

ОБЪЕМНЫЙ ГИДРОПРИВОД С ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНЫМ ПОДКЛЮЧЕНИЕМ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ГИДРОДВИГАТЕЛЕЙ

К.Т.Н. Пильгунов В.Н., К.Т.Н. Ефремова К.Д.

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

efremova.k.d@gmail.com

Целью предлагаемой работы являются теоретическое и экспериментальное исследования работоспособности одноканального гидропривода с последовательным подключением исполнительных гидроцилиндров и разработка рекомендаций по прогнозированию их характеристик.

Авторами статьи выполнен комплекс экспериментальных исследований и получены численные кинематические, скоростные и силовые характеристики одноканального гидропривода с пятью последовательно включенными гидроцилиндрами. Показано, что характер кинематической связи определяется дифференциальностью гидроцилиндров. Скорость выдвижения поршня отдельного гидроцилиндра определяется его порядковым номером в цепочке гидроцилиндров, при этом наибольшую скорость движения поршня развивает первый гидроцилиндр. Относительная неравномерность движения поршней по сравнению со скоростью движения поршня первого гидроцилиндра определяется дифференциальностью гидроцилиндра, при этом наибольшей неравномерностью обладает гидропривод с дифференциальностью $D = 2$.

В работе показано, что подбором дифференциальности гидроцилиндров, их шаговым расположением и смещением расположения дна гидроцилиндра можно реализовать сложные формы суммарной траектории точек крепления штоков гидроцилиндров.

В гидростатическом (силовом) гидроприводе в штоковых полостях гидроцилиндров, в зависимости от порядкового номера гидроцилиндра, усилия на его штоке и дифференциальности, устанавливаются разные уровни давления, а наименьшее давление будет в поршневой полости последнего по счету гидроцилиндра. У равномерно нагруженных гидроцилиндров давление в поршневых полостях зависит только от номера гидроцилиндра и его дифференциальности. В гидроприводе с гидроцилиндрами равной мощности последний по счету гидроцилиндр будет развивать наибольшее усилие при наименьшей скорости движения поршня.

Кроме того, в работе также показано, что воспроизводимость позиций ненагруженных штоков гидроцилиндров равной дифференциальности не ниже 1 %. В результате проведенных экспериментальных исследований разработана методика проектирования объемного гидропривода с последовательным включением исполнительных гидроцилиндров, которая может быть использована для решения задач гидрофикации машиностроительного производства (гибочные прессы, листовая штамповка), в судостроении (корабельные стапели), в гибких производственных системах, промышленной и складской логистике.

Ключевые слова: одноканальный гидропривод, последовательное соединение полостей гидроцилиндров, объемная кинематическая связь, дифференциальность гидроцилиндров.

Для цитирования: Пильгунов В.Н., Ефремова К.Д. Объемный гидропривод с последовательным подключением исполнительных гидродвигателей // Известия МГТУ «МАМИ». 2020. № 4 (46). С. 61–69. DOI: 10.31992/2074-0530-2020-46-4-61-69.

Введение

Объемный гидропривод можно рассматривать как иерархическую структуру, представленную энергетической, управляющей и исполнительными подсистемами (рис. 1).

Любая электрогидравлическая система управления может быть представлена такой иерархической структурой, составленной из подсистем [1–4]. Энергетическая подсистема преобразует механическую энергию приводного двигателя в гидравлическую энергию

потока рабочей жидкости. В исполнительной подсистеме гидравлическая энергия потока рабочей жидкости преобразуется в механическую работу.

Если в гидроприводе несколько групп исполнительных гидроцилиндров и каждый исполнительный гидроцилиндр или группа гидроцилиндров обслуживаются собственной управляющей подсистемой, то такой гидропривод можно рассматривать как многоканальный. В многоканальной гидравлической системе

ме каждый исполнительный гидродвигатель или группы исполнительных гидродвигателей обслуживаются собственной управляющей и распределительной подсистемой [5–10].

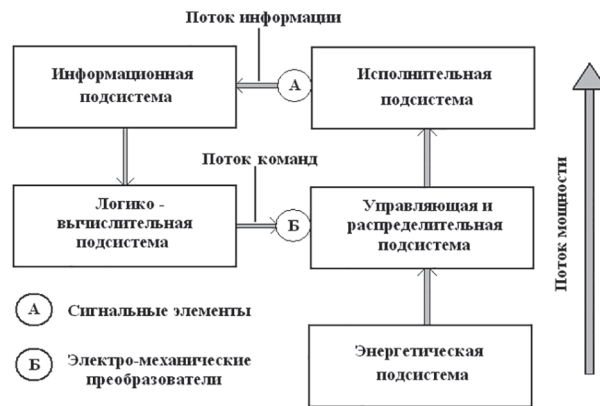


Рис. 1. Иерархическая структура электрогидравлической системы управления

Fig. 1. Hierarchical structure of the electro-hydraulic control system

В одноканальном гидроприводе группа гидроцилиндров обслуживается общей управляющей подсистемой. В таком гидроприводе в группу могут быть объединены как последовательно, так и параллельно включенные гидроцилиндры. При этом группы параллельно подключенных гидродвигателей одноканального гидропривода управляются общей управляющей и распределительной подсистемой.

