



О ЗНАЧИМОСТИ СООТНОШЕНИЯ ПРОВОДИМОСТЕЙ РАБОЧИХ ОКОН ДРОССЕЛИРУЮЩЕГО ГИДРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ, УПРАВЛЯЮЩЕГО ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫМ ГИДРОЦИЛИНДРОМ

Канд. техн. наук М.Е. Гойдо, канд. техн. наук В.В. Бодров, Р.М. Багаутдинов
(ООО "Учебно-инжиниринговый центр", г. Челябинск)

При расчете частоты собственных колебаний гидропривода поступательного движения с дроссельным управлением и дифференциальным гидроцилиндром обычно используется значение коэффициента жесткости c гидропривода, вычисленное по формуле [1]:

$$c = A_{нп}^2 E_{нп} / V_{нп} + A_{сп}^2 E_{сп} / V_{сп}, \quad (1)$$

где: $A_{нп}$, $A_{сп}$ — эффективные площади поршня гидроцилиндра соответственно со стороны его напорной и сливной полостей (здесь и далее под напорной и сливной понимаются рабочие полости гидроцилиндра, соединенные в текущий момент времени соответственно с источником потока рабочей жидкости и сливом);

$E_{нп}$, $E_{сп}$ — приведенные модули объемной упругости участков гидропривода со стороны соответственно напорной и сливной полостей гидроцилиндра;

$V_{нп}$, $V_{сп}$ — значения объемов рабочей жидкости соответственно в напорной и сливной полостях гидроцилиндра и присоединенных к ним гидролиниях: $V_{нп} = A_{нп}z + V_{нп0}$; $V_{сп} = A_{сп}(H-z) + V_{сп0}$;

z — текущая координата выходного звена (штока, плунжера или корпуса) гидроцилиндра, отсчитываемая от положения выходного звена, при котором объем напорной полости гидроцилиндра минимален;

H — полный ход выходного звена гидроцилиндра;

$V_{нп0}$, $V_{сп0}$ — минимальные значения объемов рабочей жидкости соответственно в

напорной и сливной полостях гидроцилиндра и присоединенных к ним гидролиниях (при соответствующих крайних положениях выходного звена гидроцилиндра).

В предположении, что значения приведенных модулей упругости $E_{нп}$ и $E_{сп}$ не зависят от величины z , минимальное значение c_{min} коэффициента жесткости c гидропривода соответствует координате $z_э$ выходного звена гидроцилиндра, равной

$$z_э = \begin{cases} z_{экс} & \text{при } 0 \leq z_{экс} \leq H; \\ 0 & \text{при } z_{экс} \leq 0; \\ H & \text{при } z_{экс} \geq H, \end{cases} \quad (2)$$

где:

$$z_{экс} = [(A_{нп}^3 E_{нп})^{1/2} (A_{сп} H + V_{сп0}) - (A_{сп}^3 E_{сп})^{1/2} V_{нп0}] / [(A_{нп}^3 E_{нп})^{1/2} A_{сп} + (A_{сп}^3 E_{сп})^{1/2} A_{нп}]. \quad (3)$$

Формула (1) и производная из нее формула (3) получены в предположении, что при изменении условий работы гидропривода изменения $\Delta p_{нп}$ и $\Delta p_{сп}$ давлений $p_{нп}$ и $p_{сп}$ соответственно в напорной и сливной полостях гидроцилиндра и присоединенных к ним гидролиниях находятся в соотношении

$$\Delta p_{нп} / \Delta p_{сп} = -A_{нп} E_{нп} V_{сп} / (A_{сп} E_{сп} V_{нп}). \quad (4)$$

Нетрудно показать, что при прочих равных условиях отклонение соотношения величин $\Delta p_{нп}$ и $\Delta p_{сп}$ в любую сторону от значения, определяемого по формуле (4), приводит к уменьшению коэффициента жесткости c гидропривода и, соответственно, частоты его собственных колебаний. Так, например, в крайних случаях, когда при работе гидропривода давление в сливной или в напорной полости гидроцилиндра поддерживается постоянным (то есть не изменяется), коэффи-



циент жесткости c гидропривода принимает минимальные значения:

$$A_{нп}^2 E_{нп} / V_{нп} \text{ или } A_{сп}^2 E_{сп} / V_{сп}.$$

В процессе работы гидропривода изменения $\Delta p_{нп}$ и $\Delta p_{сп}$ давлений $p_{нп}$ и $p_{сп}$ соответственно в напорной и сливной полостях гидроцилиндра существенно зависят от значений коэффициента гидравлической проводимости G рабочих окон дросселирующего гидрораспределителя

$$G = \mu A_{р.о} (2/\rho)^{1/2},$$

где: μ , $A_{р.о}$ — соответственно коэффициент расхода и площадь проходного сечения рабочего окна дросселирующего гидрораспределителя;

ρ — плотность рабочей жидкости.

