

УДК 621.22-56, 621.86

## **Исследование эффективности гидропривода с дискретным клапаном и коммутируемой инерционной трубкой**

**Бахвалов А.В.<sup>\*</sup>, Грешняков П.И.<sup>\*\*</sup>, Гимадиев А.Г.<sup>\*\*\*</sup>**

*Самарский национальный исследовательский университет имени академика  
С.П. Королёва, Московское шоссе, 34, Самара, 443086, Россия*

*\*e-mail: [viperq3c@yandex.ru](mailto:viperq3c@yandex.ru)*

*\*\*e-mail: [pavel.ssau@gmail.com](mailto:pavel.ssau@gmail.com)*

*\*\*\*e-mail: [gimadiev\\_ag@mail.ru](mailto:gimadiev_ag@mail.ru)*

### **Аннотация**

В настоящее время в технике наблюдается тенденция по внедрению и использованию энергосберегающих технологий, поиску альтернативных источников энергии. Применительно к гидравлике актуальным является эффективное использование энергии, подводимой от источника к потребителю. Широко применяемое пропорциональное регулирование, заключающееся в изменении сопротивления на пути энергетического потока к исполнительному элементу, с энергетической точки зрения является невыгодным. Объёмный способ регулирования энергетически оправдан, но предполагает применение дорогостоящих гидравлических насосов переменной производительности и требует в процессе эксплуатации чистую рабочую среду. Особый интерес представляет дискретный способ регулирования, при котором поток жидкости попеременно

подключается к исполнительному элементу гидропривода. Для этого используются клапаны дискретного действия, которые относительно просты, надёжны, нечувствительны к загрязнению и имеют малую стоимость. В статье описана математическая модель гидропривода с дискретным клапаном и коммутируемой инерционной трубкой для подъёма грузов. В результате моделирования динамических процессов в пакете MATLAB/Simulink рассчитаны переходные процессы, возникающие при работе гидропривода. Проанализировано влияние на эффективность (КПД) гидропривода частоты срабатывания клапана в напорной линии, коэффициента заполнения импульса (скважности), диаметра и длины инерционной трубки. Дана оценка качества регулирования при движении выходного звена гидропривода с грузом по заданной траектории. Полученные результаты могут быть полезны при выборе схем гидропривода с более высоким коэффициентом полезного действия.

**Ключевые слова:** дискретный гидропривод, электрогидравлический клапан, скважность, инерционная трубка, математическая модель, эффективность.

## **Введение**

Первые работы по исследованию гидравлического импульсного управления были опубликованы в конце 80-х – начале 90-х годов прошлого века в США и Европе [1-4]. В настоящее время в связи с увеличением вычислительных мощностей и развитием техники быстродействующих клапанов возрос интерес к проведению исследований в данном направлении [5-7]. Алгоритмы управления движением

линейного привода на основе импульсной техники управления предложены в работах [8-11]. Применение таких средств позволяет повысить КПД гидропривода на 20-30 % [9]. Одним из энергетически эффективных средств управления давлением и расходом жидкости является гидравлический преобразователь или коммутируемое инерционное устройство (КИУ) [5], состоящее, в общем случае, из распределителя, попеременно соединяющего потребитель с магистралью высокого и низкого давления, инерционного элемента – «инерционной» трубки. Исследуемый гидропривод изображён на рисунке 1. КИУ подключено в режиме усилителя расхода. Подобно электрическому импульсно-индуктивному преобразователю, в котором выходное давление (эквивалент напряжения) и выходной расход (эквивалент тока) могут быть повышены или понижены. Однако прямой перенос эффективных методов управления из электрических систем в гидравлические системы невозможен. Необходим учёт влияния всех гидравлических компонентов на динамические свойства и эффективность гидропривода.