Отдельный интерес представляет одноканальная однопоточная система управления, в которой исполнительные гидродвигатели подключаются друг к другу последовательно, а именно: сливная полость предшествующего исполнительного гидродвигателя подключается к напорной линии последующего [11–13] и между исполнительными гидродвигателями устанавливается объемная кинематическая связь. Характер такой кинематической связи будет определяться рабочими площадями поршней и дифференциальностью гидроцилиндра – соотношением площадей поршневой и штоковой полостей гидроцилиндра.

1. Теоретические предпосылки создания однопоточного объемного гидропривода с последовательным подключением исполнительных гидроцилиндров

Принципиальная схема объемного гидропривода с последовательным (проточным) под-

ключением исполнительных гидроцилиндров представлена на рис. 2.

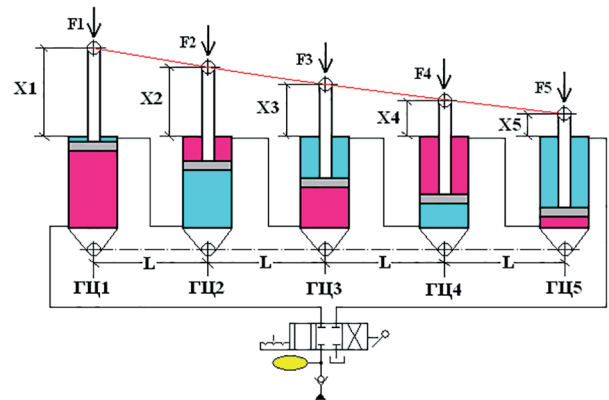


Рис. 2. Гидропривод с последовательным подключением гидроцилиндров

Fig. 2. Hydraulic drive with series connection of hydraulic cylinders

На схеме видно, что каждая штоковая полость предшествующего гидроцилиндра подключается к поршневой полости последующего и т.д., что обуславливает объемную кинематическую связь между позициями штоков гидроцилиндров на прямом ходе:

$$X_1 = \frac{W_0}{A_{1п}}; X_1 A_{1ш} = X_2 A_{2п}; X_2 A_{2ш} = X_3 A_{3п}; X_3 A_{3ш} = X_4 A_{4п}; X_4 A_{4ш} = X_5 A_{5п}, \quad (1)$$

где W_0 – объем рабочей жидкости, поступающей в поршневую полость ГЦ1, а подстрочники у рабочих площадей поршней «А» соответствуют порядковому номеру гидроцилиндра и типу рабочей площади (в поршневой полости «п», в штоковой – «ш»).

Введем понятие дифференциальности гидроцилиндра $D = A_{п}/A_{ш}$ и приведем уравнения (1) к позиции штока гидроцилиндра ГЦ1:

$$\begin{cases} X_2 = (A_{1ш} / A_{2п}) X_1 \\ X_3 = (A_{2ш} / A_{3п}) X_2 = (1 / D_2) (A_{1ш} / A_{3п}) X_1 \\ X_4 = (A_{3ш} / A_{4п}) X_3 = (1 / D_2 D_3) (A_{1ш} / A_{4п}) X_1 \\ X_5 = (A_{4ш} / A_{5п}) X_4 = (1 / D_2 D_3 D_4) (A_{1ш} / A_{5п}) X_1 \end{cases} \quad (2)$$

Без учета гидравлических потерь в магистральных справедливы равенства давлений в полостях гидроцилиндров $p_{1п} = p_0$; $p_{1ш} = p_{2п}$; $p_{2ш} = p_{3п}$; $p_{3ш} = p_{4п}$; $p_{4ш} = p_{5п}$; $p_{5ш} = T$.

Для удаления нерастворенного воздуха из полостей гидроцилиндров и соединительных магистралей необходимо предусмотреть их проливку. Для поддержания давления в гидросистеме при отключении насоса установлен гидравлический аккумулятор.

Практическая реализация принципиальных схем гидропривода с механическим и электромагнитным дискретным управлением представлены на рис. 3, 4, 5.

Проливка гидросистемы осуществляется посредством 3-х ходовых кранов K1...K8, которые устанавливаются в позиции, определяемые стрелками. При электромагнитном дискретном управлении проливка гидросистемы осуществляется при отключенных электромагнитах K1...K8 гидравлических клапанных распределителей (рис. 4).

Включение электромагнитов или переключение 3-х ходовых кранов переводит гидропривод в рабочий режим (рис. 5).

Если гидропривод состоит из одинаковых по рабочим площадям поршней и дифференциальности гидроцилиндров $D_1 = D_2 = D_3 = D_4 = D_5 = D$, то, в соответствии с системой уравнений (2), $X_1 = W_0/A_n$; $X_2 = X_1/D$; $X_3 = X_1/D^2$; $X_4 = X_1/D^3$; $X_5 = X_1/D^4$.

