

АВТОКОЛЕБАНИЯ В ДЛИННОХОДОВОМ ГИДРАВЛИЧЕСКОМ ПРИВОДЕ С ПОЛЫМ ШТОКОМ И ПОРШНЕМ-ПЕРЕКЛЮЧАТЕЛЕМ

*Бурьян Ю.А., Сорокин В.Н., Квасов И.Н., Ахременко В.В.
Омский государственный технический университет, Омск*

Ключевые слова: длинноходовой гидравлический привод, автоколебания, полый шток, поршень-переключатель, золотник, дросселирование.

Аннотация. В работе исследованы автоколебания в длинноходовом гидравлическом приводе с полым штоком и поршнем переключателем. На основе решения дифференциальных уравнений движения поршня-переключателя с штоками получены основные характеристики автоколебаний. Показано, что амплитуда автоколебаний зависит от выбора хода поршня-переключателя, а период является сложной функцией, зависящей от параметров насосной станции, площадей проходных сечений золотников и нагрузок на штоках. Определено также, что автоколебания являются несимметричными. Период автоколебаний, учитывая постоянную предельную скорость и малое время ($\sim 0,01$ с) выхода на эту скорость, будет определяться отношением длины хода поршня-переключателя на его предельную скорость. Результаты исследования оригинального гидравлического привода могут быть использованы при построении длинноходовых гидравлических автоколебательных устройств с заданными характеристиками с учётом нагрузки штоков.

SELF-OSCILLATIONS IN A LONG-STROKE HYDRAULIC DRIVE WITH A HOLLOW ROD AND A SWITCHING PISTON

*Burian Yu.A., Sorokin V.N., Kvasov I.N., Akhremenko V.V.
Omsk State Technical University, Omsk*

Keywords: long-stroke hydraulic drive, self-oscillations, hollow rod, switching piston, spool, throttling.

Abstract. The paper studies self-oscillations in a long-stroke hydraulic drive with a hollow rod and a switch piston. Based on the solution of differential equations of motion of the switch piston with rods, the main characteristics of self-oscillations are obtained. It is shown that the amplitude of self-oscillations depends on the choice of the stroke of the switch piston, and the period is a complex function that depends on the parameters of the pumping station, the areas of the flow sections of the spool and the loads on the rods. It is also determined that self-oscillations are asymmetric. The period of self-oscillations, taking into account the constant maximum speed and the short time (~ 0.01 s) of reaching this speed, will be determined by the ratio of the stroke length of the switch piston to its maximum speed. The results of the study of the original hydraulic drive can be used in the construction of long-stroke hydraulic self-oscillating devices with specified characteristics, taking into account the rod load.

Введение. В работах [1-7] приведён принцип построения оригинального длинноходового гидравлического привода с полым штоком и поршнем-переключателем. Принцип действия показан на рисунке 1.

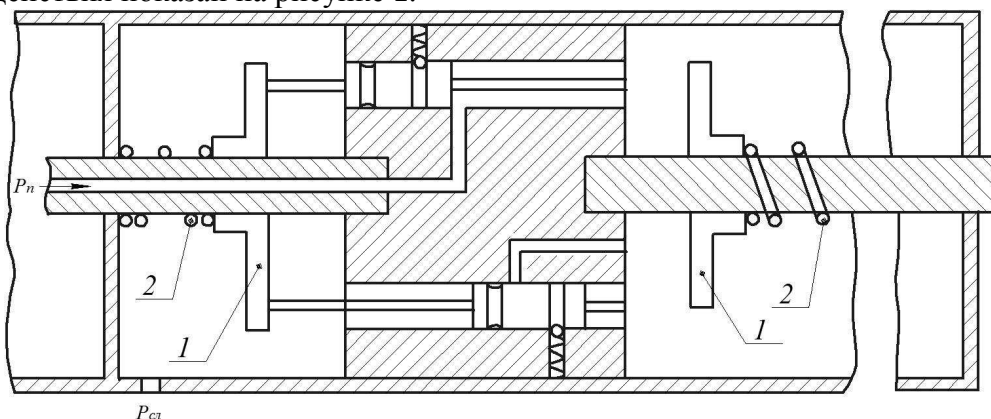


Рис. 1. Принципиальная схема с подпружиненными втулками: 1 – втулка; 2 – пружина;
 P_n – давление подачи рабочей жидкости; $P_{сл}$ – давление слива рабочей жидкости

Наличие в конструкции подпружиненных втулок 1 необходимо для исключения «мёртвой зоны» в момент подхода поводков золотников в среднее положение со стороны полого поршня, когда в этом положении золотников усилие от давления с обеих сторон поршня уравнивается, и он останавливается без переключения на обратный ход. В предложенной конструкции обеспечиваются устойчивые автоколебания с амплитудой, зависящей от выбранной величины хода поршня-переключателя и частотой, связанной с расходом в золотнике и сопротивлениями со стороны штоков.