Обозначим коэффициент проводимости рабочего окна дросселирующего распределителя, через которое рабочая жидкость от источника питания постоянного давления поступает в напорную полость гидроцилиндра (далее для краткости это рабочее окно будем называть напорным), через $G_{нп}$, а коэффициент проводимости рабочего окна, через которое рабочая жидкость из сливной полости гидроцилиндра вытесняется в гидробак (далее это рабочее окно будем называть сливным), через $G_{сп}$.

В соответствии с уравнением энергий

$$Q_{нп} = G_{нп} (p_{р.о.нп})^{1/2}; \quad (5)$$

$$Q_{сп} = G_{сп} (p_{р.о.сп})^{1/2}, \quad (6)$$

где: $Q_{нп}$, $p_{р.о.нп}$ — соответственно расход рабочей жидкости через напорное рабочее окно дросселирующего гидрораспределителя и потери давления на этом окне;

$Q_{сп}$, $p_{р.о.сп}$ — соответственно расход рабочей жидкости через сливное рабочее окно дросселирующего гидрораспределителя и потери давления на этом окне.

При пренебрежении потерями давления на остальных участках гидропривода по сравнению с потерями давления $p_{р.о.нп}$ и $p_{р.о.сп}$ на напорном и сливном рабочих окнах дросселирующего гидрораспределителя, текущие значения давления $p_{нп}$ и $p_{сп}$ соответственно в напорной и сливной рабочих полостях гидроцилиндра могут быть представлены следующим образом:

$$p_{нп} = p_n - p_{р.о.нп}; \quad (7)$$

$$p_{сп} = p_{сл} + p_{р.о.сп}, \quad (8)$$

где: p_n — давление в напорном канале источника питания гидропривода (в напор-

ном канале дросселирующего гидрораспределителя);

$p_{сл}$ — давление в сливной гидролинии привода (в сливном канале дросселирующего гидрораспределителя).

При пренебрежении утечками и перетечками рабочей жидкости, для случая установившегося движения выходного звена гидроцилиндра при условии, что нарушение сплошности жидкости в напорной полости гидроцилиндра отсутствует, имеем:

$$Q_{нп} / Q_{сп} = A_{нп} / A_{сп}. \quad (9)$$

На основании уравнений (5)—(9), переходя к приращениям переменных, после несложных математических преобразований получаем:

$$\Delta p_{нп} / \Delta p_{сп} = -(G_{сп} / G_{нп})^2 (A_{нп} / A_{сп})^2. \quad (10)$$

Приравнявая правые части выражений (4) и (10), находим соотношение коэффициентов гидравлической проводимости $(G_{нп} / G_{сп})_э$ рабочих окон дросселирующего гидрораспределителя, которому при прочих равных условиях соответствует наибольшее значение коэффициента жесткости c гидропривода:

$$(G_{нп} / G_{сп})_э = [A_{нп} V_{нп} E_{сп} / (A_{сп} V_{сп} E_{нп})]^{1/2}. \quad (11)$$

В качестве примера на рис. 1 приведен график зависимости резонансной частоты f_p гидропривода поступательного движения с дроссельным управлением [для которого в соответствии с выражением (11): $(G_{пш} / G_{шт})_э = 1,453$] от соотношения коэффициентов проводимости $G_{пш}$ и $G_{шт}$ рабочих окон четырехщелевого дросселирующего гидрораспределителя, через которые исполнительные каналы гидрораспределителя, соединенные соответственно с поршневой и штоковой полостями гидроцилиндра, соединяются с напорным и сливным каналами гидрораспределителя. Указанный график получен в результате исследования математической модели гидропривода с использованием системы автоматизированного проектирования приводов и динамических систем ПРАНС-ПК [2]. Из графика, а также из проведенных исследований в целом, следует, что резонансная частота гидропривода поступательного движения с дроссельным управлением зависит от соотношения коэффициентов проводимости рабочих окон четырехщелевого дросселирующего гидрораспределителя, используемого в гидроприводе. При этом максимум резонансной час-



тоты f_p при прочих равных условиях имеет место при величине отношения $G_{пш}/G_{шт}$, близкой к значению $(G_{пш}/G_{шт})^э$, рассчитанному по выражению (11). Очевидно, что все вышесказанное справедливо и для случая использования в гидроприводе недифференциального гидроцилиндра, то есть гидроцилиндра двухстороннего действия, у которого эффективные площади поршня со стороны обеих рабочих полостей одинаковы.