Рассмотрим в качестве примера гидропривод, составленный из одинаковых гидроцилиндров с соотношением диаметров (в миллиметрах) 32/16 ($D = 1,33$) и полным ходом поршня $S = 200$ мм:

$$X_1 = 200 \text{ мм}; X_2 = 150,4 \text{ мм}; X_3 = 113 \text{ мм}; \\ X_4 = 85 \text{ мм}; X_5 = 63,8 \text{ мм}.$$

Для гидропривода, составленного из гидроцилиндров 32/22, ($D = 1,90$):

$$X_1 = 200 \text{ мм}; X_2 = 105,2 \text{ мм}; X_3 = 55,4 \text{ мм}; \\ X_4 = 29,2 \text{ мм}; X_5 = 15,4 \text{ мм}.$$

Значения позиций поршней при шаге расположения осей гидроцилиндров, равном половине полного хода поршня $L = 0,5$, $S = 100$ мм, представлены на графиках рис. 6.

Из графиков рис. 6 следует, что кусочно-ломаная линия, соединяющая позиции штоков гидроцилиндров, отклоняется от прямой линии, что можно оценить величиной нелинейности $\delta = \Delta X_i/X_i$, где ΔX_i – абсолютное отклонение смещения поршня i -го гидроцилиндра от прямой линии; X_i – смещение поршня относительно его исходной позиции. Кусочно-ломаные кривые 1 и 2 на рис. 6 представляют собой

величины необходимых осевых смещений точек крепления гидроцилиндров, обеспечивающих линеаризацию характеристик.

Величины нелинейностей для двух значений дифференциальности гидроцилиндров при шаге расположения осей гидроцилиндров $L = 100$ мм сведены в табл. 1.

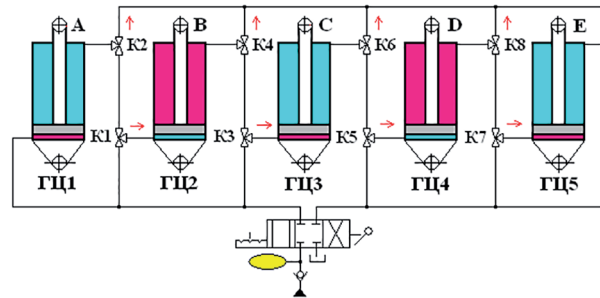


Рис. 3. Гидравлическая схема проливки гидросистемы с механическим управлением

Fig. 3. Hydraulic diagram of a mechanically controlled hydraulic system

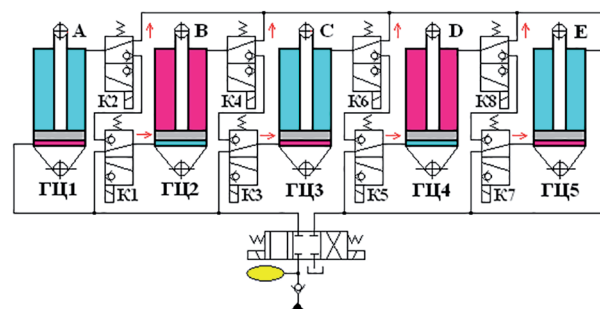


Рис. 4. Гидравлическая схема проливки гидросистемы с электромагнитным дискретным управлением

Fig. 4. Hydraulic diagram of hydraulic system pouring with electromagnetic discrete control

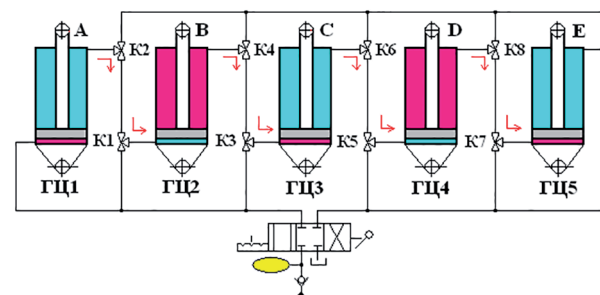


Рис. 5. Гидравлическая схема последовательного подключения гидроцилиндров

Fig. 5. Hydraulic diagram of series connection of hydraulic cylinders

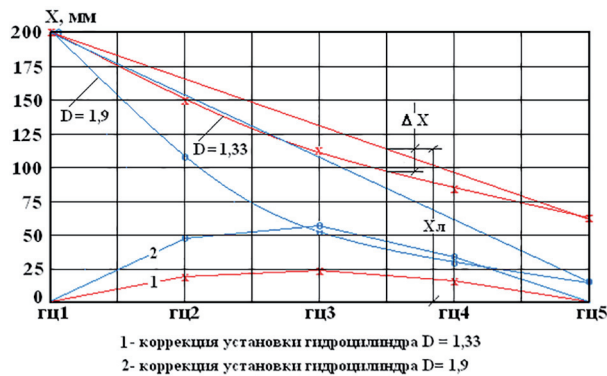


Рис. 6. Позиции поршней при шаге расположения осей гидроцилиндров $L = 100$ мм

Fig. 6. Piston positions at hydraulic cylinder axes pitch $L = 100$ mm

Из данных табл. 1 следует, что дифференциальность гидроцилиндра существенно влияет на величину нелинейности. Гидропривод, составленный из гидроцилиндров с дифференциальностью $D = 1,33$, обеспечивает характеристику близкую к линейной. Существенная нелинейность гидропривода, построенного на базе гидроцилиндров с дифференциальностью $D = 1,90$, позволяет получить кривую позиций поршней, аппроксимирующую дугу окружности (рис. 7). Кусочно-ломаная кривая 1 на графике представляет собой коррекцию осевых смещений точек крепления гидроцилиндров, позволяющую реализовать дугу с радиусом $R = 345$ мм.

