

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПАКЕТНЫХ ГИДРОДРОССЕЛЕЙ В ОБОБЩЕННЫХ ПАРАМЕТРАХ

И. Ф. САДИКОВ¹, П. В. ПЕТРОВ²

¹ sadikov.ildar1997@yandex.ru, ² pgl.petrov@mail.ru

ФГБОУ ВО «Уфимский государственный авиационный технический университет» (УГАТУ)

Аннотация. Рассматриваются вопросы численного моделирования пакетного дросселя, а также анализ влияния количества дроссельных шайб в пакетном дросселе и диаметра проходного сечения шайбы на переходные процессы. Исследуется влияние безразмерных относительных постоянных времени на качество переходных процессов.

Ключевые слова: гидродроссель, шайба, площадь проходного сечения, пакетный дроссель, гидросистема, давление, понижение давления.

ВВЕДЕНИЕ

Для компактности гидросистемы необходимо иметь гидравлические оборудования малых габаритов с минимально возможной массой и это вынуждает выходить за рамки рекомендаций для оптимально подходящей конструкторской системы в проточной части дросселя.

В гидросистемах, чтобы понизить давление до требуемого значения, обширно применяются дроссели для малых расходов. Однако, у таких дросселей малая площадь отверстия, и тем самым происходит засорение, облитерация, а также изменяются характеристики. Для решения этой проблемы были распространены пакеты дроссели, состоящие из шайб с отверстиями в виде цилиндрических насадок.

В пакете каждая насадка работает при малом перепаде давлений и поэтому может иметь приемлемый размер. Сопротивление пакета должно равняться сумме сопротивлений отдельных насадков, что, однако, на практике часто не соблюдается по причине взаимного влияния насадков в пакете. Такое возможно при малых размерах, и, главным образом, из-за сближения осей отверстий по углу расположения. В последнем случае

струя из предыдущего отверстия влияет на условия втекания в последующее, и сопротивление системы резко уменьшается. Сборка таких дросселей требует взаимной фиксации шайб [1-2].

Пакетные гидродроссели применяются для получения достаточно большого перепада давления для относительно малых по величине значений расхода.

Такой гидродроссель состоит из набора шайб:

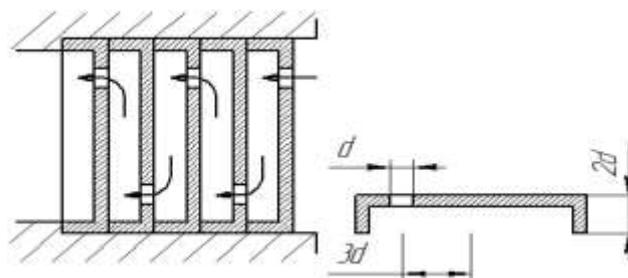


Рис. 1. Пакетный дроссель

Для расчета статической модели пакетного дросселя была разработана ее принципиальная схема.



Рис. 2. Принципиальная схема пакетного дросселя

Для расчета статических характеристик дроссельного пакета были составлены уравнения статики:

$$\Delta p(Q) = \frac{\left(\frac{Q}{\mu \frac{\pi d^2}{4}} \right)^2 \cdot \rho}{2};$$

где ρ – плотность жидкости; μ – коэффициент расхода; d_{1-5} – проходное сечение каждой шайбы в дросселе; Q_n – расход насоса; P_n – давление насоса; $p1, p2, p3, p4, p5$ – предположительные давления в пакетном дросселе.

Результаты расчета представлены на рис. 3.

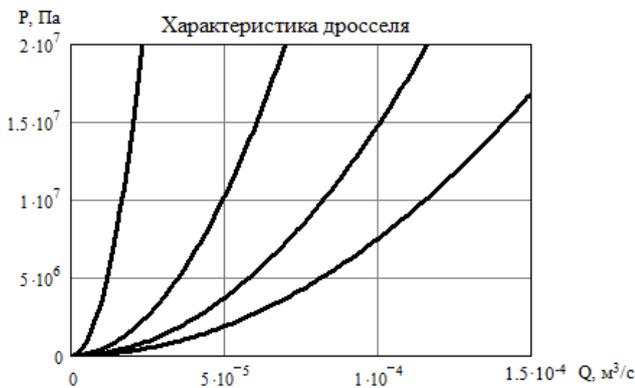


Рис. 3. Перепад давления на пакетном дросселе

Для определения влияние количества шайб в пакетном дросселе на ГС и влияние диаметра проходного сечения шайб в пакетном дросселе ГС необходимо произвести расчет динамической математической модели ГС.