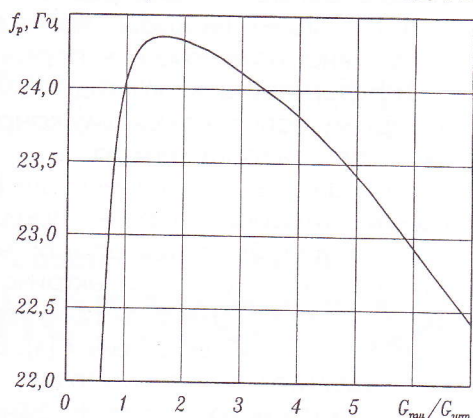


Рис. 1. Пример графика зависимости резонансной частоты f_p гидропривода поступательного движения с дроссельным управлением от соотношения коэффициентов проводимости $G_{пш}$ и $G_{шт}$ рабочих окон четырехщелевого дросселирующего гидрораспределителя, через которые исполнительные каналы гидрораспределителя, соединенные соответственно с поршневой и штоковой полостями гидроцилиндра, соединяются с напорным и сливным каналами гидрораспределителя

В общем случае, при использовании в гидроприводе с дроссельным управлением в качестве гидродвигателя дифференциального гидроцилиндра соотношение коэффициентов проводимости рабочих окон дросселирующего гидрораспределителя должно быть также согласовано с соотношением эффективных площадей поршня управляемого с его помощью гидроцилиндра (со стороны напорной и сливной полостей последнего) и величиной нагрузок, действующих в процессе эксплуатации на выходное звено гидроцилиндра.

Потребное соотношение коэффициентов проводимости напорного и сливного рабочих окон дросселирующего гидрораспределителя будем искать в виде:

$$G_{пш}/G_{сл} = (A_{нп}/A_{сл})^k, \quad (12)$$

где: k — показатель степени.

Сила трения $F_{тр}$ в подвижных парах гидроцилиндра может быть представлена следующим образом:

$$F_{тр} = f_{нп} p_{нп} + f_{сл} p_{сл} + \Theta,$$

где: $f_{нп}$, $f_{сл}$ — коэффициенты пропорциональности переменных составляющих силы трения в подвижных парах гидроцилиндра значениям давления рабочей жидкости соответственно в напорной и сливной полостях гидроцилиндра ($f_{нп} < A_{нп}$; $f_{сл} < A_{сл}$);

Θ — постоянная составляющая силы трения в подвижных парах гидроцилиндра.

Тогда уравнение баланса сил, действующих на выходное звено гидроцилиндра, имеет вид:

$$(A_{нп} - f_{нп}) p_{нп} = (A_{сл} + f_{сл}) p_{сл} + \Theta + R, \quad (13)$$

где: R — усилие на выходном звене гидроцилиндра.

На основании выражений (5)–(9), (12), (13) получаем:

$$p_{нп} = [1 + (A_{нп}/A_{сл})^{2(k-1)} (A_{сл} + f_{сл}) / (A_{нп} - f_{нп})]^{-1} \{ (A_{сл} + f_{сл}) / (A_{нп} - f_{нп}) [p_{сл} + (A_{нп}/A_{сл})^{2(k-1)} p_{п}] + (\Theta + R) / (A_{нп} - f_{нп}) \}; \quad (14)$$

$$p_{сл} = [1 + (A_{нп}/A_{сл})^{2(k-1)} (A_{сл} + f_{сл}) / (A_{нп} - f_{нп})]^{-1} \{ p_{сл} + (A_{нп}/A_{сл})^{2(k-1)} [p_{п} - (\Theta + R) / (A_{нп} - f_{нп})] \}. \quad (15)$$

Для того, чтобы при выбранном значении $p_{п}$ давления на выходе источника питания гидропривода в случае работы привода с попутной нагрузкой на выходном звене дифференциального гидроцилиндра давление $p_{нп}$ в напорной полости гидроцилиндра не уменьшалось ниже минимально допустимой величины $p_{доп.мин}$, а давление $p_{сл}$ в сливной полости гидроцилиндра не повышалось сверх максимально допустимой величины $p_{доп.мах}$, согласно выражениям (14) и (15) должны выполняться неравенства:

$$[1 + (A_{нп}/A_{сл})^{2(k-1)} (A_{сл} + f_{сл}) / (A_{нп} - f_{нп})]^{-1} \{ (A_{сл} + f_{сл}) / (A_{нп} - f_{нп}) [p_{сл} + (A_{нп}/A_{сл})^{2(k-1)} p_{п}] + (\Theta - R_{поп.мах}) / (A_{нп} - f_{нп}) \} \geq p_{доп.мин}; \quad (16)$$

$$[1 + (A_{нп}/A_{сл})^{2(k-1)} (A_{сл} + f_{сл}) / (A_{нп} - f_{нп})]^{-1} \{ p_{сл} + (A_{нп}/A_{сл})^{2(k-1)} [p_{п} - (\Theta - R_{поп.мах}) / (A_{нп} - f_{нп})] \} \leq p_{доп.мах}. \quad (17)$$