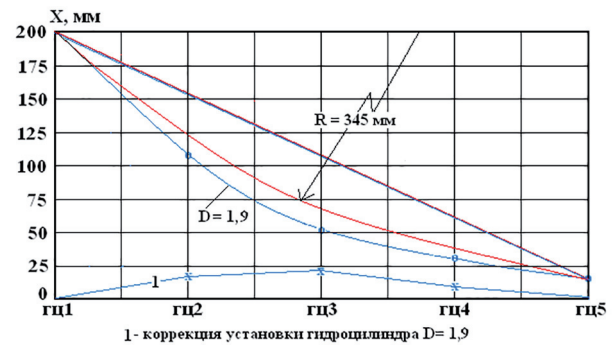


Рис. 7. Реализация характеристики близкой к дуге окружности

Fig. 7. Realization of characteristics close to an arc of a circle

В принципе, осевое смещение гидроцилиндров и корректировка шага их установки позволяют получить характеристику произвольной формы, однако необходимо иметь в виду, что выбор дифференциальности гидроцилиндра ограничен условиями стандартизации нормального ряда диаметров поршней и штоков (табл. 2).

Рассмотрим два варианта построения гидропривода на базе гидроцилиндров различной дифференциальности.

Вариант № 1. Геометрия гидроцилиндров ГЦ1, ГЦ3, ГЦ5 типоразмера 32/16-200:

$$A_{\text{п}} = 0,804 \cdot 10^{-3} \text{ мм}^2; A_{\text{ш}} = 0,603 \cdot 10^{-3} \text{ мм}^2; \\ D = 1,33.$$

Таблица 1

Нелинейность выдвижения поршней гидроцилиндров

Table 1. Non-linearity of extension of hydraulic cylinders pistons

Шаг установки ГЦ 0,5 S	ГЦ1	ГЦ2	ГЦ3	ГЦ4	ГЦ5
Нелинейность для $D = 1,33$	0	0,10	0,16	0,15	0
Нелинейность для $D = 1,90$	0	0,46	0,86	1,0	0

Таблица 2

Дифференциальность гидроцилиндров в соответствии с нормальным рядом диаметров поршней и штоков

Table 2. Differentiation of hydraulic cylinders according to the normal range of piston and rod diameters

$D_{\text{п}} \backslash D_{\text{ш}}$	10	12	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	56	70
25	1,2	1,3	1,7	2,1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
32	—	1,2	1,3	1,5	1,6	1,9	—	—	—	—	—	—	—	—	—
40	—	—	1,2	1,3	1,5	1,6	1,9	—	—	—	—	—	—	—	—
50	—	—	—	—	—	1,2	1,3	1,5	1,7	2,1	—	—	—	—	—
63	—	—	—	—	—	—	—	1,2	1,3	1,5	1,7	2,0	—	—	—
80	—	—	—	—	—	—	—	—	1,2	1,3	1,5	1,7	2,0	—	—
100	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1,2	1,3	1,5	2,0

Геометрия гидроцилиндров ГЦ2, ГЦ4 типоразмера 32/22-200:

$$A_{\text{п}} = 0,804 \cdot 10^{-3} \text{ мм}^2; A_{\text{ш}} = 0,424 \cdot 10^{-3} \text{ мм}^2; \\ D = 1,90.$$

Вариант № 2. Гидроцилиндры ГЦ1, ГЦ3, ГЦ5 типоразмера 32/22-200;

Гидроцилиндры ГЦ2, ГЦ4 типоразмера 32/16-200.

Результаты расчетов по формулам (2) представлены на графиках рис. 8. Здесь же для сравнения показаны позиции поршней в гидроприводе, построенном на базе одинаковых гидроцилиндров типоразмера 32/16-200.

Исследуем влияние дифференциальности гидроцилиндров на скорость выдвижения поршней. С этой целью приведем скорости выдвижения поршней к скорости выдвижения поршня ГЦ1, связав ее с расходом рабочей жидкости Q_0 :

$$V_1 = V_0 = Q_0 / A_{\text{п}}; V_2 = V_1 / D; V_3 = V_1 / D^2; \\ V_4 = V_1 / D^3; V_5 = V_1 / D^4.$$

В табл. 3 и на графиках рис. 9 представлены значения скоростей движения поршня в гидроприводе, составленном из одинаковых гидроцилиндров дифференциальностью $D = 1,266$, $D = 1,33$ и $D = 1,90$. Наибольшей неравномерностью скоростей обладает гидропривод, построенный на базе гидроцилиндров дифференциальностью $D = 1,90$.