Материалы и методы исследований

Дифференциальные уравнения движения поршня-переключателя записанные из условия равенства расходов жидкости будут иметь вид [8, 9]:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{z} + b\dot{z} &= S_1(P_n - P_1) - F_{c1}, \\ S_{др1} \cdot \mu_1 \sqrt{\frac{P_1 - P_{сл}}{\rho}} &= S_1 \dot{z} + \frac{V}{B_{жс}} \dot{P}_1, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

$$\left. \begin{aligned} -m\ddot{z} - b\dot{z} &= -S_1(P_n - P_2) + F_{c2}, \\ S_{др2} \cdot \mu_2 \sqrt{\frac{P_2 - P_{сл}}{\rho}} &= S_2 \cdot (\dot{z}) + \frac{V}{B_{жс}} \dot{P}_2, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где $S_1 = S_{ц} - S_{шт}$; S_2 – площадь полого штока; $S_{ц}$ – площадь поршня; $S_{шт}$ – площадь штока; m – масса подвижных частей; b – вязкое трение; V – объём полости под поршнем; $B_{жс}$ – модель объёмной упругости жидкости; $S_{др1,2}$ – площадь дроссельного отверстия в золотнике; μ_1, μ_2 – коэффициенты расхода; F_{c1}, F_{c2} – силы сопротивления движению поршня; z – перемещения поршня-переключателя; P_1 – давление рабочей жидкости в полости рабочего штока; P_2 – давление рабочей жидкости в полости полого штока; ρ – плотность жидкости.

Будем полагать, что в первом приближении можно пренебречь $B_{жс}$ и b , принять $P_{сл} = 0$, что $S_{др1} = S_{др2}$, $\mu_1 = \mu_2$, то можно записать уравнения (1) и (2) в виде:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{z} &= -S_{1,2}(P_n - P_{1,2}) - F_{c1,2}, \\ S_{др} \cdot \mu \sqrt{\frac{P_{1,2}}{\rho}} &= S_{1,2} \dot{z}, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где $S_{др}$ – площадь дроссельных отверстий золотников.

Оно будет отличаться только величинами S_1 и S_2 при нахождении решения в (3).

Преобразуем уравнения (3) к одной переменной

$$\ddot{z} + \frac{S_{1,2}^3 \rho}{m S_{др}^2 \mu^2} z^2 = \frac{S_{1,2} \rho}{m} - \frac{F_{c1,2}}{m}. \quad (4)$$

Если ввести обозначения

$$\dot{z} = V; \quad \frac{S_{1,2}^3 \rho}{S_{др}^2 \mu^2 m} z^2 = \beta_{1,2}; \quad \frac{(S_{1,2} P_n - F_{c1,2})}{m} = f_{1,2},$$

то уравнение (4) примет вид

$$\dot{V} = f(-) V^2 \cdot \beta_{1,2}. \quad (5)$$

Уравнение (5) можно записать как

$$\dot{V} = (C^2 - V^2) \cdot \beta_{1,2}, \quad (6)$$

где $C^2 = \frac{f}{\beta_{1,2}}$.

Согласно [10] постоянная C имеет смысл предельной скорости $\dot{z}_{пр}$ и может быть вычислена для S_1, S_2, F_{c1}, F_{c2} по выражению

$$\dot{z}_{np} = \left[\frac{S_{1,2} P_{\Pi} - F_{c_{1,2}}}{\beta_{1,2}^1} \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (7)$$

где $\beta_{1,2}^1 = \frac{S_{1,2}^3 \rho}{S_{др}^2 \mu^2}$.

Конструкция поршня-переключателя выполнена так, что наименьший зазор через который происходит дросселирование жидкости, составляет разницу между отверстием диаметром 6 мм и поводком диаметром 4,4 мм. Тогда для площади дроссельной щели получим $S_{др} = 1,2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$ и для S_1, S_2 имеем: $S_1 = 3,35 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$; $S_2 = 5,7 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; $S_{др}^2 = 1,4 \cdot 10^{-10} \text{ м}^4$; $\mu = 0,64$.

