

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ АВТОКОЛЕБАНИЙ СЛЕДЯЩЕГО ЭЛЕКТРОГИДРОПРИВОДА

© 2024

**П. В. Петров** кандидат технических наук, доцент кафедры прикладной гидромеханики; Уфимский университет науки и технологий; [pgl.petrov@mail.ru](mailto:pgl.petrov@mail.ru)

**Р. А. Сунарчин** кандидат технических наук, доцент; Санкт-Петербургский государственный политехнический университет; [sunar1939@mail.ru](mailto:sunar1939@mail.ru)

**М. А. Машков** специалист конструкторского отдела аддитивных технологий; Санкт-Петербургский государственный морской технический университет; [m.mashkov1@gmail.com](mailto:m.mashkov1@gmail.com)

**Н. С. Кривошеев** директор по производству; ООО «ГС Юнит», г. Санкт-Петербург; [ax@hydraulicunit.ru](mailto:ax@hydraulicunit.ru)

Существенным недостатком замкнутых систем является их склонность к неустойчивости. В реальных системах имеются потери, изменение величины передаваемой энергии и прочность элементов конструкции системы всегда ограничены, поэтому в таких системах чаще всего реализуются автоколебания. В работе поставлена задача выявления механизмов неустойчивости и автоколебаний в гидравлическом приводе с целью построения их математического описания. В следящем приводе есть все условия для возникновения автоколебаний: колебательное звено – подвижная часть привода и столб упругой жидкости, источник энергии. Поддержание регулярных колебаний в гидроприводах осуществляется за счёт энергии сжатой жидкости, обратной связи, нелинейного характера генерируемой и поглощаемой энергий и др. Выполнено экспериментальное исследование следящего гидропривода учебного стенда FESTO. Целью исследования явилось накопление материалов для разработки математических моделей, которые адекватно отражали бы основные свойства реальных систем.

*Автоколебания; электрогидравлический следящий привод; экспериментальное исследование; вычислительный эксперимент; система управления; летательный аппарат; диагностическое моделирование; нелинейные явления; устройства гидроавтоматики*

---

**Цитирование:** Петров П.В., Сунарчин Р.А., Машков М.А., Кривошеев Н.С. Экспериментальное исследование автоколебаний следящего электрогидропривода // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2024. Т. 23, № 2. С. 121-131. DOI: 10.18287/2541-7533-2024-23-2-121-131

### Введение

Существенным недостатком замкнутых систем, к которым относятся электрогидравлические следящие приводы (ЭГСП) [1; 2], является их склонность к неустойчивости [3]. В случае линейного описания это означает возможность бесконечного нарастания амплитуды колебаний параметров системы. Так как в реальных системах имеются потери, а изменение величины, передаваемой к осциллятору колебательной энергии, и прочность элементов конструкции системы всегда ограничены, то в таких системах чаще всего реализуются автоколебания, исследованию которых посвящена эта статья.

Природа и физические механизмы, лежащие в основе автоколебаний, представлены в работах Релея, Ден Гартога и др. [4; 5], в которых в основном рассматриваются механические или электрические устройства. Математическое описание данных устройств сводится к нелинейным дифференциальным уравнениям второго порядка, решение которых выполняется либо приближенными аналитическими, либо графическими методами. Следует выделить монографию [6], отличающуюся большим разнообразием физических устройств различной природы, которые рассматриваются с единой

позиции, как автоколебательные системы. Вместе с тем она выделяется полным отсутствием математического описания и экспериментального исследования.

Наиболее полное исследование автоколебаний следящего привода представлено в [7], где основным механизмом автоколебаний считается насыщение характеристик гидрораспределителя, но экспериментального подтверждения этому механизму не приводится и с результатами теоретического исследования, в качестве которого используется метод гармонического баланса, сравнение не проводится. В работе [8] приведены возможные механизмы автоколебаний гидравлического следящего привода, но отсутствуют модели и их решения.

### Методы исследования и постановка задачи

Известно, что при увеличении энерговооружённости и (или) уменьшении демпфирования энергетических систем они могут стать неустойчивыми (или самовозбуждающимися) [9]. Для линейных систем разработаны линейные модели и критерии устойчивости, количественно описывающие близость к границе устойчивости. В работе [10] одна из таких моделей для систем дифференциальных уравнений третьего порядка Вышнеградского перестроена в параметрах электрогидравлического привода (рис. 1), где  $\xi$  – коэффициент демпфирования,  $\Delta\bar{x}$  – относительное смещение поршня силового привода. Показано, что эффективность усиления колебаний, области одинакового протекания переходных процессов в гидроприводе определяются приведённым числом Струхала  $\overline{Sh} = \frac{\overline{T}_m \overline{k}_{oc}}{\overline{T}_{en}}$ . Чем больше гидравлическая постоянная по отношению к механической (и следовательно сдвиг по фазе большой, а модуль мал), тем слабее усиление колебаний поршня за счёт притока жидкости. Если же постоянная времени гидропривода  $T_{en}$  меньше или равна произведению механической постоянной времени  $T_m$  на коэффициент обратной связи  $\overline{k}_{oc}$ , т.е.  $T_{en} \leq T_m \overline{k}_{oc}$ , то всё большая часть энергии впрыскиваемой жидкости идёт на поддержание колебаний.

