

УДК 62-82

В.Н. Тихенко, д-р техн. наук,

А.А. Волков

Одесский национальный политехнический университет

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОПРИВОДОВ ПОДАЧИ СТОЛА ОТДЕЛОЧНО-РАСТОЧНЫХ СТАНКОВ

За результатами досліджень динамічних характеристик визначено залежності, які дозволяють оцінювати стійкість гідромеханічної системи подачі стола обробно-розточувальних верстатів.

Based on the research of dynamic characteristics depending defined that allow to assess the conditions of stability of the hydromechanical system of table drive of precision boring machine.

Введение

Гидроприводы подачи стола прецизионных отделочно-расточных станков должны обеспечивать плавность и безударность реверсирования, переходов с быстрых ходов на рабочие подачи, а также равномерность перемещения и стабильность подачи при длительных циклах обработки.

Основными возмущающими воздействиями для этих гидроприводов являются изменения сил трения и инерции в переходных режимах, которые возникают при переходе с быстрых ходов на рабочие подачи и при переключении рабочих подач. При этом динамические характеристики гидропривода оказывают существенное влияние, как на характер переходных процессов, так и на равномерность перемещения стола в режиме рабочей подачи. В случае недостаточного запаса устойчивости гидромеханической системы возможно появление автоколебаний гармонического или релаксационного типа, вызываемые нелинейной характеристикой трения и податливостью гидропривода, обусловленной сжимаемостью рабочей жидкости в полостях гидроцилиндра и трубопроводах. Необходимость в динамических расчетах является актуальной в связи с тенденцией повышения скоростей резания и подач при тонком растачивании.

Основные результаты исследований

Расчетная схема гидромеханической системы привода подачи стола (рис. 1) содержит насос 1, переливной клапан 2, регулятор расхода 3, гидроцилиндр 4, который перемещает стол 5 с массой m . Использована дифференциальная схема подключения гидроцилиндра (площадь поршневой полости в два раза больше штоковой). В отделочно-расточных станках трубопроводы, соединяющие насосный агрегат с гидроцилиндром, обычно имеют длину около 2 м.

Первая резонансная частота трубопровода определяется зависимостью [1]

$$f_r = a/4l, \text{ Гц,}$$

где a — скорость звука в рабочей жидкости, $a = 1200 \text{ м/с}$; l — длина трубопровода, м.

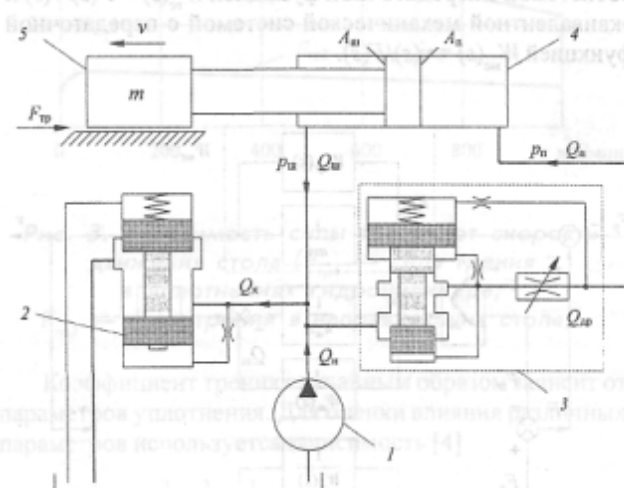


Рис. 1. Расчетная схема гидромеханической системы привода стола.

При выводе уравнений динамики принимались следующие допущения:

- волновые процессы в трубопроводах и их гидравлическое сопротивление не учитывались, так как собственные частоты гидропривода не превышают 30–35 Гц, а первая резонансная частота трубопроводов составляет 150 Гц;
- модуль упругости рабочей жидкости принимался постоянным при колебаниях давления в гидросистеме, но различным для напорной и сливной полостей и зависящим от установившихся значений давления в полостях;
- утечки в насосе и гидроцилиндре не учитывались.

Была получена графическая интерпретация системы уравнений динамики в виде замкнутой гидромеханической системы привода, анализ которой показал, что она является многоконтурной со сложными нелинейными связями между параметрами. Выполнение инженерных

расчетов при помощи такой сложной модели вызывает ряд трудностей.

