

ДРОССЕЛЬНОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ СКОРОСТИ ГИДРОПРИВОДА

И.Р. Джаппуев

nnn.gost@yandex.ru

SPIN-код: 1643-6151

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

Аннотация

Рассмотрен принцип дроссельного регулирования скорости гидропривода, показаны примеры того, что регулируемый дроссель может быть реализован в конструкции гидрораспределителя в виде фрезерованных канавок или отверстий при использовании перфорированного золотника. Основное внимание уделено влиянию изменения микрогеометрии в щелях гидрораспределителя на скорость. Представлены результаты изменения площади проходного сечения, давления и расхода в дросселе от хода золотника без фрезеровок и с фрезеровками. Сделаны выводы о том, что применение фрезеровочных канавок в золотнике увеличивает диапазон регулирования скорости в гидроприводе.

Ключевые слова

Гидросистемы, дроссель, насос, клапан, жидкость, дроссельное регулирование, золотник, давление, перекрытие, гидрораспределитель, гидропривод

Поступила в редакцию 10.10.2019

© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2019

Введение. Принцип дроссельного регулирования скорости гидропривода заключается в том, что часть подачи нерегулируемого насоса отводится через дроссель или клапан в сливную гидролинию и не совершает полезной работы. По сравнению с объемным регулированием гидропривода при дроссельном регулировании хуже регулировочные характеристики (зависимость скорости движения выходного звена гидродвигателя от нагрузки), ниже КПД гидропривода и выше энергетические потери. В то же время гидросистемы с дроссельным регулированием намного дешевле гидросистем с объемным регулированием. Поэтому дроссельное регулирование широко применяется в гидроприводах малой мощности, а также в гидроприводах, имеющих малое время работы и длительное время простоя [1–10].

Регулируемые дроссели могут устанавливаться в гидролиниях или выполняться в золотнике гидрораспределителя (рис. 1).

В регулировании скорости вместе с дросселем участвует предохранительно-переливной клапан [1]. При установке дросселя на входе и на выходе системы (см. рис. 1) регулирование осуществляется за счет слива части жидкости насоса через предохранительно-переливной клапан, регулирование в «параллели» — за счет слива через линию, соединяющую напорный и сливной каналы и возможно через клапан. Подробно совместная работа предохранительно-переливного клапана, дросселя и насоса постоянной производительности и системой описана в [2]. Характеристика системы включает сопротивление гидролиний, нагрузки и регулируемого дросселя.

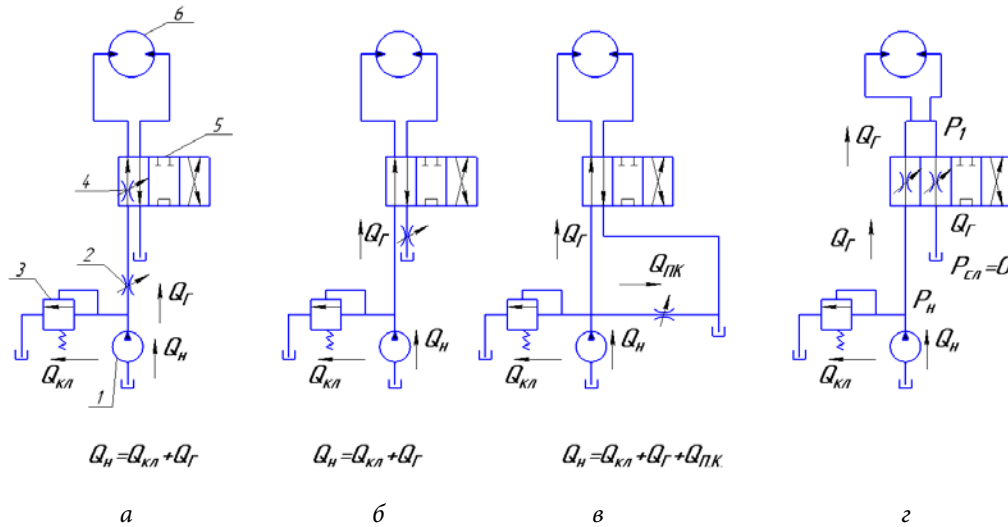


Рис. 1. Включение дросселей в гидросхему:

a — на входе; *б* — на выходе; *в* — в параллели; *г* — работа дросселей с насосом и клапаном 1 — насос; 2— дроссель; 3 — предохранительно-переливной клапан; 4 — регулируемый дроссель в гидрораспределителе; 5 — гидрораспределитель; Q_n — подача насоса; $Q_{пк}$ — расход через предохранительный клапан, Q_r — расход через гидрораспределитель; $Q_{кл}$ — расход через клапан; P_n — подача насоса; $P_{сл}$ — давление слива; P_1 — нагрузка через второй дроссель

На рис. 2 [2] изображены характеристика насоса с постоянной подачей и совместная характеристика клапана и насоса (кривая АЕС). Характеристики гидролиний — кривые 3 и 3' являются суммой сопротивлений линий и нагрузки.