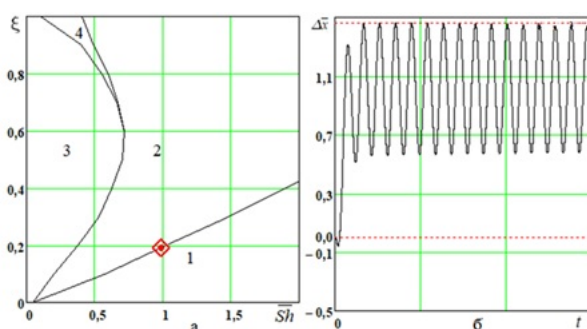


Рис. 1. Диаграмма динамических состояний линейного привода:  
 а – диаграмма; б – переходный процесс на границе устойчивости  
 для точки, показанной на рис. 1, а ромбиком;  
 1 – область неустойчивости; 2 – область колебательных процессов;  
 3 – область монотонных процессов; 4 – область инерционных процессов

Эта модель линейная, она не способна описывать такое существенно нелинейное явление, как автоколебание. Для реализации и описания автоколебаний должны быть учтены такие существенно нелинейные явления, которые обеспечивали бы пересечение характеристик подвода и отвода колебательной энергии и, таким образом, поддержание предельного цикла. Для простых систем нелинейности описаны, составлены математические модели, показывающие адекватные результаты [11 – 13]. Но в таком относи-

тельно сложном устройстве, как гидравлический привод, нелинейные явления в каждой конкретной системе своеобразны и общности описания, как в линейном случае, не удаётся сделать. Теоретические методы учёта нелинейностей в этом случае затруднены, лишь в эксперименте может быть найдено решение такой задачи.

В настоящей работе рассматривается экспериментальное исследование следящего гидропривода учебного стенда *FESTO* (рис. 2). Стенд имеет отлаженную систему управления и измерений, но силовая часть его имеет ряд особенностей, о которых отмечено ниже. Привод включает в себя гидроцилиндр *б* с диаметром  $D = 16$  мм и длинный шток диаметром  $d = 10$  мм и длиной  $L = 200$  мм.

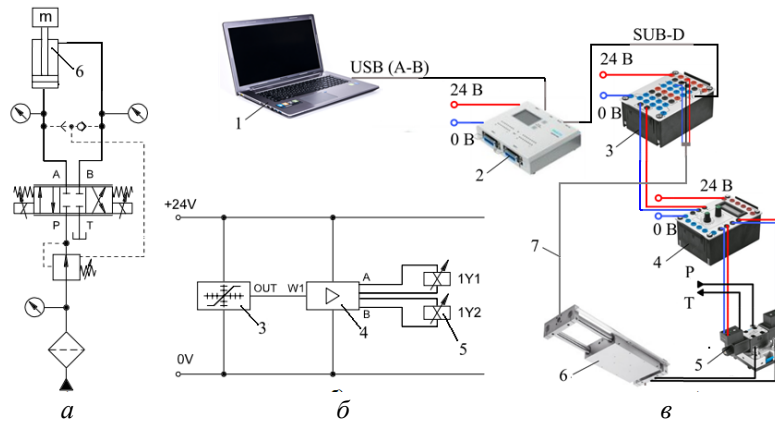


Рис. 2. Схема экспериментального стенда *FESTO*:

- a* – принципиальная схема; *б* – электрическая схема; *в* – конструктивная схема;  
1 – компьютер; 2 – Easy Port (простой порт); 3 – блок формирования сигналов (БФС);  
4 – усилитель электронный; 5 – 4/3 гидроусилитель; 6 – гидроцилиндр с инерционной нагрузкой

Система питания включает шестерённый насос  $Q_n = 4,2$  л/мин и переливной клапан золотникового типа. Однокаскадный золотниковый электрогидроусилитель 5 (ЭГУ) содержит золотник  $d_z = 8$  мм с пружинным возвратом в нейтральное положение и кольцевой щелью, а также электрическую обратную связь по положению золотника. Цифровые системы управления и регистрации организованы с помощью интерфейса *Fluidlab*, написанного на языке *Labview*. Измеряется и регистрируется входной и выходной сигналы перемещения поршня, давление в полостях цилиндра и на входе в гидрораспределитель. Интерфейс *FESTO Fluidlab* показан на рис. 3.

