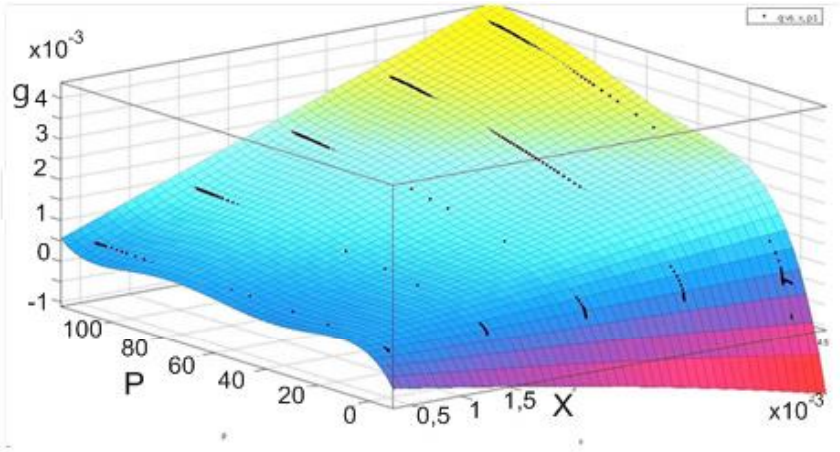


Рис. 2. Зависимость значения величины потока рабочей жидкости через гидрораспределитель от разницы давления P в полостях ГЦ и положения штока гидрораспределителя X

Выводы

Проведенные исследования позволяют сделать следующие выводы.

1. Для гидропривода механизма прижима вальцов окорочного станка предложена гидродинамическая схема, позволяющая на ее основе вывести передаточную функцию системы.

2. Учитывая сложность получения частных производных от выражения модели гидропривода в системе MatLab, получаем уравнение полинома и график функции величины потока рабочей жидкости через золотник гидрораспределителя в зависимости от разницы давления в полостях ГЦ и положения штока гидрораспределителя.

3. Полученный в результате аппроксимации полином используется для вывода дифференциального уравнения, описывающего динамику гидравлического звена, и вывода передаточной функции системы.

Библиографический список

1. Пат. 132377 Российской Федерации, МПК B27L 1/00 (2006/01). Устройство прижима вальцов роторного окорочного станка / В.В. Побединский, А.В. Мехренцев, Д.А. Василевский, А.И. Попов, Н.В. Рябкова, К.П. Асин; заявл. 09.04.2013, опубл. 20.09.2013, Бюл. № 26.

2. Побединский В.В., Попов А.И., Василевский Д.А. Разработка конструкции прижима вальцов окорочного станка // Вестник Саратов. ГАУ им. Вавилова. Саратов: СГАУ, 2013. № 12. С.53–56.

3. Гудвин Г.К., Гребе С.Ф., Сальгадо М.Э. Проектирование систем управления. М.: БИНОМ. Лаборатория знаний, 2010. 912 с.

4. Дорф Р.К., Бишоп Р.Х. Современные системы управления. М.: Лаборатория Базовых Знаний, 2004. 832 с.