

*Зубрилов Г.Ю., ст. препод.,
Мельников В.Г., канд. техн. наук, доц.,
Щеглов Е.М., канд. техн. наук, доц.
Сибирский Федеральный Университет*

ДРОССЕЛЬНОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ СКОРОСТИ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА ГИДРОЦИЛИНДРА ГРУЗОПОДЪЁМНОГО МЕХАНИЗМА

В статье рассматривается процесс дроссельного регулирования скорости перемещения поршня гидроцилиндра, двухстороннего действия, при опускании стрелы с грузом грузоподъемного механизма, обеспечивающий неразрывность потока рабочей жидкости.

Дроссельное регулирование гидравлического привода, с энергетической позиции, является бесперспективным, но достаточно большой ряд задач объёмного гидропривода трудно разрешить без его применения на практике. Изменение эффективного сечения потока через гидравлический дроссель, включённый последовательно гидродвигателю на выходе, в зависимости от внешней нагрузки имеет не линейный характер. Такое положение характеризуется отсутствием стационарности геометрических параметров кинематической схемы.

Движение рабочей жидкости, через дроссель, сопровождается перепадом давления, выполняя функцию торможения подвижных элементов гидравлических двигателей и элементов конструкции машины. Величина тормозного усилия неизбежно связана с явлением неразрывности потока связывающего производительность насоса и эффективное сечение дросселя.

Наилучшей практической иллюстрацией работы дросселя в качестве динамически адаптивного тормозного устройства служит грузоподъёмный механизм.

Приведенная методика позволяет определить эффективную площадь проходного отверстия дросселя, установленного на выходе из гидродвигателя, в зависимости от внешних параметров, кинематической схемы опускаемого груза и любого положения грузоподъёмного механизма.

Ключевые слова: гидравлический привод, грузоподъёмный механизм, кинематика, давление, дроссель.

При проектировании грузоподъемных гидрофицированных машин, необходимо обеспечить скорость опускания поршня гидроцилиндра, удовлетворяющую условию неразрывности потока рабочей жидкости.

В статье рассматривается дроссельное регулирование, обеспечивающее неразрывность потока рабочей жидкости в штоковой полости гидроцилиндра при опускании, грузоподъёмного механизма, под действием статических и динамических нагрузок (рис. 1).

В настоящей статье рассматривается вопрос дроссельного регулирования скорости опускания стрелы грузоподъёмного механизма, под действием приведенного веса всех подвижных элементов системы.

Для опускания стрелы рабочая жидкость от насоса через гидрораспределитель подаётся в штоковую полость гидроцилиндра, а из поршневой полости вытесняется через дроссель в бак.

Опускание стрелы должно происходить в условиях неразрывности потока рабочей жидкости в штоковой полости гидроцилиндра. С этой целью на выходе из поршневой полости гидроцилиндра устанавливается дроссель. При постоянной производительности насоса Q_n , скорость

поршня v_n постоянна. Такое условие обеспечивает неразрывность потока [3, 5].

Скорость поршня определяется из выражения:

$$v_n = \frac{Q_n}{S_{ш}}, \quad (1)$$

где v_n – скорость движения поршня гидроцилиндра, м/с; Q_n – подача насоса, м³/с; $S_{ш}$ – площадь штоковой полости гидроцилиндра, м².

Расход рабочей жидкости из поршневой полости гидроцилиндра, проходящий через дроссель:

$$Q_d = v_n \cdot S_n, \quad (2)$$

где S_n – площадь поршня, м².

Скорость перемещения поршня в выражении (2) подставим из выражения (1), получим:

$$Q_d = \frac{Q_n}{S_{ш}} \cdot S_n, \quad (3)$$

Заменим:

$$\frac{S_n}{S_{ш}} = \psi, \quad (4)$$

Тогда выражение (4) примет вид:

$$Q_d = Q_n \cdot \psi, \quad (5)$$

Расход рабочей жидкости, проходящей через дроссельное отверстие, также можно определить из выражения [3, 4, 5]:

$$Q_d = \mu \cdot S_o \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}}, \quad (6)$$

где μ – коэффициент расхода рабочей жидкости; S_o – площадь отверстия дросселя, м²; ΔP – перепад давления, Па.

$$\Delta P = P^n - P^3, \quad (7)$$

где P^n – давление перед дросселем, Па, P^3 – давление за дросселем, Па. Давление, вызванное гидравлическими потерями в линии за дросселем; ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м³.