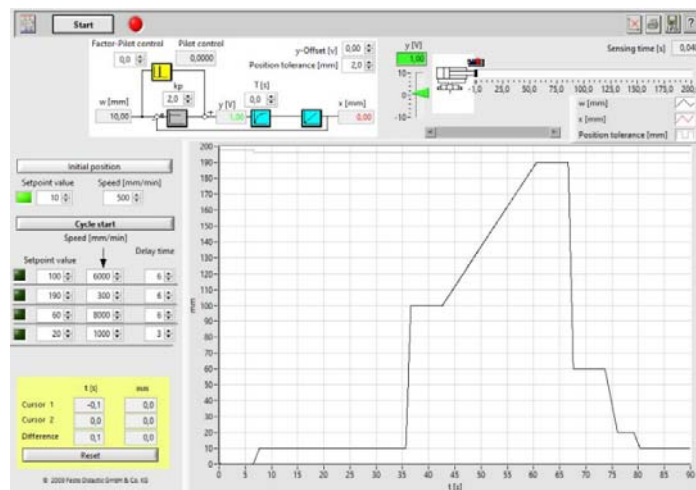


Рис. 3. Интерфейс *FESTO Fluidlab*

Входной сигнал через Easy Port 2 (рис. 2) подаётся на вход электронного блока формирования сигнала (БФС) 3, здесь этот сигнал сравнивается с сигналом обратной связи, передаваемый по линии 7 от датчика обратной связи и, таким образом, формируется сигнал рассогласования. Выходной сигнал БФС подаётся на вход пропорционального двухканального усилителя 4 и далее на электромагниты 5 пропорционального 4/3 гидрораспределителя.

### Результаты

На рис. 4, 5 приведены некоторые результаты предварительного исследования: поршень из исходного положения 20 мм со скоростью 30 мм/с выводится в положение 160 мм и затем после пятисекундной выдержки с той же скоростью опускается в исходное положение. На обоих графиках осуществляется последовательное увеличение коэффициента усиления электромеханического преобразователя  $k_p$  в пределах от 10 до 16, но при разных давлениях 20 и 30 атмосфер.

Отчётливо видно, что с ростом коэффициента усиления ЭГУ и (или) давления питания возбуждаются и усиливаются по амплитуде колебания; регулярный периодический процесс наблюдается также для давлений в обеих полостях цилиндра.

В случае низкого давления ( $p_{\text{пит}} < 15 \text{ атм}$ ) автоколебания не возбуждаются при любых коэффициентах усиления  $k_p$ . При больших давлениях ( $p_{\text{пит}} > 30 \text{ атм}$ ) автоколебания возбуждаются при любом коэффициенте усиления, который определяется как отношение выходной мощности гидропривода к мощности входного (управляющего) сигнала.

Следует отметить хорошую воспроизводимость характера и количественных характеристик автоколебаний от эксперимента к эксперименту, в том числе при использовании других экземпляров цилиндра и гидрораспределителя. Изменение начальных условий колебаний не изменяет их амплитуду. Данный факт свидетельствует о том, что эти колебания являются автоколебаниями.

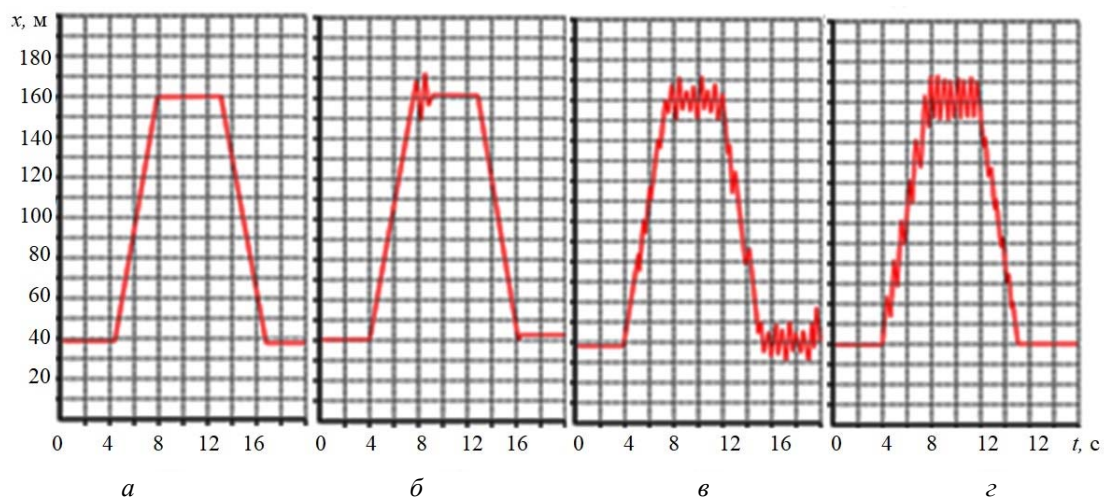


Рис. 4. Развитие автоколебаний при постоянном давлении питания ( $p_{\text{пит}} = 20 \text{ атм}$ )