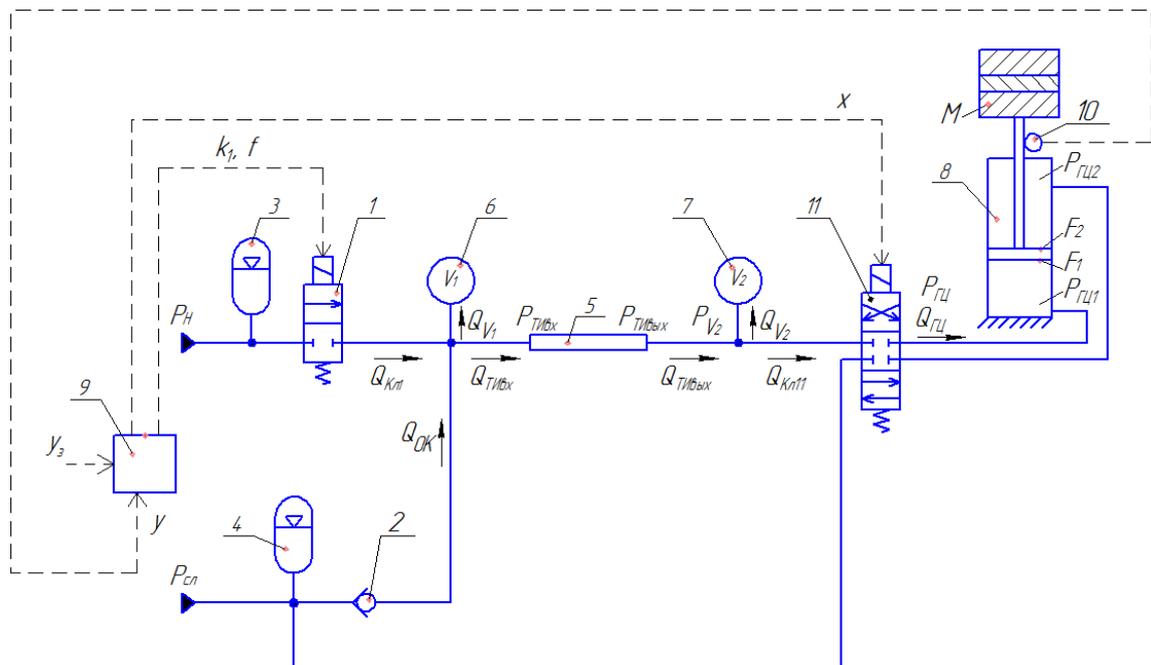


Рисунок 1 – Гидравлическая схема гидропривода с дискретным управлением:

- 1 – электрогидравлический дискретный клапан; 2 – обратный клапан;
- 3, 4 – пневмогидроаккумулятор (ПГА); 5 – инерционная трубка; 6, 7 – ёмкость;
- 8 – гидроцилиндр; 9 – блок управления; 10 – датчик положения;
- 11 – управляющий клапан; — — — гидравлические элементы; — — — электрическая

#### СВЯЗЬ

В работе [10] рассмотрен подобный гидропривод с гасителем пульсаций давлений, однако не проанализировано подробно влияние ряда параметров, в частности длины и диаметра инерционной трубки, диаметра отверстия напорного клапана, давления в напорной линии, массы груза на энергоэффективность гидропривода. Поскольку гидропривод в указанной работе одностороннего действия, т.е. работает только на подъём, не оценены показатели качества регулирования.