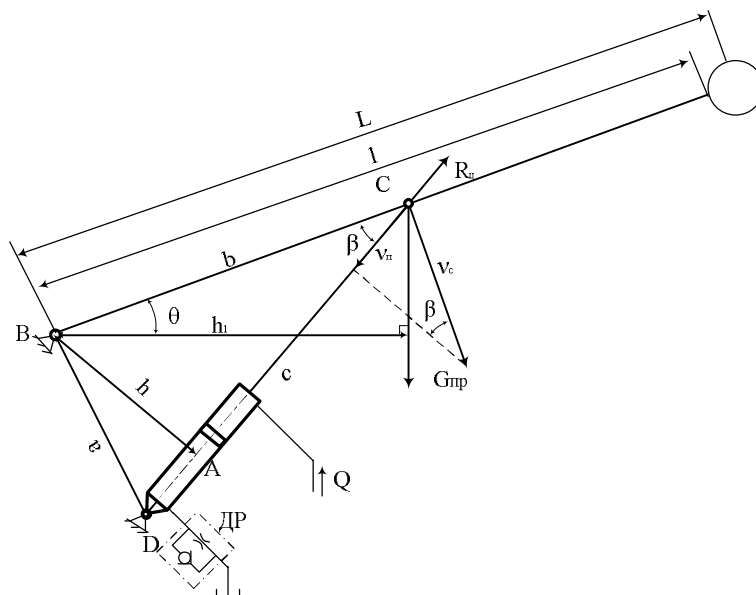


Рис. 1. Принципиальная кинематическая и гидравлическая схемы грузоподъемного механизма
 l – длина стрелы, м; L – расстояние от оси вращения стрелы до равнодействующей веса груза с захватом, м;
 $G_{пр}$ – приведенный вес груза и технологического оборудования к точке “С” [1, 2, 6], м;
 a, b, c – стороны треугольника ВСД; a и b – const; c – переменная; ДР – дроссель с обратным клапаном.

Дроссель с обратным клапаном установлен на корпусе гидроцилиндра, поэтому давление в поршневой полости гидроцилиндра и перед дросселем равны. Ввиду относительно небольшой величины потерь давления на сливе за дросселем в дальнейших расчётах учитываем только давление на входе в дроссель, тогда уравнение (6) выразим в следующем виде:

$$Q_d = \mu \cdot S_o \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot P^n}{\rho}}, \quad (8)$$

При значительных потерях за дросселем величина потерь давления определяется из выражения:

$$P^3 = \sum P + (a + \sum \xi) \frac{v_c^2}{2} \rho, \quad (9)$$

где $\sum P$ – сумма потерь давления на трение по длине прямых участков трубопровода, Па; a – коэффициент кинетической энергии; v_c – величина средней скорости, м/с; $\sum \xi$ – сумма всех коэффициентов местных сопротивлений элемента.

Для определения величины отверстия дросселя необходимо найти давления перед дроссе-

лем P^n . С этой целью составим уравнение динамического равновесия грузоподъемного механизма [1, 7, 8]:

$$G_{пр} \cdot h_1 = R_{ц} \cdot h + J_{п} \frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega^2}{2} \cdot \frac{dJ_{п}}{d\theta}, \quad (10)$$

где $R_{ц}$ – усилие, действующее на шток гидроцилиндра, Н; $J_{п}$ – приведенный момент инерции грузоподъемного механизма относительно точки вращения “В”, кг·м²; ω – угловая скорость стрелы, с⁻¹; h – плечо, действия силы $R_{ц}$, м; h_1 – плечо, действия приведенного веса $G_{пр}$, м.

Учитывая малое значение третьего слагаемого в начале разгона можно записать [6, 8, 10]:

$$G_{пр} \cdot h_1 = R_{ц} \cdot h + J_{п} \frac{d\omega}{dt}, \quad (11)$$

При составлении уравнения динамического равновесия не учтена энергия поступательного движения штока и поршня гидроцилиндра, ввиду незначительной их массы и скорости.