и увеличении коэффициента усиления:  
 $a - k_p = 10$ ;  $б - k_p = 12$ ;  $в - k_p = 14$ ;  $г - k_p = 16$

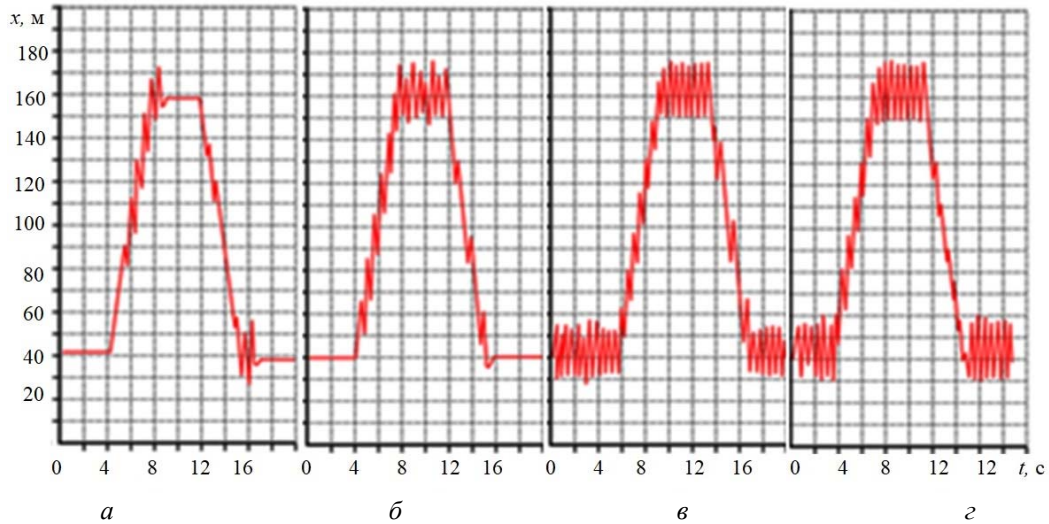


Рис. 5. Развитие автоколебаний при постоянном давлении питания ( $p_{пит} = 30$  атм) и увеличении коэффициента усиления: а –  $k_p = 10$ ; б –  $k_p = 12$ ; в –  $k_p = 14$ ; г –  $k_p = 16$

В табл. 1 и на рис. 6 приведены значения амплитуд (полуразмахов) автоколебаний  $A$  в зависимости от давления питания и коэффициента усиления. Видно, что амплитуда увеличивается и с ростом давления, и с ростом коэффициента усиления.

Табл. 1. Амплитуды автоколебаний (мм)

$k_p \backslash p_{пит}, атм$	10	20	30	40	50	
10	0	*	*	*	*	
11	0					10
12	0				10	15
13	0				13	20
14	0			12	15,5	26
15	0			16	17,5	28,2
15,5	0			17	18,6	29
16	0			17,8	20	29,2
16,5	0	10	18,6	22,2	29,5	
17	0	12	20	23	30	

\* – отдельные всплески

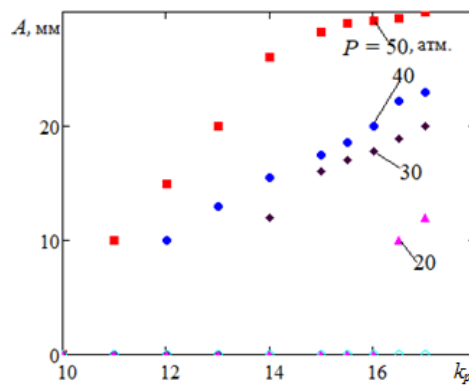


Рис. 6. Амплитуды автоколебаний

### Обсуждение полученных результатов

На рис. 7 приведены те же колебания в начале (от 8 до 10 с) и в конце (от 30 до 32 с) участка осциллограмм. Видно, что они имеют релаксационный разрывной характер, но существенно отличаются по форме: на осциллограмме перемещения чередуются этапы движения и покоя, а давления имеют резкие всплески. В начале участка колебания перемещения и давления находятся практически в одной фазе, а в конце – в противофазе.