где: $R_{поп.мах}$ — максимально возможное значение попутной нагрузки на выходном звене гидроцилиндра, $R_{поп.мах} < (A_{сл} - f_{сл}) p_{п} - (A_{нп} + f_{нп}) p_{сл} - \Theta$.

Решая неравенства (16) и (17) относительно показателя степени k для случаев выдвигания и втягивания штока гидроцилиндра (то есть для обоих возможных направлений движения выходного звена гидроцилиндра), определяем допустимые, исходя из сформулированных выше требований, пределы изменения этого параметра.



Для случая: $\theta=0$, $f_{нп}=f_{сл}=0$, $p_{сл}=p_{доп.мин}=0$, $p_{доп.мах}=p_p$ и $R_{поп.мах}=A_{сл}p_p$ — система неравенств (16), (17) имеет единственное решение: $k=1$. При этом в соответствии с выражением (12) потребное соотношение коэффициентов проводимости рабочих окон дросселирующего распределителя составляет:

$$G_{нп}/G_{сл}=A_{нп}/A_{сл}$$

При известном значении показателя степени k неравенства (16) и (17) позволяют определить давление p^* на выходе источника питания гидропривода, необходимое для того, чтобы при работе привода с попутной нагрузкой на выходном звене дифференциального гидроцилиндра давление в напорной полости гидроцилиндра не уменьшалось ниже минимально допустимой величины $p_{доп.мин}$, а в сливной полости гидроцилиндра не повышалось сверх максимально допустимой величины $p_{доп.мах}$.

Для случая: $k=0$ (коэффициенты проводимости напорного и сливного рабочих окон дросселирующего гидрораспределителя одинаковы), $\theta=0$, $f_{нп}=f_{сл}=0$, $p_{сл}=p_{доп.мин}=0$, $p_{доп.мах}=p^*$ и $R_{поп.мах}=A_{сл}p_p$ — из условия выполнения сформулированных выше требований получаем, что давление p^* на выходе источника питания гидропривода должно быть не меньше большего из значений

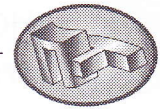
$(A_{нп}/A_{сл})^2 p_p$ и $[(A_{нп}/A_{сл})^3 - A_{нп}/A_{сл} + 1]^{-1} p_p$, вычисленных для обоих возможных направлений движения выходного звена гидроцилиндра [3].

Большинство дросселирующих гидрораспределителей, выпускаемых промышленностью, имеет соотношение $G_{нп}/G_{сл}$, равное единице. Вместе с тем, фирмы Rexroth и Parker производят четырехлинейные гидрораспределители с пропорциональным электрическим управлением, у которых коэффициент проводимости открываемых золотником рабочих окон, через которые один из исполнительных (рабочих) каналов гидрораспределителя соединяется с напорным или сливным каналом, в два раза превосходит коэффициент проводимости рабочих окон, через которые другой исполнительный канал при этом соединяется соответственно со сливным или напорным каналом [1, 4]. Соотношение коэффициентов проводимости, равное двум, реализовано в пропорциональных гидрораспределителях в связи с

тем, что в гидроприводах достаточно широко используются поршневые гидроцилиндры с односторонним штоком, имеющие отношение эффективных площадей поршня со стороны поршневой и штоковой полостей, равное двум. При применении рассматриваемых гидрораспределителей к исполнительному каналу, соединяемому с напорным и сливным каналами через рабочие окна, имеющие больший коэффициент проводимости (большую площадь проходного сечения), должна подключаться поршневая полость дифференциального гидроцилиндра, а ко второму исполнительному каналу — штоковая полость гидроцилиндра.