Для давления со стороны полого штока с площадью S_2 получим значение β_2^1

$$\beta_2^1 = \frac{S_1^2 S_2 \rho}{2 \mu^2 \cdot S_{др}^2} = 5,6 \cdot 10^4.$$

Для давления со стороны поршня β_1^1 будет иметь значение

$$\beta_1^1 = \frac{S_1^3 \rho}{2 \mu^2 \cdot S_{др}^2} = 6,5 \cdot 10^5.$$

Для указанных выше параметров золотников и поршня при отсутствии сопротивления и при $P_{\Pi} = 20 \text{ МПа}$ предельная постоянная скорость при движении, определяемом давлением со стороны полого штока будет равно $\dot{z}_{2пред} = 1,4 \cdot 10^{-1} \text{ м/с}$, а при подаче давления со стороны поршня будет $\dot{z}_{np} = 1,034 \cdot 10^{-1} \text{ м/с}$.

Предельную скорость поршня z_{np} можно также найти путём численного решения уравнения (4), которое с учётом введённых обозначений запишем в виде:

$$\ddot{z} = -\beta_{1,2} \cdot \dot{z}^2 + \frac{S_{1,2} P_{\Pi} - F_{c_{1,2}}}{m}. \quad (8)$$

Схема модели уравнения (8) в прикладной программе Matlab-Simulink представлена на рисунке 2.

Оценим величины $\dot{z}_{np}$ при отсутствии сопротивления $F_{c_{1,2}}$. Примем модельный пример: $P_{\Pi} = 20 \text{ МПа}$; $\mu = 0,64$; $S_1 = 3,35 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$; $S_2 = 5,7 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; $S_{др} = 1,24 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$; $m = 3 \text{ кг}$.

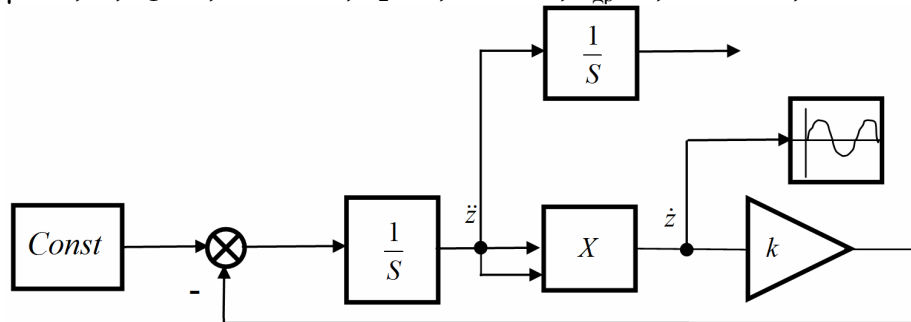


Рис. 2. Модель уравнения (8) в программе Matlab-Simulink: блок $Const = S_{1,2} P_{\Pi} - F_{c_{1,2}}$;

$$k = \left[\frac{S_{1,2} P_{\Pi} - F_{c_{1,2}}}{\beta'_{1,2}} \right]$$

Результаты

Для S_1 величина $\dot{z}_{np} = 1,034 \cdot 10^{-1} \text{ м/с}$, для S_2 величина $\dot{z}_{np} = 1,4 \cdot 10^{-1} \text{ м/с}$ соответственно дифференциальными уравнениями будут:

$$\ddot{z} = -6,5 \cdot 10^5 \dot{z}^2 + 7 \cdot 10^3, \quad (10)$$

$$\ddot{z} = -5,6 \cdot 10^4 \dot{z}^2 + 1,1 \cdot 10^3. \quad (11)$$

Численное решение для S_1 приведено на рисунке 3, а для S_2 – на рисунке 4.