Однако при некоторых условиях, когда существенные частоты (частоты собственных колебаний системы и частота периодических воздействий) значительно отличаются от частот собственных колебаний контуров, состоящих из гидроаппаратов и гидрوليний, задачу можно упростить. В этом случае можно путем анализа частотных характеристик гидросистемы выявить наиболее существенные факторы, влияющие на динамические характеристики, при помощи которых можно с достаточной для практических целей точностью определить запас устойчивости привода [2]. Тогда система уравнений может быть представлена в виде структурной схемы линеаризованной модели замкнутой гидромеханической системы привода (рис. 2). Из структурной схемы следует, что гидромеханическая система представляет собой замкнутую динамическую систему, образованную двумя звеньями — гидросистемой с передаточной функцией $W_{гс}(s) = F(s)/v(s)$ и эквивалентной механической системой с передаточной функцией $W_{мс}(s) = v(s)/F(s)$.

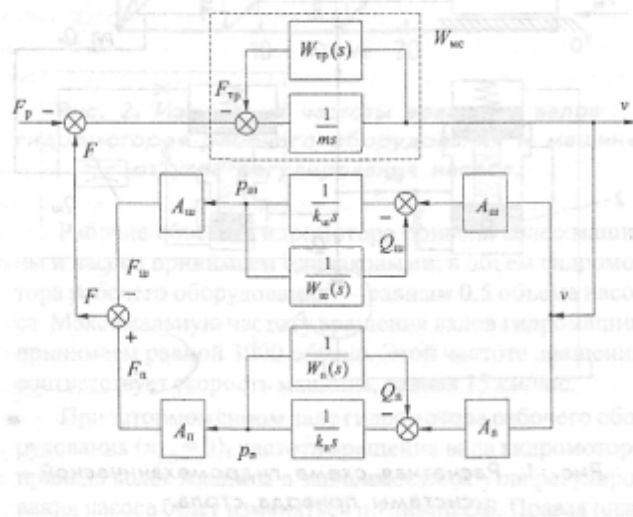


Рис. 2. Структурная схема гидромеханической системы привода стола.

При переходе к относительным координатам и изображениям по Лапласу передаточная функция гидросистемы в операторной форме примет вид (s — оператор Лапласа)

$$W_{гс}(s) = \frac{A_n^2}{\frac{1}{W_n(s)} - k_n s} - \frac{A_w^2}{\frac{1}{W_w(s)} + k_w s}, \quad (1)$$

где A_n и A_w — площади поршня в поршневой и штоковой полостях гидроцилиндра ($A_n = 2A_w$); $W_n(s)$ — передаточная функция между давлением и расходом рабочей жидкости в поршневой полости гидроцилиндра, определяемая динамическими характеристиками гидроаппаратов и трубопроводов, подключенных к поршневой полости;

$W_w(s)$ — передаточная функция между давлением и расходом рабочей жидкости в штоковой полости гидроцилиндра, определяемая динамическими характеристиками гидроаппаратов и трубопроводов, подключенных к штоковой полости; $k_n = V_n/E_{н0}$ и $k_w = V_w/E_{в0}$ — коэффициенты упругости поршневой и штоковой полости гидроцилиндра; V_n и V_w — объемы поршневой и штоковой полости гидроцилиндра; $E_{н0}$ и $E_{в0}$ — модуль упругости рабочей жидкости в штоковой и поршневой полости при исходном давлении p_0 .

Вследствие пренебрежения волновыми процессами в трубопроводах инерционность потока и сжимаемость рабочей жидкости в них рассматриваются как сосредоточенные параметры и могут быть приведены к полям гидроцилиндра в соответствии с выражениями

$$V_w = 0,5A_w l_{тш} + a_{тш} l_{тш},$$

$$V_n = 0,5A_n l_{тп} + a_{тп} l_{тп},$$

$$m_{жпр} = \frac{\rho}{3} \left(\frac{A_w^2 l_{тш}^2}{a_{тш}} + \frac{A_n^2 l_{тп}^2}{a_{тп}} \right),$$

где $l_{тш}$ — длина хода поршня гидроцилиндра; $a_{тш}$ и $l_{тш}$ — площади сечения и длина трубопроводов штоковой полости; $a_{тп}$ и $l_{тп}$ — площади сечения и длина трубопроводов поршневой полости; ρ — плотность рабочей жидкости.

Жесткость гидроцилиндра определяется главным образом сжимаемостью двухфазной (жидкостно-воздушной) смеси, наполняющей его полости. Общий объем смеси состоит из объема рабочей жидкости $V_ж$ и объема нерастворенного воздуха $V_в$. Воздушные включения (пузырьки воздуха) существенно снижают значение объемного модуля упругости чистой рабочей жидкости $E_ж$.

Нерастворенный воздух является одной из основных причин случайных изменений параметров гидропривода. Он влияет на пульсации давления в гидросистеме, случайным образом изменяет местные потери рабочей жидкости в дроссельных устройствах [4].