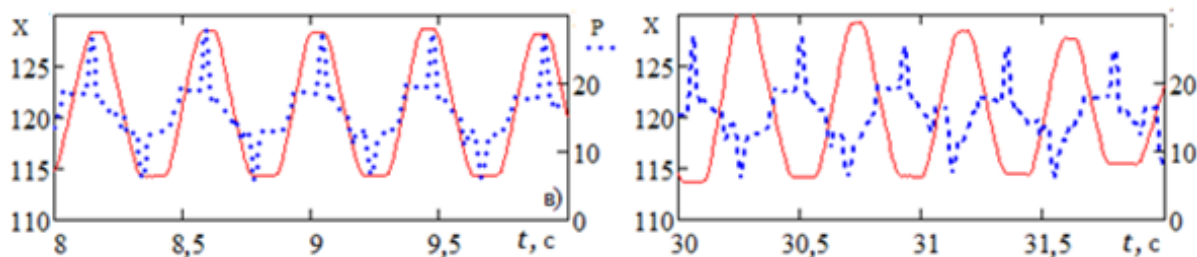


Рис. 7. Осциллограммы перемещения  $X$  и давления  $p$

Наблюдается малая частота автоколебаний ( $\approx 4$  рад/с) по сравнению с расчётной собственной частотой подвижной части привода, которая для различных конфигураций испытуемого привода составляет примерно 100 Гц (гидродинамическая жёсткость привода (с учётом модуля объёмной упругости жидкости  $E$ , Па, эффективной площади поршня  $S$ ,  $m^2$ , и присоединённого объёма  $V_0$ ,  $m^3$ )

$c_{\infty} = \frac{2ES^2}{V_0} = 2,4510^5$  Н/м, масса

$m = 30$  кг). Так как схема привода *FESTO* является стандартной, то особенности автоколебаний могут быть обусловлены особенностями привода, главными из которых являются длинные дюритовые шланги, соединяющие ЭГУ с цилиндром, особенностями системы подвода рабочей жидкости, развитыми поверхностями направляющих и, соответственно, большим трением, большим удлинением цилиндра и пр.

Дюритовые шланги имеют длину 1,5 м, в процессе колебаний жидкости в них ощущается упругая деформация. Эффективный модуль упругости жидкости упругих шлангов должен быть меньше, чем могло бы быть объяснено низкое значение частоты автоколебаний. Однако замена шлангов на металлические трубы практически не сказалась на характере переходного процесса (рис. 8).

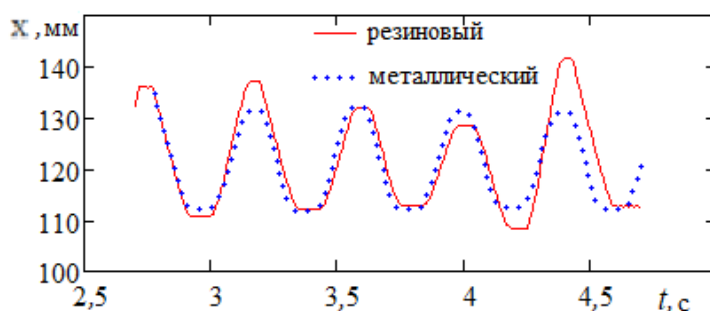


Рис. 8. Осциллограмма колебаний с резиновыми и металлическими шлангами

Подвижная часть привода скользит по двум длинным (200 мм) параллельным направляющим, ручное перемещение её при отсоединённом поршне легче в середине, чем по краям. Большое трение также имеется в уплотнениях поршня и штока (давление холостого хода поршня составляет 2...3 атм). Этим можно объяснить разрывной релаксационный характер автоколебаний и, как следствие, некоторое увеличение периода колебаний.

Большое удлинение цилиндра ( $L/D = 12,5$ , а при выдвинутом штоке ещё больше) и малый диаметр штока приводят к некоторому снижению суммарной жёсткости цилиндра. Поэтому причина низкой частоты автоколебаний, по-видимому, связана с другими особенностями испытательного стенда.

Гидрораспределитель является узлом прямых и обратных связей следящего гидропривода и может оказать существенное влияние на параметры автоколебаний. Цилиндрический четырёхкромочный золотник с обеих сторон подпёрт пружинами, имеющими характеристики, представленные на рис. 9. Пружины не имеют никаких устройств для уменьшения трения, их торцы непосредственно упираются в торцы золотника. Кольцевая щель золотника имеет большую длину при соответствующем диаметре золотника  $d_z$ ,  $b = \pi d_z \approx 18$  мм, что больше, чем диаметр цилиндра, поэтому уже при незначительных открытиях золотника площадь проходного сечения щели становится соизмеримой с проходным сечением внутренних каналов, наступает насыщение, расход перестаёт зависеть от перемещения золотника и привод становится как бы разомкнутым. Поршень движется с постоянной скоростью до тех пор, пока щель опять не уменьшится и не станет минимальной. Предварительные проливки гидроусилителя (рис. 10) показали, что уже при 30%-ном открытии золотника и перепаде давления 30 бар начинает сказываться насыщение внутренних каналов гидравлического усилителя, а при 60%-ном открытии наступает полное насыщение (расход при дальнейшем увеличении тока и давления не изменяется).