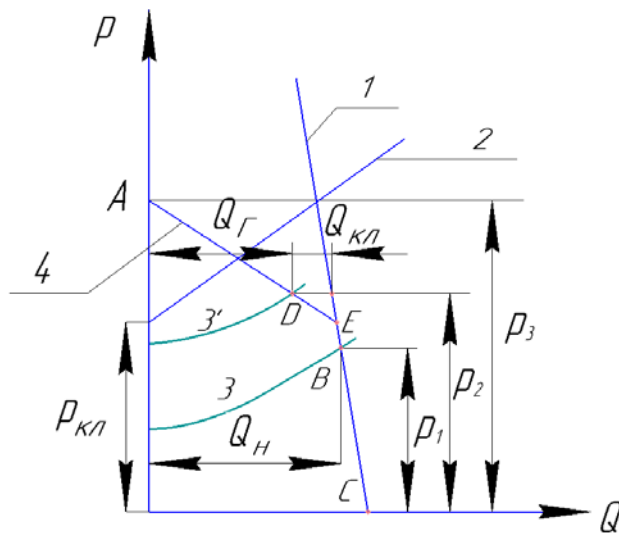


Рис. 2. Регулирование скорости с использованием дросселя и предохранительно-переливного клапана. Цифрами обозначены характеристики:

1 — насоса с постоянной подачей; 2 — клапана; 3, 3' — линий; 4 — характеристика насосной установки (кривая АЕС); $p_{кл}$ — давление начала открытия клапана; $p_1 > p_{кл}$, $p_2 > p_3 > p_{кл}$ — сопротивление в линии

Методы регулирования скорости. Подача насоса Q_n делится на две части: часть Q_r идет в гидродвигатель, часть $Q_{кл}$ сливается через предохранительно-

переливной клапан, если нагрузка растет, то вся подача насоса может сливаться в бак через клапан.

Если характеристика системы такова, что $p_1 > p_{\text{кл}}$ (давление открытия клапана), линия 3 пересекает характеристику насоса в точке B , клапан закрыт и весь расход насоса идет в гидродвигатель:

$$Q_{\text{н}} = Q_{\text{г}}.$$

Если $p_2 > p_3 > p_{\text{кл}}$, линия 3' пересекает характеристику установки в точке D (или в любой точке на линии AD), когда клапан открыт и расход насоса делится на две части:

$$Q_{\text{н}} = Q_{\text{г}} + Q_{\text{кл}}.$$

Если $p_3 \geq p_{\text{кл}}$, линия 3' пересекает характеристику установки в точке A , когда клапан открыт и расход насоса полностью идет через клапан:

$$Q_{\text{н}} = Q_{\text{кл}}.$$

Регулирование скорости возможно для нагрузки представленной давлением $p_3 > p_2 > p_{\text{кл}}$ (рис. 2), и осуществляется в результате изменения сечения дросселя, расположенного либо в гидрораспределителе (см. рис. 1, a), либо вне его.

Регулируемый дроссель может быть реализован в конструкции гидрораспределителя в виде фрезерованных канавок или отверстий при использовании перфорированного золотника, в обоих случаях управление расходом и скоростью жидкости обеспечивает изменение площади дросселирующей щели. Дросселирующая щель образуется золотником и расточкой или отверстием в корпусе. Соотношение между расходом жидкости, площадью щели, перепадом давлений на щели определяется уравнением

$$Q = \mu f \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p},$$

где μ — коэффициент расхода; ρ — плотность жидкости; f — сечение дросселя; Δp — перепад давления на дросселе.

Коэффициент расхода [1–3] непостоянен и зависит от характеристик жидкости (вязкости), размеров и конфигурации щели. Зависимость коэффициента расхода от числа Рейнольдса определялась неоднократно для круглых отверстий с острыми кромками. В гидрораспределителях щели имеют некруглую форму и, как отмечено в исследованиях [3, 4] отклонения от этих зависимости невелики, можно принять $\mu = 0,65 \dots 0,70$. Если в системе установлены насос постоянной производительности и клапан, можно считать, что давление у насоса постоянно и перепад давления $p_{\text{н}} - p_{\text{г}}$ зависит только от нагрузки.