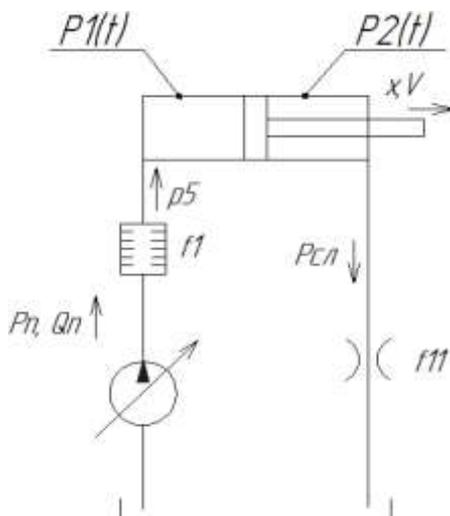


Рис. 4. Принципиальная гидравлическая схема

Для этого были приняты следующие допущения к математической модели:

- картина течения во времени не изменяется ($\mu = \text{const}, \xi = \text{const}$);
- гидравлические потери в подводящих гидролиниях гидродвигателя малы и ими можно пренебречь;
- температура рабочей жидкости в течении рассматриваемого динамического процесса не изменяется;
- волновые процессы в рабочих гидролиниях из-за малой длины на динамические характеристики не влияют;

Уравнение баланса сил:

$$m \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} = f_p \cdot p'_1(t) - f_s \cdot p'_2(t) - k_v \cdot \frac{dx}{dt} - F;$$

Уравнение баланса расходов:

$$Q_n + \Delta Q - k \cdot \mu \cdot f_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p1 - p'_1(t)|}{\rho \cdot N}} = f_p \cdot \frac{dx}{dt} + \frac{V_p}{E} \cdot \frac{dp'_1(t)}{dt};$$

$$\mu \cdot f_{11} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |p'_2(t) - p2|}{\rho}} = f_s \cdot \frac{dx}{dt} - \frac{V_s}{E} \cdot \frac{dp'_2(t)}{dt},$$

где f_p – площадь поршня ГЦ; f_s – площадь штока ГЦ; f – площадь проходного сечения шайбы пакетного дросселя; k – коэффициент взаимодействия шайб пакетного дросселя; N – количество шайб в пакетном дросселе; x_m – максимальное расстояние выдвигания ГЦ; V_p – объем поршневой полости ГЦ; V_s – объем штоковой полости ГЦ; m – масса поршня; f – площадь проходного сечения дросселя на выходе; k_v – коэффициент трения; E – модуль упругости; Q_n – расход через пакетный дроссель; ΔQ – регулировка расхода; F – усилие на ГЦ.

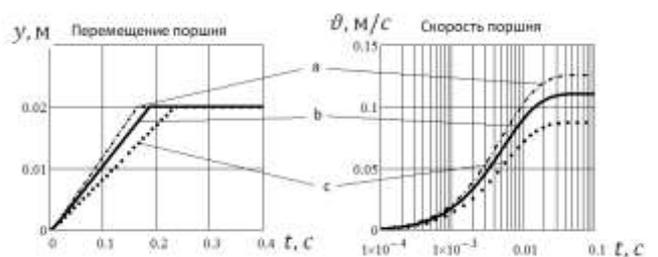


Рис. 5. Влияние шайб в пакетном дросселе на ГС: a – при 6 шайб; b – при 5 шайб; c – при 4 шайб

С увеличение количества шайб в пакетном дросселе значительно изменяются качественные параметры системы: быстрота выдвижения ГЦ, скорость ГЦ, а также давление в сливной и напорной линиях.

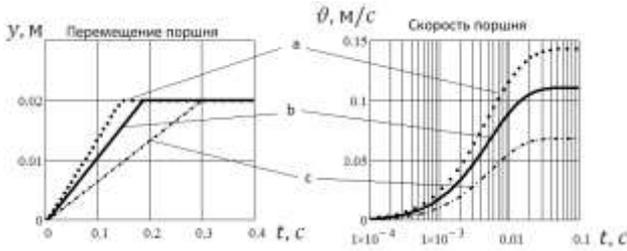


Рис. 6. Влияние диаметра проходного сечения шайб на ГЦ: *a* – при $d=0.0045$ м; *b* – при $d=0.005$ м; *c* – при $d=0.0055$ м

С увеличением диаметра проходного сечения шайб уменьшается мощность системы.

Большое количество переменных и разброс их числовых значений затрудняют решение и составление общих характеристик, поэтому основное исследование выполняется с использованием безразмерных переменных.