$\dot{z}(t)$, м/с

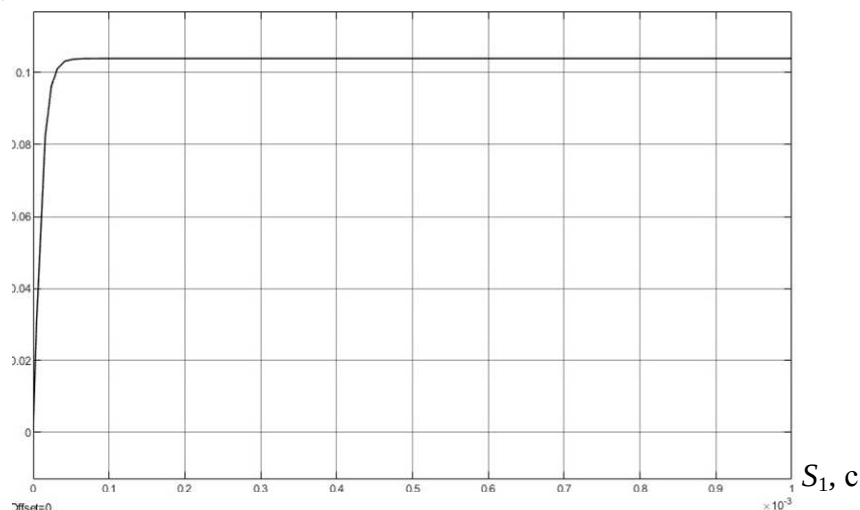


Рис. 3. Зависимость $\dot{z}(t)$ для S_1

$\dot{z}(t)$, м/с

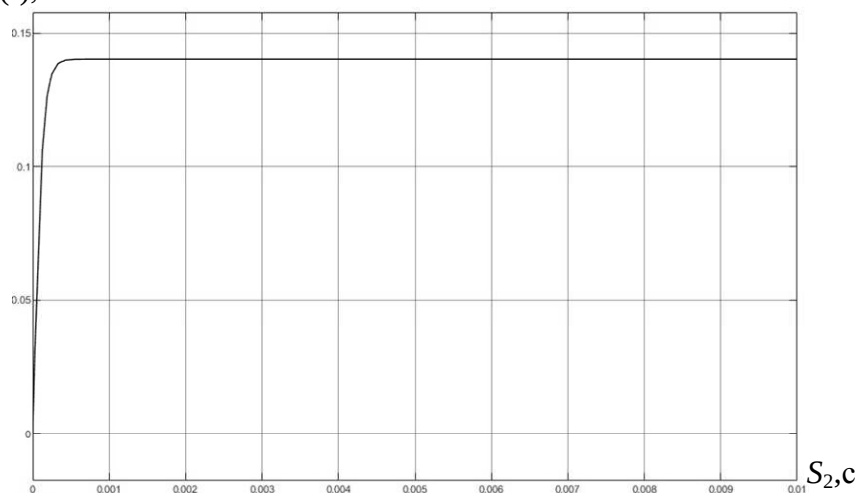


Рис. 4. Зависимость $\dot{z}(t)$ для S_2

Выводы

Из графиков можно видеть, что время достижения предельной постоянной скорости достаточно мало и составляет не более 10^{-3} с.

Амплитуда автоколебаний полностью определяется ходом поршня, а период T автоколебаний, учитывая постоянную предельную скорость V_{np} и малое время ($\sim 0,01$ с) выхода на эту скорость будет определяться выражением

$$T = T_1 + T_2,$$

где $T_1 = \frac{\ell}{V_1}$; $T_2 = \frac{\ell}{V_2}$; V_1 – предельная скорость при подаче давления на поршень переключателя; V_2 – предельная скорость при подаче давления на полый поршень; ℓ – ход поршня-переключателя.

$T_2 \neq T_1$, т.к., кроме разницы в усилиях от подачи давления питания, T_2 и T_1 зависят от величины сопротивления на штоках.

Заключение

Проведённое исследование показало, что при существующей конструкции золотников поршня-переключателя [3] предельная скорость поршня достаточно мала. Скорость существенно зависит от соотношения диаметров золотников и поводков и может быть легко

регулируемым параметром при проектировании поршня-переключателя. Выявлены основные закономерности автоколебаний в рассматриваемом оригинальном длинноходовом гидроприводе и результаты исследования могут быть полезны при проектировании автоколебательных гидроприводов с заданными характеристиками.