Модуль упругости жидкостно-воздушной смеси $E_{см}$ рабочей жидкости в каждой полости гидроцилиндра при текущем значении давления p можно определить из выражения [3]

$$E_{см} = E_ж \frac{\frac{V_{ж0}}{V_{в0}} + 1}{\frac{V_{ж0}}{V_{в0}} + E_ж \frac{p_0}{p^2}}$$

При автоколебаниях скорости привода с частотой, близкой к собственной частоте гидромеханического привода (30 Гц), динамическая характеристика переливного клапана может быть заменена его статической характеристикой, а динамическая характеристика регулятора потока — статической линеаризованной характеристикой дросселя.

$$W_w = p_w(s)/Q_w(s) = \Delta p_w / \Delta Q_w = c_k,$$

$$W_n = p_n(s)/Q_n(s) = -\Delta p_n / \Delta Q_n = -c_a,$$

где $c_k = \Delta p_{к0} / \Delta Q_{кmax}$ — статизм переливного клапана, определяемый по его паспортной характеристике при уста-

новившемся давлении Δp_{x0} ; $c_x = 2p_{x0}/Q_{x0}$ — коэффициент линеаризованной характеристики дросселя для установившегося состояния гидропривода (p_{x0} и Q_{x0}).

Тогда передаточная функция (1) запишется в следующем виде

$$W_{гс}(s) = - \frac{(A_{ш}^2 c_k + A_{п}^2 c_d) \left(\frac{A_{ш}^2 k_{п} + A_{п}^2 k_{ш}}{A_{ш}^2 c_k + A_{п}^2 c_d} c_k c_d s + 1 \right)}{(1 + k_{ш} c_k s)(1 + k_{п} c_d s)}$$

Введем обозначения:

$T_1 = k_{ш} c_k$ — постоянная времени напорной полости;

$T_2 = k_{п} c_d$ — постоянная времени сливной полости;

$$T_3 = \frac{e^2 k_{ш} + k_{п}}{\frac{e^2}{c_k} + \frac{1}{c_d}} \text{ — постоянная времени, характери-}$$

зующая демпфирование в приводе;

$$k_0 = A_{ш}^2 (c_k + e^2 c_d) \text{ — коэффициент передачи;}$$

$e = A_{п}/A_{ш} = 2$ — отношение рабочих площадей гидроцилиндра.

Поскольку постоянная времени c_d во много раз больше, чем постоянная c_k ,

$$T_3 \gg c_k (k_{ш} + 0,25 k_{п});$$

$$k_0 \approx 4 A_{ш}^2 c_d.$$

Тогда передаточную функцию $W_{гс}(s)$ можно записать в виде

$$W_{гс}(s) = - \frac{k_0 (T_3 s + 1)}{(T_1 s + 1)(T_2 s + 1)}$$

Знак «минус» перед выражением передаточной функции указывает на то, что приращению скорости Δv соответствует снижение силы на величину $\Delta p = -k_0 \Delta v$. Передаточная функция механической системы $W_{мс}$ с учетом динамической силы трения в соответствии с представленной структурной схемой имеет вид [1]

$$W_{мс}(s) = \frac{1}{ms + W_{тр}(s)},$$

где $W_{тр}(s)$ — передаточная функция трения, определяющая зависимость изменения силы трения в направляющих стола и гидроцилиндре при гармонических колебаниях скорости стола.

Сопоставление характеристик трения в направляющих стола и гидроцилиндре (рис. 3) позволяет сделать вывод, что характеристика суммарного трения в приводе подач в основном определяется силой трения резиновых уплотнений в гидроцилиндре, которая в области скоростей 0–300 мм/мин в 6–8 раз превышает силы трения в направляющих стола. В диапазоне малых скоростей стола (2–50 мм/мин) имеет место слабо возрастающая характеристика сил трения. При более высоких скоростях существует интен-

сивное падение силы трения с ростом скорости стола, причем в диапазоне 50–300 мм/мин наклон характеристики максимальный. Следовательно, в этом диапазоне скоростей имеется наибольшая вероятность потери устойчивости движения стола.