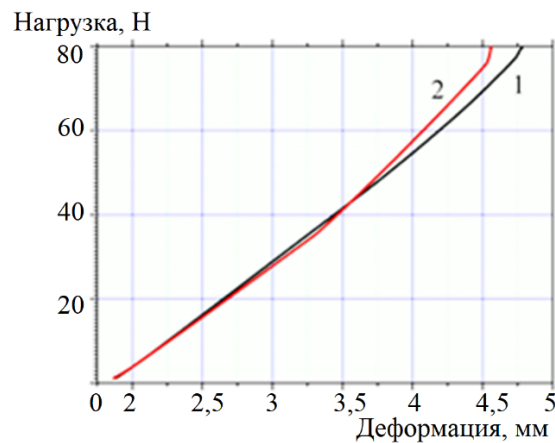


Рис. 9. Характеристика пружин: 1 – левая; 2 – правая

Весьма необычно протекает расходная характеристика при малых значениях токов управления ( $J = 0,2$  А), когда расход  $Q$  во всём диапазоне перепадов давлений остаётся практически неизменным (для подтверждения этого проливка при малых значениях токов выполнялась несколько раз, рис. 10). Отметим, что такое же постоянство расхода имеется в квантовых регуляторах расхода [14].

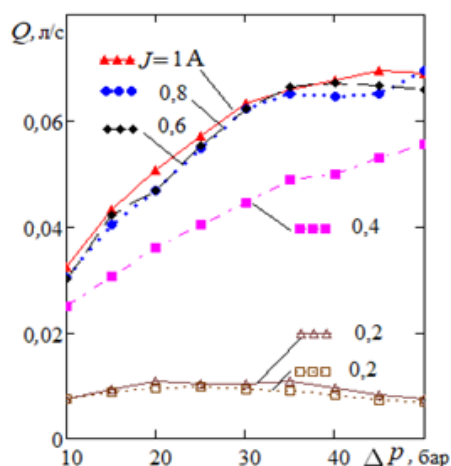


Рис. 10. Расходная характеристика гидрораспределителя при разных значениях токов управления

По-видимому, здесь имеет место кавитационное саморегулирование расхода, при котором в полости золотникового распределителя формируется система интенсивных турбулентных вихрей и транзитная струя, протекающая между ними (рис. 11). Внутри вихрей давление падает и жидкость начинает кавитировать с образованием газопаровой фазы [15]. Чем больше перепад давления, тем больше скорость истечения через щель и интенсивность вихрей и, следовательно, кавитация, расход при этом остаётся постоянным. Следует отметить, что наличие газовой фазы в междроссельной полости (между дросселирующей щелью и местным сужением, эквивалентным внутреннему сопротивлению распределителя) будет снижать эффективный модуль упругости жидкости в этой полости и во всей системе. Именно этим, по-видимому, можно объяснить низкую частоту автоколебаний.

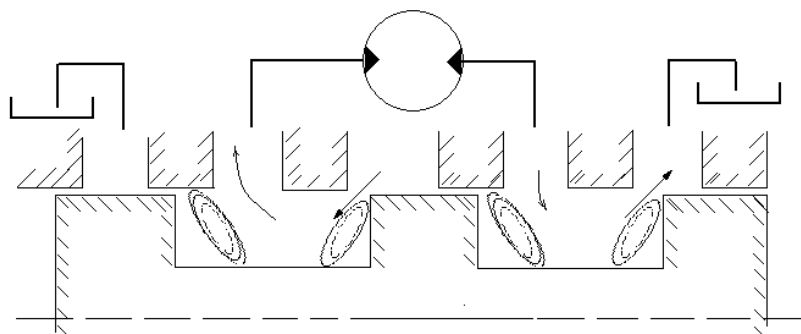


Рис. 11. Схема течения жидкости в гидрораспределителе

### Заключение

Главной особенностью исследуемого привода является большая щель распределителя жидкости, так что уже при небольших смещениях золотника ( $\approx 0,01$  мм) площадь дросселирующей щели становится соразмерной с внутренними каналами распределителя, наступает насыщение расходной характеристики. Площадь внутренних каналов может быть оценена по характеристике рис. 10: при токах управления  $J \geq 0,4$  А расход от тока не зависит, дросселирование происходит за счёт внутренних

каналов, то есть  $f_{\text{вн}} = Q / \mu \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p}$ , где  $Q$  – расход;  $\Delta p$  – перепад давления;  $\rho$  – плот-



ность рабочей жидкости;  $\mu$  – коэффициент расхода. Для различных значений эта величина составляет  $1 \pm 0,05 \text{ мм}^2$ .