Усилие гидроцилиндра:

$$R_{ц} = P^n \cdot \frac{\pi D^2}{4}, \quad (12)$$

где D – диаметр поршня гидроцилиндра, м.

Преобразуем уравнение (11) с учётом (12):

$$G_{\text{пр}} \cdot h_1 = P^n \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot h + J_{\text{п}} \frac{d\omega}{dt}, \quad (13)$$

Преобразуем (13) относительно P^n :

$$P^n = \frac{4G_{\text{пр}}h_1}{\pi D^2 h} - \frac{4J_{\text{п}}}{\pi D^2 h} \frac{d\omega}{dt}, \quad (14)$$

Примем обозначения:

$$\frac{4G_{\text{пр}}}{\pi D^2} = A; \quad \frac{4J_{\text{п}}}{\pi D^2} = B. \quad (15)$$

Уравнение (15) запишем в следующем виде:

$$P^n = A \frac{h_1}{h} - B \frac{1}{h} \frac{d\omega}{dt}, \quad (16)$$

$$h = b \cdot \sin \beta, \quad (17)$$

$$h_1 = b \cdot \cos \theta. \quad (18)$$

Значение угла β определим из треугольника BCD.

$$\cos \beta = \frac{b^2 + c^2 - a^2}{2bc}, \quad (19)$$

$$\beta = \arccos \left(\frac{b^2 + c^2 - a^2}{2bc} \right), \quad (20)$$

Обозначим:

$$\frac{b^2 + c^2 - a^2}{2bc} = x, \quad (21)$$

Выражение (20) примет вид:

$$\beta = \arccos x, \quad (22)$$

$$\sin(\arccos x) = \sqrt{1 - x^2}, \quad (23)$$

Выражение (17) примет вид:

$$h = b \cdot \sqrt{1 - x^2}, \quad (24)$$

Угловая скорость стрелы:

$$\omega = \frac{v_c}{b}, \quad (25)$$

где, v_c – скорость точки «С».

$$v_c = \frac{v_{\text{п}}}{\sin \beta}, \quad (26)$$

Угловая скорость стрелы с учётом выражения (26):

$$\omega = \frac{v_{\text{п}}}{b \cdot \sin \beta}, \quad (27)$$

В выражении (16) произведём подстановку из выражений (18), (24):

$$P^n = A \frac{\cos \theta}{\sqrt{1-x^2}} - B \frac{1}{b \cdot \sqrt{1-x^2}} \frac{d\omega}{dt}, \quad (28)$$

Изменения давления, в процессе опускания стрелы, описывается системой уравнений:

$$\begin{cases} P^n = A \frac{\cos \theta}{\sqrt{1-x^2}} - B \frac{1}{b \cdot \sqrt{1-x^2}} \frac{d\omega}{dt}, \\ \omega = \frac{v_{\text{п}}}{b \cdot \sin \beta} \end{cases}, \quad (29)$$

Система уравнений (29) равносильна следующему уравнению относительно следующей функции P^n :

$$P^n = A \frac{\cos \theta}{\sqrt{1-x^2}} - B \frac{1}{b \cdot \sqrt{1-x^2}} \frac{v_{\text{п}} \cdot (-\cos \beta)}{b \cdot \sin^2 \beta}, \quad (30)$$

или

$$P^n = \frac{1}{\sqrt{1-x^2}} \left(A \cos \theta - B \frac{1}{b} \cdot \frac{v_{\text{п}} \cdot (-\cos \beta)}{\sin^2 \beta} \right). \quad (31)$$

Коэффициент расхода для малого круглого отверстия с острой кромкой при значении числа Рейнольдса $Re = 1,5 \cdot 10^4 \div 1 \cdot 10^6$, можно принимать $\mu = 0,6$, [3, 5, 7, 9], тогда, диаметр отверстия дросселя, обеспечивающий неразрывность потока рабочей жидкости, в гидроцилиндре грузоподъёмного механизма:

$$d_d = 1,225 \frac{\sqrt{Q_{\text{н}} \cdot \Psi}}{\sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}}}, \quad (32)$$

где ΔP – перепад давления на дросселе, Па. В данном случае $\Delta P = P^n$.