Таблица 3

Линейные скорости движения поршней гидроцилиндров

Table 3. Linear speeds of movement of pistons of hydraulic cylinders

V_i	$D = 1,266$	$D = 1,33$	$D = 1,90$
V_1	V_0	V_0	V_0
V_2	$0,790 V_0$	$0,752 V_0$	$0,526 V_0$
V_3	$0,624 V_0$	$0,565 V_0$	$0,277 V_0$
V_4	$0,493 V_0$	$0,425 V_0$	$0,145 V_0$

Установим зависимость давлений в поршневых полостях гидроцилиндров от нагрузки на штоках и дифференциальности гидроцилиндров в статическом гидроприводе с одинаковыми гидроцилиндрами без учета трения в уплотнительных элементах гидроцилиндров:

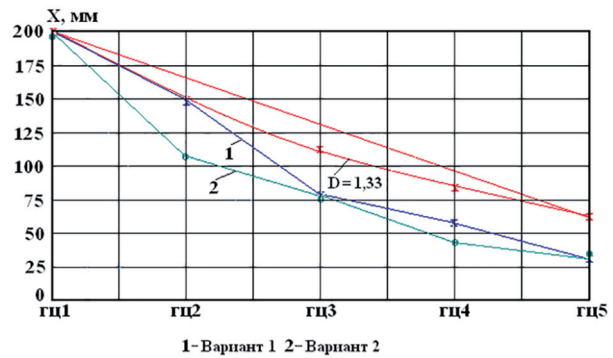


Рис. 8. Позиции поршней гидропривода с разными типоразмерами гидроцилиндров

Fig. 8. Positions of hydraulic pistons with different sizes of hydraulic cylinders

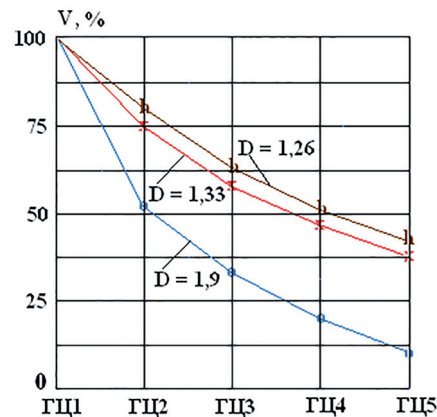


Рис. 9. Скорости движения поршней гидроцилиндров

Fig. 10. Pressure in the cavities equal to the loaded hydraulic cylinders

$$\begin{cases} p_{1\text{п}} = F_1 / A_{\text{п}} + F_2 / D A_{\text{п}} + F_3 / D^2 A_{\text{п}} + F_4 / D^3 A_{\text{п}} + F_5 / D^4 A_{\text{п}} \\ p_{2\text{п}} = F_2 / A_{\text{п}} + F_3 / D A_{\text{п}} + F_4 / D^2 A_{\text{п}} + F_5 / D^3 A_{\text{п}} \\ p_{3\text{п}} = F_3 / A_{\text{п}} + F_4 / D A_{\text{п}} + F_5 / D^2 A_{\text{п}} \\ p_{4\text{п}} = F_4 / A_{\text{п}} + F_5 / D A_{\text{п}} \\ p_{5\text{п}} = F_5 / A_{\text{п}} \end{cases} \quad (3)$$

Для равно нагруженных исполнительных гидроцилиндров $F_1 = F_2 = F_3 = F_4 = F_5 = F_0$ система уравнений (3) принимает вид:

$$\begin{cases} p_{1\text{п}} = F_0 (1 + D^{-1} + D^{-2} + D^{-3} + D^{-4} / A_{\text{п}}) \\ p_{2\text{п}} = F_0 (1 + D^{-1} + D^{-2} + D^{-3} / A_{\text{п}}) \\ p_{3\text{п}} = F_0 (1 + D^{-1} + D^{-2}) A_{\text{п}} \\ p_{4\text{п}} = F_0 (1 + D^{-1}) A_{\text{п}} \\ p_{5\text{п}} = F_0 / A_{\text{п}} \end{cases} \quad (4)$$

Результаты решения системы уравнений (4) для гидропривода с гидроцилиндрами дифференциальностью $D = 1,26$; $D = 1,33$ и $D = 1,90$ сведены в табл. 4 и представлены на графиках рис. 10.

Таблица 4

Давления в поршневых полостях равнонагруженных гидроцилиндров

Table 4. Pressure in the piston cavities equal to the loaded hydraulic cylinders

$p_i \cdot 10^{-3}$	$D = 1,266$	$D = 1,33$	$D = 1,90$
P_1	$4,10 \cdot F_0$	$3,83 \cdot F_0$	$2,53 \cdot F_0$
P_2	$3,62 \cdot F_0$	$3,43 \cdot F_0$	$2,44 \cdot F_0$
P_3	$3,01 \cdot F_0$	$2,90 \cdot F_0$	$2,25 \cdot F_0$
P_4	$2,24 \cdot F_0$	$2,19 \cdot F_0$	$1,90 \cdot F_0$
P_5	$1,25 \cdot F_0$	$1,25 \cdot F_0$	$1,25 \cdot F_0$

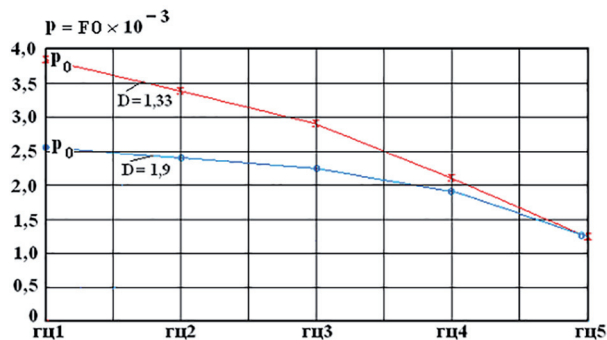


Рис. 10. Давления в полостях равнонагруженных гидроцилиндров

Fig. 10. Pressure in the cavities equal to the loaded hydraulic cylinders

В качестве примера, решим систему уравнений (4) для гидроцилиндров ГЦ 32/16-200 ($D = 1,33$). Из первого уравнения системы определим усилие на штоках равнонагруженных гидроцилиндров в зависимости от величины номинального давления в гидросистеме – p_0 .