### Библиографический список

1. Кудерко Д.А., Целищев В.А., Целищев Д.В. Перспективы развития приводов рулевых поверхностей гражданского самолёта // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника. 2021. № 67. С. 70-84. DOI: 10.15593/2224-9982/2021.67.07
2. Dindorf R., Wos P. Control of integrated electro-hydraulic servo-drives in a translational parallel manipulator // Journal of Mechanical Science and Technology. 2019. V. 33. P. 5437-5448. DOI: 10.1007/s12206-019-1038-y
3. Петров П.В. Численное исследование причин возникновения автоколебаний в силовых гидроприводах // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. 2019. Т. 23, № 2 (84). С. 51-60.
4. Ден-Гартог Дж.П. Механические колебания. М.: Физматгиз, 1960. 580 с.
5. Андронов А.А., Витт А.А., Хайкин С.Э. Теория колебаний. М.: Физматгиз, 1959. 915 с.
6. Харкевич А.А. Избранные труды в 3 т. Т. 2. Линейные и нелинейные системы. М.: Наука, 1973. 566 с.
7. Сунарчин Р.А., Машков М.А., Матросов А.В. Неустойчивость и автоколебания в гидравлических следящих приводах // Динамика и виброакустика. 2018. Т. 4, № 3. С. 16-25. DOI: 10.18287/2409-4579-2018-4-3-16-25
8. Попов Д.Н., Сосновский Н.Г., Сиухин М.В. Управление синергетическими процессами для обеспечения асимптотической устойчивости гидросистем // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Серия: Естественные науки. 2017. № 3. С. 37-51. DOI: 10.18698/1812-3368-2017-3-37-51
9. Schröders S., Fidlin A. Asymptotic analysis of self-excited and forced vibrations of a self-regulating pressure control valve // Nonlinear Dynamics. 2021. V. 103. P. 2315-2327. DOI: 10.1007/s11071-021-06241-5
10. Петров П.В., Целищев В.А. Основы автоматизированного проектирования гидромеханических устройств. Уфа: РИК УГАТУ, 2019. 241 с.
11. Mozaryn J., Winnicki A., Suski D. Modeling of electro-hydraulic servo-drive for advanced control system design // Springer Proceedings in Mathematics and Statistics. 2022. V. 362. P. 183-191. DOI: 10.1007/978-3-030-77306-9\_16
12. Cao F. PID controller optimized by genetic algorithm for direct-drive servo system // Neural Computing and Applications. 2020. V. 32. P. 23-30. DOI: 10.1007/s00521-018-3739-z
13. Wos P., Dindorf R. Self-tuning controllers based on polynomial methods for electro-hydraulic servo drive // AIP Conference Proceedings. 2019. V. 2077, Iss. 1. DOI: 10.1063/1.5091924
14. Константинов С.Ю., Целищев В.А., Целищев Д.В. Регулируемый струйно-кавитационный стабилизатор расхода жидкости: патент РФ № 2568951; опубл. 20.11.2015, бюл. № 32.
15. Tselishev D.V., Konstantinov S.Y., Tselishev V.A. Research of jet-cavitation fluid mass flow stabilizer // 2021 International Scientific and Technical Engine Conference (EC) (June, 23-25, 2021, Samara, Russian Federation). 2021. DOI: 10.1109/ec52789.2021.10016824

## EXPERIMENTAL ANALYSIS OF INSTABILITY AND SELF-OSCILLATIONS IN AN ELECTROHYDRAULIC SERVO DRIVE

© 2024

- P. V. Petrov** Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Applied Hydromechanics; Ufa University of Science and Technology, Ufa, Russian Federation; [pgl.petrov@mail.ru](mailto:pgl.petrov@mail.ru)
- R. A. Sunarchin** Candidate of Science (Engineering), Associate Professor; St. Petersburg State Polytechnical University, St. Petersburg, Russian Federation; [sunar1939@mail.ru](mailto:sunar1939@mail.ru)
- M. A. Mashkov** Specialist of the Design Office for Additive Technologies; State Marine Technical University, St. Petersburg, Russian Federation; [m.mashkov1@gmail.com](mailto:m.mashkov1@gmail.com)
- N. S. Krivosheev** Production Director; “GS Unit” LLC, St. Petersburg, Russian Federation; [ax@hydraulicunit.ru](mailto:ax@hydraulicunit.ru)

The tendency to self-oscillations is one of the most important problems of closed-loop hydraulic systems. In actual systems losses occur, variation of the transmitted energy and the strength of the system structural elements are always limited. This is the reason why self-oscillations are most often present. The main purpose of the research is to reveal the mechanisms of instability and self-oscillations in an electro-hydraulic servo drive to make a numerical simulation of the drive characteristics. A servo drive has all the conditions for the generation of self-oscillations: the oscillatory element – the movable member of the drive and a column of elastic liquid, the source of energy. Regular oscillations in a drive are maintained due to the energy of compressed liquid, feedback, non-linear character of generated and absorbed energy etc. An experimental analysis of a servo system of the FESTO training simulator was carried out. The aim of the research was to accumulate materials for the development of mathematical models that would adequately represent the main properties of actual systems.