Принимая величины μ , ρ , f и Δp постоянными и равными средним значениям [4], рассмотрим влияние изменения площади щели в гидрораспределителе на регулирование расхода (скорости жидкости).

При движении цилиндрический золотник своими буртиками открывает или закрывает проход жидкости через дросселирующую щель, при этом для разных конструкций золотников площадь щели может изменяться по-разному. Отверстия в щели могут иметь различную форму: окружность, прямоугольник, треугольник [4, 5].

Возможности конструкции гидрораспределителя регулировать скорость (расход) гидродвигателя можно оценить по его диапазону регулирования по расходу, отношение длины хода золотника, на котором расход регулируется ко всему ходу золотника:

$$\Delta Q = \frac{X_{\text{рег}}}{X_{\text{max}}},$$

где ΔQ — диапазон регулирования по расходу; $X_{\text{рег}}$ — часть хода золотника, на которой расход регулируется; X_{max} — максимальный ход золотника.

Чем больше значение ΔQ , тем лучше возможности гидрораспределителя по регулированию скорости. Изменение скорости гидрораспределителем происходит при изменении площади щели между золотником и корпусом. Это изменение создает препятствие движению жидкости, давление в напорном канале увеличивается, что приводит к открытию клапана и переливу через него части расхода, расход от насоса делится между клапаном и гидрораспределителем. Через гидрораспределитель расход поступает в гидродвигатель.

Результаты влияния изменения микрогеометрии в щелях гидрораспределителя на скорость. Рассмотрим влияние изменения сечения щелей на примере конструкции рабочей секции гидрораспределителя РСПЗ.Э25 с закрытым центром, разработанного ООО «СКБ «Гидра»». Цилиндрический золотник гидрораспределителя в нейтрали перекрывает напорный и сливной каналы и рабочие отводы с положительным перекрытием. Для примера рассмотрим два варианта исполнения золотника: без фрезеровок и с фрезеровками (рис. 3), которые образуют регулируемые дроссели на входе и на выходе системы (см. рис. 1).

Геометрией золотников обеспечивается изменение сечения щелей $f_{\text{щ}}$ (рис. 3, а):

$$\begin{aligned} 0 \leq X_3 < a, \quad f &= 0; \\ a \leq X_3 \leq X_{3\text{max}} - a, \quad f_{\text{щ}} &= \pi D_3 (X_{3\text{max}} - a - X_3); \\ X_{3\text{max}} - a \leq X_3 \leq a + d, \quad f_{\text{щ}} &= \pi D_3 X_{3\text{max}}, \end{aligned}$$

где a — перекрытие; X_3 , $X_{3\text{max}}$ — ход золотника и максимальный ход золотника; D_3 — диаметр золотника; d — геометрический параметр, расстояние от оси расточки до крайнего положения золотника.

Для золотника, показанного на рис.3, б, открытие щели происходит в следующем порядке.

1. Выбор перекрытия $a = 2$:

$$0 \leq X_3 < a, \quad f = 0.$$

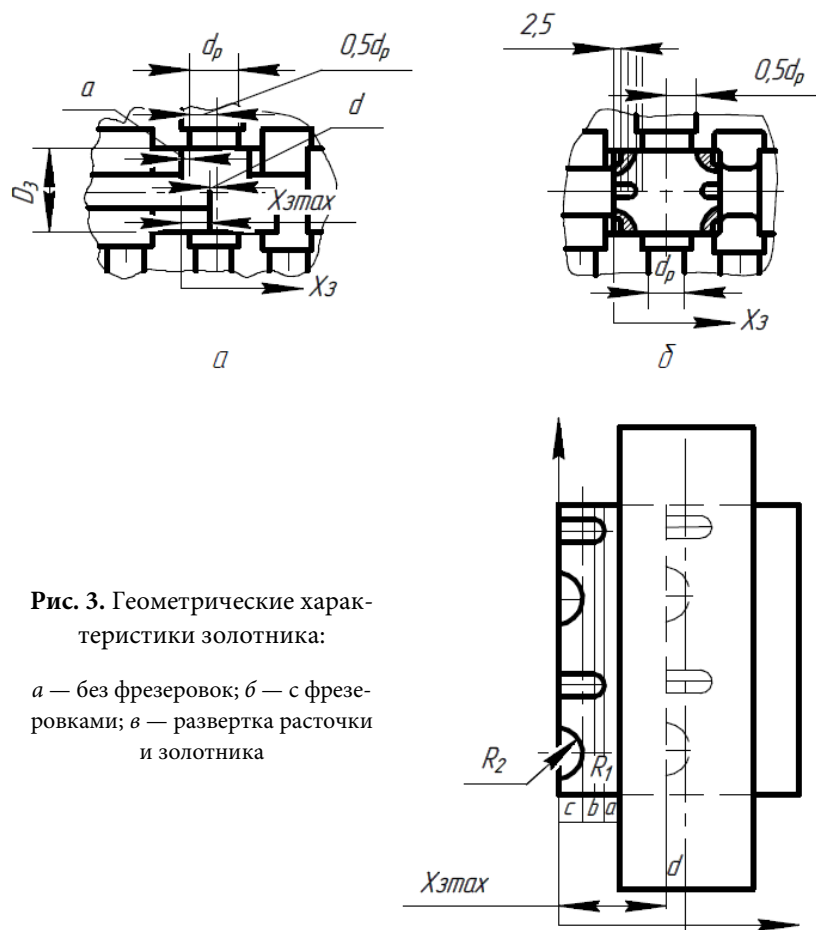


Рис. 3. Геометрические характеристики золотника:

a — без фрезеровки; *б* — с фрезеровками; *в* — развертка расточки и золотника

2. Открытие первой фрезеровки (их две):

$$a \leq X_3 < R_1 + a, \quad f = 2S_{\text{cer}}.$$

Площадь сегмента с радиусом R_1 :

$$S_{\text{cer1}} = 0,5R_1^2(\theta_1 - \sin \theta_1);$$

$$h_1 = R_1 \left(1 - \cos \frac{\theta_1}{2} \right) = X_3 - a;$$

$$\cos \frac{\theta_1}{2} = \left(1 - \frac{h_1}{R_1} \right);$$

$$\theta_1 = 2 \cos^{-1} \frac{\theta_1}{2};$$

3. Продолжение открытия первой фрезеровки. К площади сегмента добавляется площадь прямоугольника:

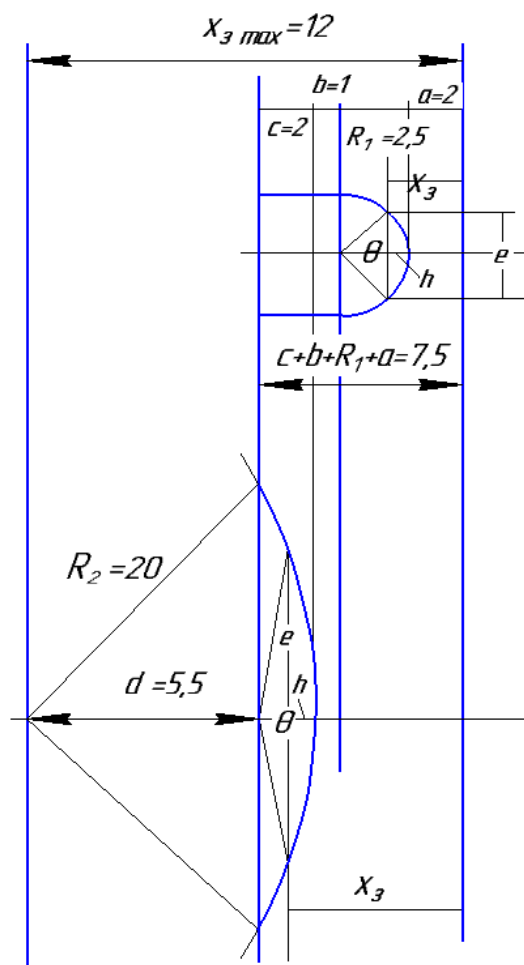


Рис. 4. Геометрия фрезеровок для золотника, показанного на рис. 3, б

$$a + R_1 \leq X_3 < a + R_1 + b;$$

$$f = 2S_{\text{cer}} + 2S_{\text{np}};$$

$$S_{\text{np}} = b \cdot 2R_1.$$

4. Открытие второй фрезеровки и продолжение открытия первой:

$$a + R_1 + b \leq X_3 < a + R_1 + b + c;$$

$$f = 2S_{\text{cer}} + 2S_{\text{np2}} + 2S_{\text{cer2}};$$

$$S_{\text{np2}} = (b + c) \cdot 2R_1, \quad c = 2;$$

$$S_{\text{cer2max}} = 0,5R_2^2(\theta_{2\text{max}} - \sin \theta_{2\text{max}});$$

$$h_{2\text{max}} = R_2 \left(1 - \cos \frac{\theta_{2\text{max}}}{2} \right);$$

$$R_2 \left(1 - \cos \frac{\theta_{2\text{max}}}{2} \right) = [X_3 - (a + R_1 + b)];$$

$$\cos \frac{\theta_{2\text{max}}}{2} = \left(1 - \frac{h_{2\text{max}}}{R_2} \right);$$

$$\theta_{2\text{max}} = 2 \arccos \frac{\theta_{2\text{max}}}{2}.$$

5. Открытие прямоугольника:

$$a + R_1 + b + c \leq X \leq X_{3\text{max}};$$

$$f = a + R_1 + b;$$

$$a + R_1 + b \leq X_3 < a + R_1 + b + c + X_{3\text{max}};$$

$$f = 2S_{\text{cer}} + 2S_{\text{np2}} + 2S_{\text{cer2}} + \pi D_3 (X_{3\text{max}} - X_3).$$

Первые слагаемые — площади фрезеровок на золотнике, последнее слагаемое — пояс, образованный кромкой и расточкой.

На рис. 5 представлены графики открытия сечений в каналах *PB* и *AT*.

Пройдя через гидрораспределитель, поток от насоса Q_n попадает в полость гидродвигателя. Преодолевая нагрузку и сопротивление в сливной линии, поток приводит гидродвигатель в движение.

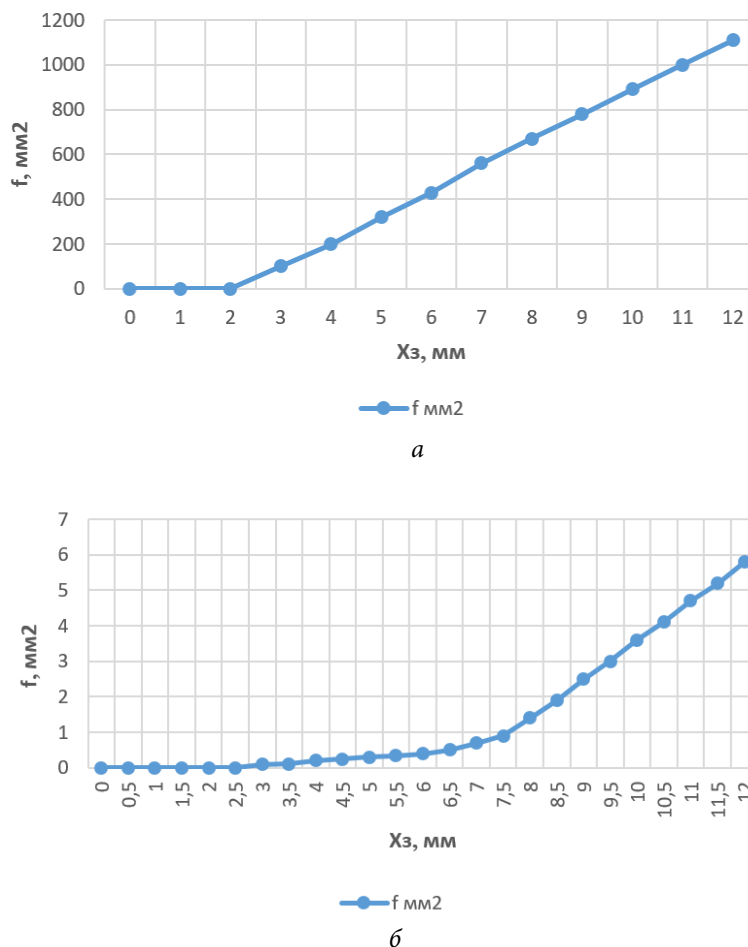


Рис. 5. Графики изменения сечений дроселирующих щелей:

a — для золотника, показанного на рис., 3, *a*; *b* — на рис. 3, *б*

Рассмотрим работу системы с идеальным золотником, пренебрегая утечками в гидрораспределителе. Нагрузку будем создавать только за счет изменения щелей в золотниках (см. рис. 1, *з*). Расход от насоса делится между клапаном и гидрораспределителем, часть идет на перелив через клапан, часть через гидрораспределитель:

$$Q_n = Q_{кл} + Q_r, \quad Q_r = Q_n - Q_{кл}.$$

Характеристику выберем для насосной установки, показанной на рис. 2. Она может быть представлена кусочно-линейной функцией в координатах $p-Q$, для которой характерны три точки:

$$A(p = p_3, Q = Q_n = Q_{кл}, Q_r = 0);$$

$$E(p_{кл0}, Q_{кл} = 0, Q = Q_n = Q_r);$$

$$C(p = 0, Q = Q_H = Q_{\max}),$$

где $p_{\text{кл}}$ — давление открытия предохранительного (переливного) клапана; $p_{\text{кл}0}$ — давление настройки клапана, при котором весь расход от насоса проходит через клапан.

Характеристика насосной установки может быть определена и экспериментально в виде линии АЕС (см. рис. 2), по ней можно выразить связь между давлением и расходом в гидрораспределитель. Давление создается в схеме (рис. 5) проходными сечениями дросселей в гидрораспределителе, поэтому картина изменения расхода по ходу золотника может быть получена на основе из характеристики АЕС (см. рис. 2):

$$p = k_{\text{кл}} Q_{\Gamma} + b;$$

$$p_A = 0, \quad Q_{\Gamma} = 0, \quad b = P_A;$$

$$p_E = k_{\text{кл}} Q_E + p_A, \quad k_{\text{кл}} = -\frac{p_A - p_E}{Q_E};$$

$$Q_{\Gamma} = \frac{1}{k_{\text{кл}}} p - \frac{b}{k_{\text{кл}}}, \quad Q_{\text{кл}} = Q_H - Q_{\Gamma};$$

$$p_A = b = 250 \text{ кг/см}^2, \quad p_E = 150 \text{ кг/см}^2, \quad Q_E = 120 \text{ л/мин},$$

$$p_C = 0 \text{ кг/см}^2, \quad Q_C = 130 \text{ л/мин};$$

$$p = k_{\text{кл}} Q_{\Gamma} + b = -0,83 Q_{\Gamma} + 250;$$

$$k_{\text{кл}} = -\frac{p_A - p_E}{Q_E} = -\frac{250 - 150}{120} = -0,83;$$

$$Q_{\Gamma} = \frac{1}{k_{\text{кл}}} p - \frac{b}{k_{\text{кл}}} = -1,205 p + 301,2.$$

Линия ЕС:

$$p = k_H Q_{\Gamma} + b_H = -13 Q_{\Gamma} + 1690;$$

$$k_H \cdot 130 + b_H = 0;$$

$$b_H = -k_H \cdot 130 = -(-13) \cdot 130 = 1690;$$

$$k_H \cdot 120 + b_H = 150;$$

$$k_H \cdot 120 - k_H \cdot 130 = 150;$$

$$-k_H \cdot 10 = 150;$$

$$k_H = -15.$$

Расход через линию, соединяющую рабочие отводы А и В через дроссели на входе и на выходе системы (см. рис. 5):

$$Q_r = \mu_1 f(X_3) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p - p_1)} = \mu_2 f(X_3) \sqrt{\frac{2}{\rho} p_1}.$$

Принимая $\mu_1 = \mu_2$ и функции $f(X_3)$ одинаковыми для каналов PB и BT , получим:

$$Q_r = \mu_1 f(X_3) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p - p_1)} = \mu_1 f(X_3) \sqrt{\frac{2}{\rho} p_1};$$

$$p - p_1 = p_1, \quad p_1 = 0,5p;$$

$$Q_r = \mu f(X_3) \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot 0,5p} = \mu f(X_3) \sqrt{\frac{p}{\rho}}.$$

Закключение. Характеристика насосной установки позволяет определить пары значений p и Q , по которым можно определить величины f с использованием вышеуказанного выражения. Эти значения позволяют построить графики зависимостей давления и расхода по ходу золотника (рис. 6).