$$F_0 = p_0 A_n / (1 + D^{-1} + D^{-2} + D^{-3} + D^{-4}) = 0,261 p_0 \cdot 10^{-3}, \text{ Н.}$$

Если принять значение давления $p_0 = 16$ МПа, то усилие на штоке ГЦ1 составит $F_1 = 4,2$ кН, а в поршневых полостях гидроцилиндров установятся давления $p_{2п} = 14,4$ МПа; $p_{3п} = 12,2$ МПа; $p_{4п} = 9,2$ МПа и $p_{5п} = 5,25$ МПа.

При том же значении давления в гидросистеме $p_0 = 16$ МПа, в гидроприводе с гидроцилиндрами ГЦ 32/22-200, ($D = 1,90$) усилие

на штоке ГЦ1 станет равным $F_1 = 0,394 p_0 \cdot 10^{-3} = 6,32$ кН, а в поршневых полостях гидроцилиндров установятся давления $p_{2п} = 15,42$ МПа; $p_{3п} = 14,20$ МПа; $p_{4п} = 12,0$ МПа и $p_{5п} = 7,90$ МПа.

Используя ранее полученные значения скоростей движения поршня гидроцилиндра, определим условия реализации гидропривода, гидроцилиндры которого будут развивать равные мощности $N_i = F_i \cdot V_i = \text{inv}$. Принимая за единицу усилие на штоке ГЦ5 $F_5 = F_0$, и используя представленные в табл. 2 значения скоростей выдвижения поршней, получим зависимости $F_1 = F_0/D^4$; $F_2 = F_0/D^3$; $F_3 = F_0/D^2$; $F_4 = F_0/D$. Результаты расчета усилий на штоках гидроцилиндров дифференциальностью $D = 1,26$; $D = 1,33$ и $D = 1,90$, развивающих равные мощности, сведены в табл. 5.

Таблица 5

Усилия на штоках гидроцилиндров равной мощности

Table 5. Thrust on the rods of hydraulic cylinders of equal power

D	F_1	F_2	F_3	F_4	F_5
1,266	$0,39 F_0$	$0,49 F_0$	$0,62 F_0$	$0,79 F_0$	F_0
1,33	$0,32 F_0$	$0,43 F_0$	$0,56 F_0$	$0,75 F_0$	F_0
1,90	$0,076 F_0$	$0,145 F_0$	$0,276 F_0$	$0,526 F_0$	F_0

В соответствии с данными табл. 5, наибольшей относительной неравномерностью усилий на штоках $\beta_D = F_0/F_1$ обладает гидропривод с гидроцилиндрами, у которых $D = 1,90$ ($\beta_{1,266} = 2,56$; $\beta_{1,33} = 3,12$; $\beta_{1,90} = 13,0$).

2. Экспериментальные исследования гидропривода с последовательным подключением исполнительных гидроцилиндров

Фотографии экспериментального стенда для испытаний гидропривода с последовательным подключением исполнительных гидроцилиндров представлены на рис. 11 и 12.

Шаг между осями гидроцилиндров составил 200 мм, что соответствовало 100% полного хода поршня ГЦ1. В качестве имитаторов нагрузки на штоках гидроцилиндров использовались фрикционные тормоза. Перед началом испытаний была выполнена полная проливка полостей гидроцилиндров и присоединительных магистралей с целью удаления из них нерастворенного воздуха. Выдвиже-

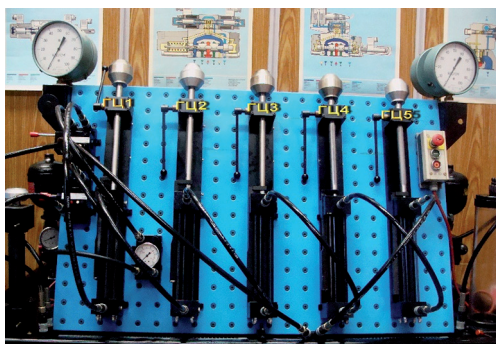


Рис. 11. Исходное положение штоков гидроцилиндров

Fig. 11. Initial position of hydraulic cylinder rods

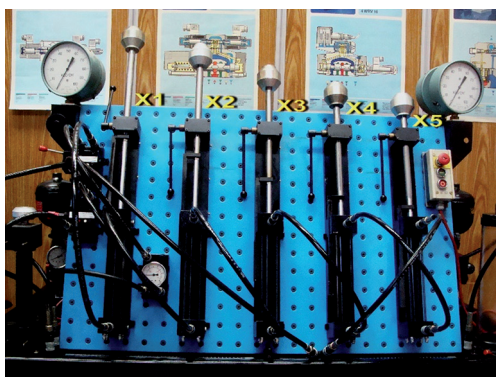


Рис. 12. Выдвинутое положение штоков гидроцилиндров

Fig. 12. Extended position of hydraulic cylinder rods

ние штоков происходило синхронно. Влияние трения в уплотнительных элементах гидроцилиндров проявилось в незначительном отклонении (в пределах $\pm 0,5$ мм) измеренных значений смещения поршней гидроцилиндров X2...X5 от расчетных данных. Воспроизводимость позиций поршней гидроцилиндров ГЦ2...ГЦ5 при ненагруженных штоках была не хуже 1 % их полного смещения. Эффект мультипликатора вызвал значительное замедление движения поршней гидроцилиндров на обратном ходе.