Список литературы

1. Бурьян Ю.А., Квасов И.Н., Сорокин В.Н., Александров М.А. Гидравлический привод с автоколебательным режимом работы для поршневого скважинного насоса // Известия вузов. Нефть и газ. – 2024. – № 1(163). – С. 108-118.
2. Баранов В.Н., Захаров Ю.Е. Электروهидравлические и гидравлические вибрационные механизмы. – М.: Машиностроение, 1977. – 326 с.
3. Патент №197722 РФ. Стенд для измерения рабочих параметров несимметричного автоколебательного гидравлического привода / И.Ю. Килунин, С.С. Сергеев, В.Н. Сорокин, Ю.А. Бурьян. – Заявка № 2019145762 от 31.12.2019; опублик. 25.05.2020, Бюл. № 15.
4. Бурьян Ю.А., Сорокин В.Н., Капелюховский А.А. Автоколебательный гидравлический привод имплозионного устройства // Известия вузов. Нефть и газ. – 2009. – № 6(78). – С. 63-71.
5. Потапцев И.С., Еремеев А.И., Кветкин Г.А. Направляющие, ограничители движения, зажимы, фиксаторы, арретиры: Учеб. пособие. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016. – 41 с.
6. Вильнер Я.М., Ковалёв Я.Т., Некрасов Б.Б. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам, и гидроприводам. – Минск: Высшая школа, 1976. – 416 с.
7. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. – М.: Машиностроение, 1973. – 771 с.
8. Гудилин Н.С., Кривенко Е.М., Маховиков Б.С., Пастоев И.Л. Гидравлика и гидропривод. Учеб. пособие для вузов. – М.: Горная книга, 2007. – 519 с.
9. Ивановский Ю.К., Моргунов К.П. Основы теории гидропривода. – СПб.: Лань, 2023. – 200 с.
10. Лойцянский Л.Г., Лурье А.И. Курс теоретической механики. Т. 2. – М.: Наука, 1983. – 640 с.

References

1. Burian Yu.A., Kvasov I.N., Sorokin V.N., Aleksandrov M.A. Hydraulic drive with self-oscillating mode of operation for a piston borehole pump // News of higher education institutions. Oil and Gas. 2024, no. 1(163), pp. 108-118.
2. Baranov V.N., Zaharov YU.E. Electrohydraulic and hydraulic vibration mechanisms. – M.: Mechanical Engineering, 1977. – 326 p.
3. Patent No. 197722 RU. Stand for measuring the operating parameters of an asymmetric self-oscillating hydraulic drive / I.Yu. Kilunin, S.S. Sergeev, V.N. Sorokin, Yu.A. Burian. – Appl. No. 2019145762 from 12.31.2019; publ. 05.25.2020, Bul. No. 15.
4. Burian YU.A., Sorokin V.N., Kapelyuhovskij A.A. Self-oscillating hydraulic drive of an implosion device // News of higher education institutions. Oil and gas. 2009, No. 6(78), pp. 63-71.
5. Potapcev I.S., Eremeev A.I., Kvetkin G.A. Guides, motion limiters, clamps, fixators, arresters: Textbook. – M.: Bauman Moscow State Technical University, 2016. – 41 p.
6. Vilner Ya.M., Kovalyov Ya.T., Nekrasov B.B. Reference manual on hydraulics, hydraulic machines, and hydraulic drives. – Minsk: Higher School, 1976. – 416 p.
7. Bashta T.M. Machine-building hydraulics. – M: Mechanical Engineering, 1973. – 771 p.
8. Gudilin N.S., Krivenko E.M., Makhovikov B.S., Pastoev I.L. Hydraulics and hydraulic drive. Textbook for universities. – M.: Mining book, 2007. – 519 p.
9. Ivanovsky Yu.K., Morgunov K.P. Fundamentals of the Theory of Hydraulic Drive. – SPb.: Lan, 2023. – 200 p.
10. Loitsyansky L.G., Lurye A.I. Course of theoretical mechanics. – M.: Science, 1983. – 640 p.

Сведения об авторах:

Information about authors:

Бурьян Юрий Андреевич – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Основы теории механики и автоматического управления»	Buryan Yuri Andreevich – doctor of technical sciences, professor, professor of the Department of fundamentals of theory of mechanics and automatic control
Сорокин Владимир Николаевич – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Основы теории механики и автоматического управления»	Sorokin Vladimir Nikolaevich – doctor of technical sciences, associate professor, professor of the Department of fundamentals of theory of mechanics and automatic control
Квасов Игорь Николаевич – кандидат экономических наук, профессор, декан факультета транспорта, нефти и газа	Kvasov Igor Nikolaevich – candidate of economic sciences, professor, dean of the Faculty of transport, oil and gas
Ахременко Виталий Викторович – аспирант	Akhremenko Vitaly Viktorovich – postgraduate student
Sorokin.vn@mail.ru	

Получена 26.03.2025