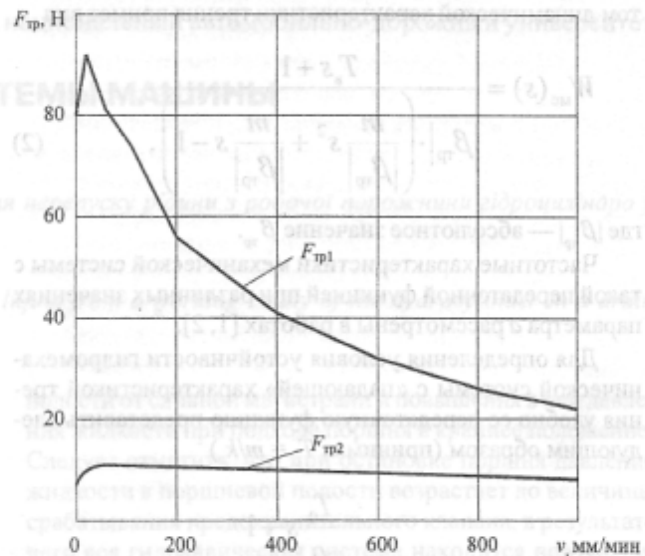


Рис. 3. Зависимость силы трения от скорости движения стола ($F_{тр1}$ — сила трения в уплотнениях гидроцилиндра; $F_{тр2}$ — сила трения в направляющих стола).

Коэффициент трения случайным образом зависит от параметров уплотнения. Для оценки влияния различных параметров используется зависимость [4]

$$f_{тр} = c p^{\frac{2}{3}} v^{\frac{2}{3}} \mu^{\frac{1}{6}},$$

где c — коэффициент, который зависит от материала контактирующих поверхностей; p — давление в уплотнении; v — скорость скольжения; μ — динамическая вязкость смазывающей жидкости.

Из-за рассеивания параметров значения коэффициента трения охватывают полосу случайных изменений, ширина которой находится в пределах $f_{тр} = 0,2-0,8$. Кроме того, изменение толщины масляной пленки и силы трения в манжетном уплотнении при изменении скорости происходит с некоторым запаздыванием, которое в зависимости от условий работы изменяется от нескольких десятых долей секунды до нескольких секунд.

Статическая характеристика трения описывается уравнением

$$F_{тр} = (F_{тр0} - \beta_{тр} v) \text{sign } v,$$

где $\beta_{тр}$ — коэффициент наклона статической «падающей» характеристики трения.

Зависимость сил трения от скорости в неустановившихся режимах при «падающей» статической характеристике трения может быть выражена передаточной функцией [1]

$$W_{тр}(s) = -\frac{\beta_{тр}}{(T_в s + 1)},$$

где $T_в$ — постоянная времени всплывания стола.

Передаточная функция механической системы с учетом динамической характеристики трения примет вид

$$W_{мс}(s) = \frac{T_в s + 1}{|\beta_{тр}| \cdot \left(\frac{m}{|\beta_{тр}|} s^2 + \frac{m}{|\beta_{тр}|} s - 1 \right)}, \quad (2)$$

где $|\beta_{тр}|$ — абсолютное значение $\beta_{тр}$.

Частотные характеристики механической системы с такой передаточной функцией при различных значениях параметра a рассмотрены в работах [1, 2].

Для определения условия устойчивости гидромеханической системы с «падающей» характеристикой трения удобно ее передаточную функцию представить следующим образом (принимая $T_0 = m/k_0$)

$$W_{мс}(s) = \frac{\frac{T_0}{a} s + 1}{|\beta_{тр}| \cdot \left[\left(\frac{T_0}{\sqrt{a}} \right)^2 s^2 + 2\xi \frac{T_0}{\sqrt{a}} s - 1 \right]}. \quad (3)$$

С помощью передаточной функции (3) можно получить алгоритмы для динамических расчетов на ЭВМ, а также определить частотные характеристики и условие устойчивости привода. Для инженерных расчетов усло-

вие устойчивости можно выразить в виде допустимой крутизны «падающей» характеристики трения, например, $|\beta_{тр}| \leq A_{шт}^2 c_k$.

Выводы

На основании проведенных исследований может быть сделан вывод, что автоколебания в приводе подачи стола порождаются податливостью гидросистемы в сочетании с «падающей» характеристикой трения. Запас устойчивости может быть увеличен как за счет повышения жесткости гидропривода (увеличение площади штоковой полости), так и за счет улучшения трибологических характеристик (применение новых эластичных уплотнений гидроцилиндра и антискачковых смазок для направляющих стола).

Литература

1. Коробочкин, Б.Л. Динамика гидравлических систем станков. — М.: Машиностроение, 1976. — 240 с.
2. Иванов, Г.М., Ермаков, С.А., Коробочкин, Б.Л., Пасынков, Р.М. Проектирование гидравлических систем машин. — М.: Машиностроение, 1992. — 224 с.
3. Лещенко, В.А. Гидравлические следящие приводы для станков с программным управлением. — М.: Машиностроение, 1975. — 288 с.
4. Струтинский, В.Б. Стохастичні процеси у гідроприводах верстатів: Монографія. — Одеса: Астропринт, 2009. — 456 с.

Надійшла 15.04.2011 р.