Преобразование модели к безразмерной форме можно выполнить различным образом, например, в зависимости от выбора масштабов преобразования. Так в качестве масштаба времени можно положить все три характеристические постоянные времени:

$T_m, T_{гв}, T_v$. Однако, при исследовании системы регулирования предпочтительно остановиться на постоянной времени двигателя $T_0 = 1$ сек, которая для рассматриваемой системы является характерным временем. Все относительные времена в этом случае будут являться мерами быстродействия различных физических привода.

Как обычно безразмерные переменные определяются как отношения размерных величин и соответствующих масштабов:

$$\bar{t} = \frac{t}{T_0}; \bar{p} = \frac{p}{p_0}; \bar{y} = \frac{y}{y_m}$$

После введения масштабов в размерную модель и несложных преобразований была получена система безразмерных уравнений, принятых к систематическому исследованию.

Безразмерная система так же, как и размерная интегрируется методом Рунге-Кутты, но здесь требуется минимальное количество шагов, так как все величины имеют почти один порядок. Безразмерные и размерные переходные процессы, в случае корректного преобразования уравнений, должны быть идентичны с учетом соответствующего преобразования шкал.

По безразмерным моделям исследуется влияние коэффициента демпфирования на постоянные времени гидропривода.

$$Db(t, y21) := \begin{bmatrix} y21_1 \\ \frac{1}{T_{-c}^2} \cdot (fp_{-} \cdot y21_2 - fs_{-} \cdot y21_3 - 2\xi \cdot T_{-c} \cdot y21_1 - F_{-}) \\ \frac{1}{Tv1_{-}} \cdot \left[\frac{1}{Qdr_{-}} + \Delta Q_{-} - \frac{Tgp1_{-}}{y1_{-}} \cdot y21_1 - k \sqrt{\frac{2}{NI}} |1 - y21_2| \cdot sign((1 - y21_2)) \right] \\ \frac{1}{Tv2_{-}} \cdot \left[\frac{Tgp2_{-}}{y11_{-}} \cdot y21_1 - \sqrt{2} |y21_3 - Psl_{-}| \cdot sign((y21_3 - Psl_{-})) \right] \end{bmatrix}$$

Безразмерная модель гидросистемы

где T_{c-} – относительная постоянная времени; fp_{-} – безразмерная модель площади поршня; fs_{-} – безразмерная модель площади штока; ξ_{-} – коэффициент относительного затухания; F_{-} – безразмерная величина преодолеваемого усилия; $Tv1_{-}$ – безразмерная величина емкостной постоянной времени для левой части системы; $Tv2_{-}$ – для правой части системы; $Tgp1_{-}$ – относительные постоянные времени гидропривода для левой части; $Tgp2_{-}$ – для правой части; Qdr_{-} – безразмерная величина расхода дросселя; ΔQ_{-} – безразмерная величина регулировки; $y1_{-}$ – относительные масштабы перемещения для поршневой полости; $y11_{-}$ – относительные масштабы перемещения для штоковой полости; PSl_{-} – безразмерная величина давления слива.

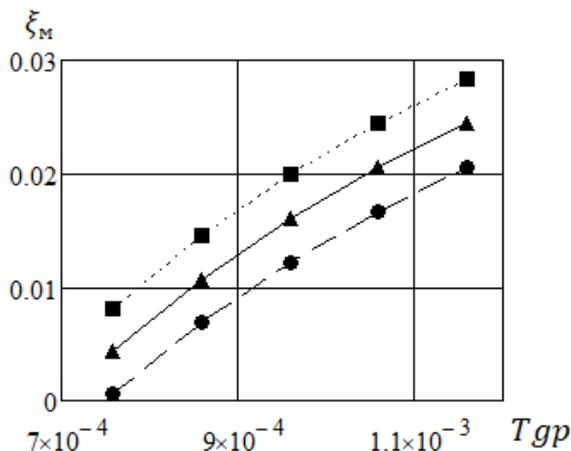


Рис. 7. Зависимость постоянной времени ГП от коэффициента относительного затухания при разных механических постоянных времени: квадрат – при $T_c=3,364 \cdot 10^{-3}$; треугольник – при $T_c=3,232 \cdot 10^{-3}$; круг – при $T_c=3,1 \cdot 10^{-3}$