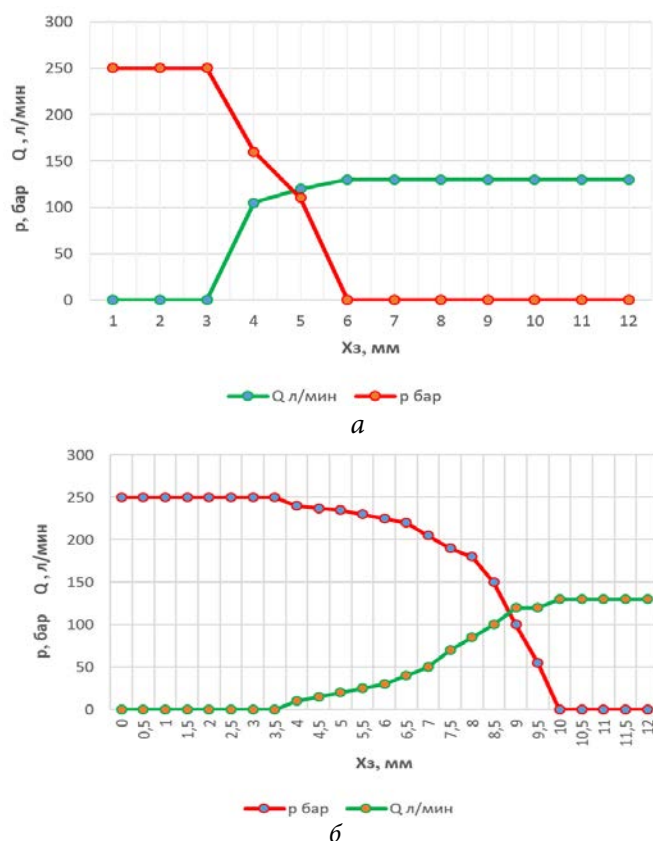


Рис. 6. Изменение давлений и расходов по ходу золотника, для конструкций:

а — показанной на рис. 3, а; б — на рис. 3, б

Как это видно на рис. 6, для конструкции, показанной на рис. 3, а, диапазон регулировки составляет

$$\Delta Q = \frac{X_{\text{per}}}{X_{\text{max}}} = \frac{3}{12} = 0,25.$$

Для конструкции, показанной на рис. 3, б:

$$\Delta Q = \frac{X_{\text{per}}}{X_{\text{max}}} = \frac{7,5}{12} = 0,625.$$

Таким образом, применение фрезерованных канавок значительно увеличивает возможности по регулировке скорости.

Литература

- [1] Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. М., Машиностроение, 1982.
- [2] Кирилловский Ю.Л. Гидравлические клапаны. М., Изд-во МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1977.
- [3] Льюис Э., Стерн Х. Гидравлические системы управления. М., Мир, 1966.
- [4] Чупраков Ю.И. Гидропривод и средства гидроавтоматики. М., Машиностроение, 1979.
- [5] Абрамов Е.И., Колесниченко К.А., Маслов В.Т. Элементы гидропривода. М., Машиностроение, 1977.
- [6] Bushuev A.Y., Ivanov M.Y., Korotaev D.V. Minimization of a mismatch time of movement of actuators of a throttle synchronization system. *J. Phys.: Conf. Ser.*, 2018, vol. 1141, conf. 1, art. 012090. DOI: 10.1088/1742-6596/1141/1/012090 URL: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1742-6596/1141/1/012090>
- [7] Popov D.N., Sosnovskiy N.G., Siukhin M.V. Wave processes regulators optimization in hydraulic systems. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2018, vol. 468, no. 1, art. 012014. DOI: 10.1088/1757-899X/468/1/012014 URL: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/468/1/012014>
- [8] Sturov E., Bumby C.W., Rayudu R., et al. Performance and stability analysis of hydraulically driven synchronous generators in power engineering. *Int. Conf. POWERCON*, 2018, pp. 1241–1248. DOI: 10.1109/POWERCON.2018.8602006 URL: <https://ieeexplore.ieee.org/abstract/document/8602006>
- [9] Sun Moscow, Tan J. Simulation of the hydraulic support system and the constant pressure liquid supply based on intelligent systems. *CSIA*, 2019, pp. 293–298. DOI: 10.1007/978-3-030-15235-2_44 URL: https://link.springer.com/chapter/10.1007%2F978-3-030-15235-2_44
- [10] Abbas A.I. et al. Optimization of Kaplan hydroturbine at very low head with rim-driven generator. *J. Energy Resour. Technol.*, 2019, vol. 141, no. 11, art. 111204. DOI: 10.1115/1.4043710 URL: <https://asmedigitalcollection.asme.org/energyresources/article-abstract/141/11/111204/727210/Optimization-of-Kaplan-Hydroturbine-at-Very-Low?redirectedFrom=fulltext>

Джаппуев Ибрагим Рамазанович — студент кафедры «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