Для обеспечения неразрывности потока рабочей жидкости в штоковой полости гидроцилиндра на выходе из поршневой полости устанавливается не регулируемый дроссель, диаметр отверстия которого принимается расчётно-минимальным, или устанавливают клапан обратный управляемый.

Для стабилизации скорости движения поршня применяются специальные регуляторы расхода, при помощи которых можно установить и автоматически поддерживать постоянную скорость перемещения поршня при опускании стрелы независимо от характера изменения нагрузки на штоке. Основным элементом регуляторов расхода является дроссель.

Выводы. Приведенный алгоритм на стадии проектирования, позволяет определить необходимую площадь отверстия дросселя, которая обеспечит условие неразрывности потока рабочей жидкости в штоковой полости гидроцилиндра при опускании стрелы грузоподъёмного механизма.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин: Учеб. для вузов. 4-е изд., перераб. и доп. М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. 640 с.
2. Абрамов В.В. Щеглов Е.М. Приведение сил и масс к оси гидроцилиндра при подъеме стрелы гусеничного погрузчика. Вестник Красноярского государственного университета. Вып.18. г. Гидропривод машин различного тех-

нологического назначения / Под ред. С.В. Каверзина, Ж. Жоржа. Красноярск: КГТУ, 2000. С. 21–27.

3. Башта Т.М., и др. Объемные гидравлические привода. М., Машиностроение, 1982. 628 с.

4. Бутаев Д.А. Сборник задач по машиностроительной гидравлике.: М. Машиностроение, 1972. 472 с.

5. Гавриленко Б.А., Минин В.А., Рождественский С.Н. Гидравлический привод.: М., Машиностроение, 1969. 502 с.

6. Журавлёв В.Ф., Основы теоретической механики: Изд., 2-е, перераб. М.: Издательство физико-математической литературы, 2001. 320 с. ISBN 5-94052 -041-3.

7. Лепешкин А.В., Михайлин А.А., Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. Учебник. Ч. 2. Гидравлические машины и гидропневмопривод / Под ред. А.А. Шейпака. М.: МГИУ, 2003. 352 с.

8. Мельников В.Г. Дроссельное регулирование скорости опускания стрелы грузоподъемного механизма // Строительные и дорожные машины. 2015. №7. С 32–34.

9. Никитин О.Ф. Гидравлика и гидропневмопривод: учеб. пособие. 2-е изд., испр. и доп. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2012. 430 с.

10. Тарг С.М., Краткий курс теоретической механики: Учебн. для втузов. 10-е изд, перераб. и доп. М.: Высш. шк., 1986. 416 с.

Информация об авторах

Зубрилов Григорий Юрьевич, старший преподаватель, кафедры технологических машин и оборудования.

E-mail: gsro@yandex.ru

Сибирский Федеральный Университет.

Россия, 660041, г. Красноярск, ул. Свободный проспект, д. 79.

Мельников Вениамин Георгиевич, кандидат технических наук, доцент кафедры технологических машин и оборудования.

E-mail: melnikov37@bk.ru

Сибирский Федеральный Университет.

Россия, 660041, г. Красноярск, ул. Свободный проспект, д. 79.

Щеглов Евгений Михайлович, кандидат технических наук, доцент кафедры технологических машин и оборудования.

E-mail: shevmich@yandex.ru

Сибирский Федеральный Университет.

Россия, 660041, г. Красноярск, ул. Свободный проспект, д. 79.

Поступила в мае 2018 г.

© Зубрилов Г. Ю., Мельников В.Г., Щеглов Е.М., 2018

G.Yu. Zubrilov, V.G. Melnikov, E.M. Shcheglov

THROTTLE REGULATION OF THE OUTPUT LINK SPEED OF THE HYDROCYLINDER OF THE LOAD-LIFTING MECHANISM

The article deals with the process of throttle control of the speed of movement of the piston of the hydraulic cylinder, two-way action, when lowering the boom with the load of the lifting mechanism, ensuring the continuity of the flow of the working fluid.