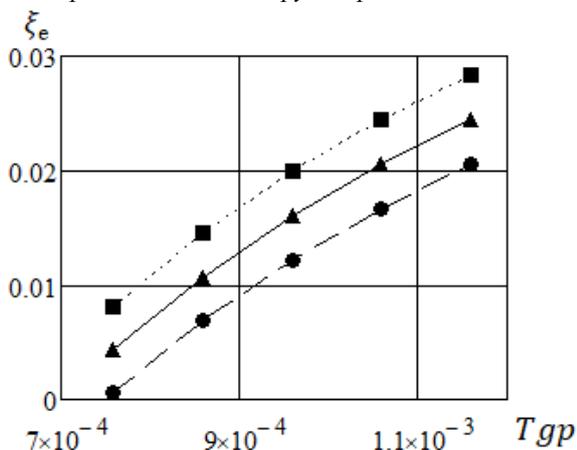


Рис. 8. Зависимость постоянной времени ГП от коэффициента относительного затухания при разных емкостных постоянных времени: квадрат – при $T_{v1}=3,1 \cdot 10^{-3}$; треугольник – при $T_{v1}=3,232 \cdot 10^{-3}$; круг – при $T_{v1}=3,364 \cdot 10^{-3}$

Изменение коэффициента затухания при разных постоянных времени ГП и изменении механической постоянной времени показывает, что механическая постоянная влияет на устойчивость системы – с ее повышением повышается порог возникновения хаотичности с изменением коэффициента затухания при разных постоянных времени.

При увеличении емкостной постоянной и совместном изменении коэффициента затухания и разных постоянных времени ГП наблюдается обратное – уменьшение устойчивости, уменьшение порога возникновения хаотичности системы.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате теоретических исследований были определены влияния параметров на ГС: влияние количества шайб в пакетном дросселе, где с увеличением количества шайб увеличивается мощность системы; влияние диаметра проходного сечения шайбы пакетного дросселя, где с уменьшением диаметра уменьшается мощность системы. А также зависимость постоянной времени ГП от коэффициента относительного затухания при разных механических и емкостных постоянных времени, которые необходимы для оптимального расчета количества дроссельных шайб и их геометрии в проточной части, позволяющих обеспечить требуемую работу устройства.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лебедев Н.И. Гидравлика, гидравлические машины и объемный гидропривод: Учебное пособие для студентов-заочников по дисциплине «Гидравлика, гидравлические машины и объемный гидропривод». 2-е изд., стер. – М.: МГУЛ, 2002. – 232 с. [N.I. Lebedev Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic volume control: A manual for part-time students on the subject "Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic volume control". 2nd ed., Sr. - M.: MGUL, 2002. - 232 p.]
2. Лебедев Н.И. Объемный гидропривод лесных машин: учебник / Под ред. А.А. Камусина. – М.: ГОУ ВПО МГУЛ, 2007. – 314 с.: ил. [N.I. Lebedev. Volumetric hydraulic drive of forest machines: a textbook / Ed. A.A. Kamusina. - M.: GOU VPO MGUL, 2007. - 314 pp.]
3. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. Машиностроение, 1976-424 с. [D.N. Popov. Dynamics and regulation of hydraulic and pneumatic systems. Mechanical Engineering, 1976-424 p.]
4. Гимадиев А.Г., Быстров Н.Д. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. Самара, 2010. [A.G. Gimadiev, N.D. Bystrov. Dynamics and regulation of hydraulic and pneumatic systems. Samara, 2010.]

ОБ АВТОРАХ

САДИКОВ Ильдaр Фaнзилович, бакалавр каф. ПГМ.

ПЕТРОВ Павел Валерьевич, канд. техн. наук, доцент каф. ПГМ.

METADATA

Title: Mathematical modeling electrohydraulic servo drive

Authors: I. F. Sadikov¹, P. V. Petrov²

Affiliation:

Ufa State Aviation Technical University (UGATU), Russia.

Email: ¹sadikov.ildar1997@yandex.ru, ²pvl.petrov@mail.ru

Language: Russian.

Source: Molodezhnyj Vestnik UGATU (scientific journal of Ufa State Aviation Technical University), no. 2 (23), pp. 119-123, 2020. ISSN 2225-9309 (Print).

Abstract: The article considers the issues of numerical simulation of a packet choke, as well as an analysis of the influence of the number of choke washers in the packet choke and the diameter of the flow area of the washer on transients. The effect of dimensionless relative time constants on the quality of transient processes is investigated.

Key words: hydro choke, washer, flow area, batch choke, hydraulic system, pressure, pressure drop.

About authors:

SADIKOV, Ildar Fanzilovich., student is baccalaureate 4 year, Ufa state aviation technical University

PETROV, Pavel Valerievich., Assoc. Prof., Dept. of Applied hydromechanics. Master of Technics & Technology (UGATU, 2006). Cand. of Tech. Sci. (UGATU, 2009).