Фирма Parker для управления дифференциальными гидроцилиндрами предлагает также шестилинейные гидрораспределители с пропорциональным электрическим управлением типа D*6FH, имеющие три исполнительных канала и два сливных [4]. В этих гидрораспределителях все рабочие окна, открываемые золотником, имеют одинаковую площадь проходного сечения, но благодаря тому, что поршневая полость дифференциального гидроцилиндра подсоединяется к первым двум исполнительным каналам такого гидрораспределителя, а штоковая — к третьему исполнительному каналу, который в одной из рабочих позиций золотника гидрораспределителя соединяется со вторым исполнительным каналом, обеспечивается не только благоприятное результирующее соотношение коэффициентов проводимости рабочих окон гидрораспределителя, но и включение гидроцилиндра по дифференциальной схеме, что в целом ряде случаев позволяет улучшить энергетические характеристики гидропривода [5].

При отсутствии дросселирующего гидрораспределителя с необходимым соотношением коэффициентов проводимости рабочих окон задача обеспечения требуемых показателей работы гидропривода может быть успешно решена, например, путем соединения каждой из рабочих полостей дифференциального гидроцилиндра с источником питания постоянного давления и сливом через индивидуальный дросселирующий распределитель с электрическим или электрогидравлическим управлением, катушки электромагнитов (электромеханических преобразователей) которых подклю-



чены к разным выходам управляющего электронного устройства, причем отношение электрических сигналов на упомянутых выходах управляющего электронного устройства таково, что в каждый момент времени обеспечивается потребное соотношение коэффициентов проводимости рабочих окон используемых дросселирующих распределителей [6].

Литература

1. Учебный курс гидравлики: В 3-х т. Том II. Пропорциональная техника и техника сервоклапанов: Учебник и справочник по гидравлическим пропорциональным клапанам и сервоклапанам, а также электронным компонентам, применяемым в управлении и контурах

регулирования / Х. Дерр, Р. Эвальд, Й. Хуттер и др. — Маннесманн Рексрот ГмбХ, Лор на Майне/ ФРГ, 1986.

2. Автоматизированное проектирование машиностроительного гидропривода / И. И. Бажин, Ю.Г. Беренгард, М.М. Гайцгори и др.; Под общ. ред. С.А. Ермакова. — М.: Машиностроение, 1988. — 312 с.

3. Гойдо М.Е. Теория и проектирование гидроприводов: Учебное пособие. — Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 1998. — 255 с.

4. Parker product program hydraulic controls: Catalogue 2500/GB. — Parker Hannifin GmbH, 1995.

5. Гойдо М.Е. Влияние схемы включения гидроцилиндров на энергетические характеристики гидропривода: Учебное пособие. — Челябинск: ЧГУ, 1991. — 30 с.

6. Патент № 2066406 (RU). Электрогидравлический привод / Гойдо М.Е., Пинигин Б.Н, Казанцев С.В. и др. // Оpubл. в Б.И. — 1996. — № 25.

На первой стр. обложки

МНОГОКООРДИНАТНЫЙ ОЦ МС-300

Высокопроизводительный многокоординатный мехатронный обрабатывающий центр МС-300 предназначен для высокоскоростной обработки деталей из различных материалов и может выполнять циклы сверления; прямолинейного, контурного и объемного фрезерования; растачивания; нарезания резьбы; фрезерования резьбы одновременно со сверлением комбинированным инструментом.

ОЦ МС-300 имеет пять формообразующих координатных движений, что позволяет при высокой компактности конструкции обрабатывать детали, имеющие сложную геометрическую форму (корпусные детали, крыльчатки, пресс-формы, штампы).

Технические характеристики ОЦ МС-300

Диаметр планшайбы поворотного стола, мм	320
Конус шпинделя	HSK-A63
Частота вращения шпинделя, об/мин	100...18000
Наибольшие перемещения по координатам X/Y/Z, мм	400/320/320
Наибольший угол поворота осей двухкоординатного стола B'/C', град.	180/360
Скорость быстрых перемещений по координатам: X, Y, Z, м/мин B'/C', мин-1	30 130/210
Осевое усилие приводов подач X/Y/Z, Н	2000/2000/4000
Дискретность задания перемещений по координатам: X, Y, Z, мм B', C', град.	0,0001 0,0001
Точность линейного позиционирования (X, Y, Z), мкм	6
Повторяемость линейного позиционирования (X, Y, Z), мкм	2
Точность углового позиционирования (B', C'), угл. с.	6
Повторяемость углового позиционирования (B', C'), угл. с.	2
Емкость инструментального магазина, шт.	16
Время смены инструмента, наименьшее/наибольшее, с: собственное от реза до реза	2,5/3 4,5/5
Масса станка, кг	2500

ОАО Национальный институт авиационных технологий
Тел. (095) 200-20-32; Факс (095) 200-34-12; www.niat.ru