Технические сложности создания *значительной* по величине нагрузки на штоках гидроцилиндров не позволили оценить адекватность величин давления в поршневых полостях гидроцилиндров, рассчитанных по уравнениям системы (4). Последовательное подключение гидроцилиндров различной дифференциальности позволило на практике получить кусочно-ломанные характеристики, представленные на графиках рис. 8.

Выводы по результатам исследований

1. Последовательное подключение исполнительных гидроцилиндров реализует схему однопоточного гидропривода и позволяет получить кусочно-линейную аппроксимацию плавных кривых.

2. Существенное влияние на форму аппроксимирующих кусочно-ломанных кривых оказывает дифференциальность исполнительных гидроцилиндров.

3. Использование гидроцилиндров с различной дифференциальностью делает возможным получение кусочно-ломанных аппроксимирующих кривых с точками перегиба, при этом необходимо иметь в виду, что выбор дифференциальности гидроцилиндра ограничен стандартизацией нормального ряда диаметров поршней и штоков.

4. Одним из достоинств объемного гидропривода с последовательным подключением гидроцилиндров является инвариантность позиционирования поршней к нагрузке.

5. Предложенные математические модели гидропривода позволяют проектировать гидропривод с исполнительными гидроцилиндрами, обладающими равной мощностью.

6. Возможно применение объемного гидропривода с последовательным подключением исполнительных гидроцилиндров в машиностроительном производстве (гибочные прессы, листовая штамповка), в судостроении (корабельные стапели), в гибких производственных системах, промышленной и транспортной логистике и т.д.

Литература

1. Емельянов Р.Т., Прокопьев А.П., Климов А.С. Моделирование рабочего процесса гидропривода с дроссельным регулированием. Журнал «Строительные и дорожные машины». 2009, № 11. С. 30–33.
2. Антоненко В.И., Сидоренко В.С. Непрямое дроссельное регулирование в многодвигательных гидромеханических системах. «Вестник Донского государственного технического университета». Том 10, № 1 (16), 2010. С. 70–75.
3. Денисов В.А. Особенности дроссельного регулирования гидроприводов. Журнал «Молодой ученый», июнь 2013, № 6. С. 49–52.
4. Пильгунов В.Н. Исследование энергетических характеристик гидропривода с дроссельным ре-