*Self-oscillations; electro-hydraulic servo drive; experimental research; computational experiment; control system; aircraft; diagnostic modeling; nonlinear phenomena; hydraulic automation devices*

---

**Citation:** Petrov P.V., Sunarchin R.A., Mashkov M.A., Krivosheev N.S. Experimental analysis of instability and self-oscillations in an electrohydraulic servo drive. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2024. V. 23, no. 2. P. 121-131. DOI: 10.18287/2541-7533-2024-23-2-121-131

### References

1. Kuderko D.A., Tselishchev V.A., Tselishchev D.V. Prospects for development of flight control surfaces actuators of civil aircraft. *PNRPU Aerospace Engineering Bulletin*. 2021. No. 67. P. 70-84. (In Russ.). DOI: 10.15593/2224-9982/2021.67.07
2. Dindorf R., Wos P. Control of integrated electro-hydraulic servo-drives in a translational parallel manipulator. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2019. V. 33. P. 5437-5448. DOI: 10.1007/s12206-019-1038-y
3. Petrov P.V. Analysis of motion of a mass on the surface, provided the falling friction characteristics. *Vestnik UGATU*. 2019. V. 23, no. 2 (84). P. 51-60. (In Russ.)
4. Den Hartog J.P. Mechanical vibrations. New York: McGraw-Hill, 1956. 464 p.
5. Andronov A.A., Vitt A.A., Khaykin S.E. *Teoriya kolebaniy* [Theory of oscillations]. Moscow: Fizmatgiz Publ., 1959. 915 p.
6. Kharkevich A.A. *Izbrannye trudy v 3 t. T. 2. Lineynye i nelineynye sistemy* [Linear and non-linear systems]. Moscow: Nauka Publ., 1973. 566 p.
7. Sunarchin R.A., Mashkov M.A., Matrosov A.V. Instability and self-oscillations in electro-hydraulic servo drive. *Dynamics and Vibroacoustics*. 2018. V. 4, no. 3. P. 16-25. (In Russ.). DOI: 10.18287/2409-4579-2018-4-3-16-25

8. Popov D.N., Sosnovskiy N.G., Siukhin M.V. Control of synergetic processes to ensure the asymptotic stability of hydraulic systems. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Natural Sciences*. 2017. No. 3. P. 37-51. (In Russ.). DOI: 10.18698/1812-3368-2017-3-37-51
9. Schröders S., Fidlin A. Asymptotic analysis of self-excited and forced vibrations of a self-regulating pressure control valve. *Nonlinear Dynamics*. 2021. V. 103. P. 2315-2327. DOI: 10.1007/s11071-021-06241-5
10. Petrov P.V., Tselishchev V.A. *Osnovy avtomatizirovannogo proektirovaniya gidromekhanicheskikh ustroystv* [Basics of computer-aided design of hydromechanical devices]. Ufa: RIK UGATU Publ., 2019. 241 p.
11. Mozaryn J., Winnicki A., Suski D. Modeling of electro-hydraulic servo-drive for advanced control system design. *Springer Proceedings in Mathematics and Statistics*. 2022. V. 362. P. 183-191. DOI: 10.1007/978-3-030-77306-9\_16
12. Cao F. PID controller optimized by genetic algorithm for direct-drive servo system. *Neural Computing and Applications*. 2020. V. 32. P. 23-30. DOI:10.1007/s00521-018-3739-z
13. Wos P., Dindorf R. Self-tuning controllers based on polynomial methods for electro-hydraulic servo drive. *AIP Conference Proceedings*. 2019. V. 2077, Iss. 1. DOI: 10.1063/1.5091924
14. Konstantinov S.Yu., Tselishchev V.A., Tselishchev D.V. *Reguliruemyy struyno-kavitatsionnyy stabilizator raskhoda zhidkosti* [Adjustable cavitating jet stabiliser of liquid flow rate]. Patent RF, no. 2568951, 2015. (Publ. 20.11.2015, bull. no. 32)
15. Tselischev D.V., Konstantinov S.Y., Tselischev V.A. Research of jet-cavitation fluid mass flow stabilizer. 2021 International Scientific and Technical Engine Conference (EC) (June, 23-25, 2021, Samara, Russian Federation). 2021. DOI: 10.1109/ec52789.2021.10016824