Throttle control of the hydraulic drive, from an energy position, is unpromising, but quite a large number of problems of the volume hydraulic drive is difficult to solve without its application in practice. The change in the effective flow section through the hydraulic choke, connected in series with the hydraulic motor at the output, depending on the external load is not linear. This situation is characterized by the lack of stationarity of the geometrical parameters of the kinematic scheme.

The movement of the working fluid, through the throttle, is accompanied by a pressure drop, performing the function of braking the moving elements of hydraulic engines and the elements of the machine design. The value of the braking force is inevitably associated with the phenomenon of continuity of the flow connecting the pump performance and the effective section of the throttle.

The best practical illustration of the throttle as a dynamic adaptive braking device is the lifting mechanism.

The given technique allows to determine the effective area of the throttle orifice installed at the output of the hydraulic motor, depending on the external parameters, the kinematic scheme of the lowered load and any position of the lifting mechanism.

Keywords: hydraulic drive, load-lifting mechanism, kinematics, pressure, throttle.

REFERENCES

1. Artobolevsky I.I. Theory of mechanisms and cars: Studies. for technical colleges. 4 prod., pe-rab. and additional M.: Science. Hl. physical edition. - a mat. litas., 1988, 640 p.
2. Abramov V.V. Shcheglov E.M. Reduction of forces and masses to a hydraulic cylinder axis when raising an arrow of the crawler loader. Bulletin of the Krasnoyarsk state university. Issue 18. A hydraulic actuator of cars of various technological appointment / Under the editorship of S.V. Kaverzin, Ge. George. Krasnoyarsk: KGTU, 2000, pp. 21–27.
3. Bashta T.M., etc. Volume hydraulic drive. M, Mechanical engineering, 1982, 628 p.
4. Butayev D.A. Collection of tasks in machine-building hydraulics. M. Mashinostroyeniye, 1972, 472 p.
5. Gavrilenko B.A., Minin V.A., Christmas S.N. Hydraulic drive.: M, Mechanical engineering, 1969, 502 p.
6. Zhuravlyov V.F., Fundamentals of theoretical mechanics: Prod., the 2nd, reslave. M.: Publishing house of physical and mathematical literature, 2001, 320 p. ISBN 5-94052-041-3.
7. Lepeshkin A.V., Mihailing A.A., Sheypak A.A. Gidravlika and hydropneumatic actuator. Text-book. P. 2. Hydraulic machines and a hydropneumatic actuator. Under the editorship of A.A. Sheypak. M.: MGIU, 2003, 352 p.
8. Melnikov V.G. Throttle regulation of speed of lowering of an arrow of the load-lifting mechanism. Construction and road cars, 2015, no. 7, pp. 32–34.
9. Nikitin O.F. Hydraulics and hydropneumatic actuator: studies. grant. 2nd prod., испр. and additional M.: Publishing house МГТУим. N.E. Bauman, 2012, 430 p.
10. Tapr S.M., Short course of theoretical mechanics: Uchebn. for technical colleges. 10th prod., reslave. and additional M.: Vyssh. shk., 1986, 416 p.

Information about the author

Grigory Yu. Zubrilov, Senior lecturer.
Siberian federal University.
Russia, 660041, Krasnoyarsk, st. Svobodny prospect, 79.

Veniamin G. Melnikov, PhD, Assistant professor.
E-mail: melnikov37@bk.ru
Siberian federal University.
Russia, 660041, Krasnoyarsk, st. Svobodny prospect, 79.

Evgeny M. Shcheglov, PhD, Assistant professor.
E-mail: shevmich@yandex.ru
Siberian federal University.
Russia, 660041, Krasnoyarsk, st. Svobodny prospect79.

Received in May 2018

Для цитирования:

Зубрилов Г.Ю., Мельников В.Г., Щеглов Е.М. Дроссельное регулирование скорости выходного звена гидроцилиндра грузоподъёмного механизма // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2018. №8. С. 126–130. DOI: 10.12737/article_5b6d586f91d5b1.54446239

For citation:

Zubrilov G.Yu., Melnikov V.G., Shcheglov E.M. Throttle regulation of the output link speed of the hydrocylinder of the load-lifting mechanism. Bulletin of BSTU named after V.G. Shukhov, 2018, no. 8, pp. 126–130. DOI: 10.12737/article_5b6d586f91d5b1.54446239