Научный руководитель — Акинфиев Алексей Алексеевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Джаппуев И.Р. Дроссельное регулирование скорости гидропривода. *Политехнический молодежный журнал*, 2020, № 01(42). <http://dx.doi.org/10.18698/2541-8009-2020-01-565>

THROTTLE CONTROL OF HYDRAULIC DRIVE SPEED

I.R. Dzhappuev

nnn.gost@yandex.ru

SPIN-code: 1643-6151

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

Abstract

The paper considers the principle of throttle control of the hydraulic drive, it is shown that the adjustable throttle can be implemented in the design of the control valve in the form of milled grooves or holes in a perforated spool. The main attention is paid to the effect of changes in microgeometry in the slots of the hydraulic distribution valve on speed. The results of changing the area of the bore, pressure and flow rate in the throttle on the valve stroke without milling and with milling are presented. It is concluded that the use of milling grooves in the spool increases the range of speed control in the hydraulic drive.

Keywords

Hydraulic systems, throttle, pump, valve, fluid, throttle control, spool, pressure, overlap, hydraulic distribution valve, hydraulic drive

Received 10.10.2019

© Bauman Moscow State Technical University, 2019

References

- [1] Bashta T.M., Rudnev S.S., Nekrasov B.B., et al. *Gidravlika, gidromashiny i gidroprivody* [Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic drives]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1982 (in Russ.).
- [2] Kirillovskiy Yu.L. *Gidravlicheskie klapany* [Hydraulic valves]. Moscow, Bauman MVTU Publ., 1977 (in Russ.).
- [3] Lewis E.E., Stern H. *Design of hydraulic control systems*. McGraw-Hill, 1962. (Russ. ed.: *Gidravlicheskie sistemy upravleniya*. Moscow, Mir Publ., 1966.)
- [4] Chuprakov Yu.I. *Gidroprivod i sredstva gidroavtomatiki* [Hydraulic drive and automation equipment]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1979 (in Russ.).
- [5] Abramov E.I., Kolesnichenko K.A., Maslov V.T. *Elementy gidroprivoda* [Elements of hydraulic drive]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1977 (in Russ.).
- [6] Bushuev A.Y., Ivanov M.Y., Korotaev D.V. Minimization of a mismatch time of movement of actuators of a throttle synchronization system. *J. Phys.: Conf. Ser.*, 2018, vol. 1141, conf. 1, art. 012090. DOI: 10.1088/1742-6596/1141/1/012090 URL: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1742-6596/1141/1/012090>
- [7] Popov D.N., Sosnovskiy N.G., Siukhin M.V. Wave processes regulators optimization in hydraulic systems. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2018, vol. 468, no. 1, art. 012014. DOI: 10.1088/1757-899X/468/1/012014 URL: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/468/1/012014>
- [8] Sturov E., Bumby C.W., Rayudu R., et al. Performance and stability analysis of hydraulically driven synchronous generators in power engineering. *Int. Conf. POWERCON*, 2018, pp. 1241–1248. DOI: 10.1109/POWERCON.2018.8602006 URL: <https://ieeexplore.ieee.org/abstract/document/8602006>
- [9] Sun Moscow, Tan J. Simulation of the hydraulic support system and the constant pressure liquid supply based on intelligent systems. *CSIA*, 2019, pp. 293–298.

DOI: 10.1007/978-3-030-15235-2_44 URL: https://link.springer.com/chapter/10.1007%2F978-3-030-15235-2_44

- [10] Abbas A.I. et al. Optimization of Kaplan hydroturbine at very low head with rim-driven generator. *J. Energy Resour. Technol.*, 2019, vol. 141, no. 11, art. 111204. DOI: 10.1115/1.4043710 URL: <https://asmedigitalcollection.asme.org/energyresources/article-abstract/141/11/111204/727210/Optimization-of-Kaplan-Hydroturbine-at-Very-Low?redirectedFrom=fulltext>

Dzhappuev I.R. — Student, Department of Fluid Mechanics, Hydraulic Machines and Hydraulic and Pneumatic Automation, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

Scientific advisor — Akinfiev A.A., Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Fluid Mechanics, Hydraulic Machines and Hydraulic and Pneumatic Automation, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

Please cite this article in English as:

Dzhappuev I.R. Throttle control of hydraulic drive speed. *Politekhicheskiy molodezhnyy zhurnal* [Politechnical student journal], 2020, no. 01(42). <http://dx.doi.org/10.18698/2541-8009-2020-01-565.html> (in Russ.).