- гулированием. «Инженерный журнал: наука и инновации», 2013, № 5. <http://engjournal.ru/catalog.machin/hydro/685.html>.
- Blackburn J.E., Reethof G., Shearer J.I. Fluid Power Control, N.J., 1960, 356 p.
 - Васильев Л.В. Развитие математического моделирования гидроагрегатов на основе применения теории подобия. М., «Приводная техника», 2001, № 1. С. 30–43.
 - Thoma J. Mathematical model and effective performance of hydraustatic machines and transmission. «Hydraulic and Pneumatic power», 1969, November, p. 642–651.
 - Schlesser W.M. Mathematical model for hydraulic power and motors. «Hydraulic power transmission», 1961, Vol. 7, № 76, p. 252–257.
 - Wave Processes Regulators Optimisation in Hydraulic Systems. D.N. Popov, N.G. Sosnovsky and M.V. Siukhin, 2018. IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 468 012014. <https://iopscience.iop.org/issue/1757-899X/468/012014>.
 - Никитин О.Ф. Гидравлика и гидро-пневмопривод. М., Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. 430 с.
 - Попов Д.Н. Механика гидро- и пневмоприводов: учебник для вузов. М., Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009. 450 с.
 - Пильгунов В.Н., Ефремова К.Д. Анализ эффективности дроссельного регулирования скорости в объемных гидроприводах. М., «Машиностроение и компьютерные технологии». 2012: (2), С. 13–33. <https://doi.org/10.24108/0219.0001455>.
 - Ефремова К.Д., Пильгунов В.Н. Использование многофункционального клапана давления в объемных гидроприводах. М., «Машиностроение и компьютерные технологии». 2019: (2), С. 1–14, <https://doi.org/10.2408/0319.0001476>.
- ### References
- Yemel'yanov R.T., Prokop'yev A.P., Klimov A.S. Modeling the working process of a hydraulic drive with throttle control. *Stroitel'n-yye i dorozhn-yye mashinY*. 2009, No 11, pp. 30–33 (in Russ.).
 - Antonenko V.I., Sidorenko V.S. Indirect throttle control in multi-motor hydromechanical systems. *Vestnik Donskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*. Vol. 10. No 1 (16). 2010, pp. 70–75 (in Russ.).
 - Denisov V.A. Features of throttle control of hydraulic drives. *Molodoy uchenyY*, iyun' 2013. No 6, pp. 49–52 (in Russ.).
 - Pil'gunov V.N. Investigation of the energy characteristics of a hydraulic drive with throttle control. *Inzhenernyy zhurnal: nauka i innovatsii*, 2013, No 5. (in Russ.) <http://engjournal.ru/catalog.machin/hydro/685.html>.
 - Blackburn J.E., Reethof G., Shearer J.I. Fluid Power Control, N.J., 1960, 356 p.
 - Vasil'yev L.V. Development of mathematical modeling of hydraulic units based on the application of the similarity theory. *Privodnaya tekhnika*, 2001. No 1, pp. 30–43 (in Russ.).
 - Thoma J. Mathematical model and effective performance of hydraustatic machines and transmission. «Hydraulic and Pneumatic power», 1969, November, pp. 642–651.
 - Schlesser W.M. Mathematical model for hydraulic power and motors. «Hydraulic power transmission», 1961, Vol. 7, No 76, pp. 252–257.
 - Wave Processes Regulators Optimisation in Hydraulic Systems. D.N. Popov, N.G. Sosnovsky and M.V. Siukhin, 2018. IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 468 012014. <https://iopscience.iop.org/issue/1757-899X/468/012014>.
 - Nikitin O.F. *Gidravlika i gidropnevmoprivod* [Hydraulics and hydro-pneumatic drive]. Moscow, Izd-vo MGTU im. N.E. Bauman Publ., 2012. 430 p.
 - Popov D.N. *Mekhanika gidro- i pnevmoprivodov* [Mechanics of hydraulic and pneumatic drives]: *uchebnik dlya vuzov*. Moscow, Izd-vo MGTU im. N.E. Bauman Publ., 2009. 450 p.
 - Pil'gunov V.N., Yefremova K.D. Analysis of the efficiency of throttle speed control in volumetric hydraulic drives. *Mashinostroyeniye i komp'yutern-yye tekhnologii*. 2012: (2), pp. 13–33 (in Russ.). <https://doi.org/10.24108/0219.0001455>.
 - Yefremova K.D., Pil'gunov V.N. Using a multi-function pressure valve in positive displacement hydraulic actuators. *Mashinostroyeniye i komp'yutern-yye tekhnologii*. 2019: (2), pp. 1–14 (in Russ.), <https://doi.org/10.2408/0319.0001476>.

VOLUMETRIC HYDRAULIC DRIVE WITH SERIES CONNECTION OF HYDRAULIC ACTUATORS

PhD in Engineering **V.N. Pil'gunov**, PhD in Engineering **K.D. Yefremova**
Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia
efremova.k.d@gmail.com

The aim of the proposed work is theoretical and experimental studies of the performance of a single-channel hydraulic drive with a series connection of executive hydraulic cylinders and the development of recommendations for predicting their characteristics.

The authors of the paper carried out a set of experimental studies and obtained the numerical kinematic, speed and power characteristics of a single-channel hydraulic drive with five hydraulic cylinders connected in series. It is shown that the nature of the kinematic connection is determined by the differentiation of the hydraulic cylinders. The speed of advancement of the piston of an individual hydraulic cylinder is determined by its serial number in the chain of hydraulic cylinders, while the highest speed of the piston movement is developed by the first hydraulic cylinder. The relative unevenness of the piston movement in comparison with the speed of the piston movement of the first hydraulic cylinder is determined by the differentiation of the hydraulic cylinder, while the hydraulic drive with the differentiation $D = 2$ has the greatest unevenness.

It is shown that by the selection of the differentiation of the hydraulic cylinders, their stepwise arrangement and the displacement of the location of the bottom of the hydraulic cylinder, that it is possible to realize complex forms of the total trajectory of the points of attachment of the hydraulic cylinder rods.

In the hydrostatic (power) hydraulic drive in the rod cavities of the hydraulic cylinders, depending on the serial number of the hydraulic cylinder, the thrust on its rod and the differentiation set different pressure levels, and the lowest pressure will be in the piston cavity of the last hydraulic cylinder. With uniformly loaded hydraulic cylinders, the pressure in the piston cavities depends only on the number of the hydraulic cylinder and its differentiation. In a hydraulic drive with hydraulic cylinders of equal power, the last hydraulic cylinder will develop the greatest force at the lowest piston speed.

In addition, the work also shows that the reproducibility of the positions of unloaded rods of hydraulic cylinders of equal differentiation is not less than 1 %. As a result of the experimental studies, a method was developed for the design of a volumetric hydraulic drive with sequential switching on of executive hydraulic cylinders, which can be used to solve the problems of hydrofication of mechanical engineering production (bending presses, sheet stamping), in shipbuilding (ship slipways), in flexible production systems, industrial and warehouse logistics.

Keywords: single-channel hydraulic drive, sequential connection of cavities of hydraulic cylinders, volumetric kinematic connection, differentiation hydraulic cylinders.

Cite as: V.N. Pil'gunov, K.D. Yefremova Volumetric hydraulic drive with series connection of hydraulic actuators. *Izvestiya MG TU «MAMI»*. 2020. No 4 (46), pp. 61–69 (in Russ.). DOI: 10.31992/2074-0530-2020-46-4-61-69.