Принцип работы рассматриваемого гидропривода заключается в следующем: от блока управления 9 подаётся сигнал на электрический вход клапана 1, производится его открытие; жидкость из магистрали высокого давления, поддерживаемая газонаполненным гидроаккумулятором 3 направляется к входу инерционной трубки 5. Возникает волна повышенного давления жидкости, которая разгоняется в инерционной трубке. По истечении времени, определяемого коэффициентом заполнения импульса цикла, от блока управления 9 подаётся сигнал на закрытие клапана 1. При этом жидкость в трубке 5 по инерции продолжает движение. Когда давление жидкости на входе инерционной трубки становится меньше давления в сливной магистрали на величину давления открытия обратного клапана 2, он вступает в работу. Жидкость подсасывается из сливной магистрали в инерционную трубку 5, обеспечивая дополнительный приток жидкости к гидроцилиндру 8. В момент окончания периодически повторяющегося цикла работы клапана от блока управления 9 подаётся сигнал на открытие клапана 1, обратный клапан 2 закрывается. Таким образом, коэффициентом заполнения импульса регулируется давление на входе в гидроцилиндр. Положение штока цилиндра с грузом, определяемое клапаном 11 в зависимости от требуемой координаты, измеряется датчиком 10, выходной сигнал  $u$  с которого поступает в блок управления 9. В нём сигнал сравнивается с заданным значением  $u_3$ . При достижении грузом заданной координаты с блока управления прекращается подача управляющего сигнала на клапан 1.

## Математическая модель

Для оценки эффективности и динамических характеристик изучаемого ГП необходимо составить систему уравнений, описывающих процессы в нём, и провести моделирование в пакете программ высокого уровня.

При выводе уравнений приняты следующие допущения: гидравлические потери в соединительных трубках малы и не учитываются; объёмная податливость стенок цилиндра из-за её относительной малости не учитывается; сила сухого трения в гидроцилиндре принимается постоянной, знак её зависит от направления движения поршня с грузом; теплообмен между жидкостью и стенками гидроцилиндра отсутствует; коэффициенты расхода в дросселирующих элементах принимаются квазистационарными.

С учётом принятых допущений уравнение движения поршня примет вид [12]:

$$\begin{cases} M \ddot{y} + \lambda_{mp} \dot{y} + \gamma_{np} y + N_{сух.тр} \cdot \text{sign} \dot{y} = P_{ГЦ1} F_1 - P_{сл} F_2 - N_{нагр} & \text{при } \dot{y} \geq 0 ; \\ M \ddot{y} - \lambda_{mp} \dot{y} - \gamma_{np} y - N_{сух.тр} \cdot \text{sign} \dot{y} = P_{ГЦ2} F_2 - P_{сл} F_1 + N_{нагр} & \text{при } \dot{y} < 0 , \end{cases} \quad (1)$$

где  $M$  – масса перемещаемого груза с поршнем;

$y, \dot{y}, \ddot{y}$  – координата, скорость и ускорение поршня;

$\lambda_{mp}$  – коэффициент вязкого трения поршня о стенки корпуса гидроцилиндра;

$\gamma_{np}$  – жёсткость условной пружины, характеризующей податливость узла крепления гидроцилиндра;

$N_{сух.тр}$  – сила сухого трения;

$P_{ГЦ1}, P_{ГЦ2}$  – давление в поршневой и штоковой полостях гидроцилиндра, соответственно;

$F_1, F_2$  – площадь поверхности поршня в поршневой и штоковой полостях гидроцилиндра, соответственно;

$P_{сл}$  – давление жидкости в сливной магистрали;

$N_{нагр} = Mg$  – сила тяжести поршня с грузом;

$g$  – ускорение свободного падения, равное  $9,81 \text{ м/с}^2$ .

В уравнениях (1) составляющая силы  $\gamma_{np} y$  действительна только в крайних (нижнем и верхнем) положениях поршня:  $y < 0$  и  $y > y_{\max}$ .

В случае движения поршня вверх уравнение расхода  $Q_{ГЦ1}$  в поршневую полость гидроцилиндра запишется в виде:

$$Q_{ГЦ1} - F_1 \dot{y} - \frac{V_n}{\rho c^2} \frac{dP_{ГЦ1}}{dt} = 0, \quad (2)$$

где  $V_n$  – объём поршневой полости гидроцилиндра;

$\rho$  – плотность жидкости;

$c$  – скорость звука в жидкости;

$t$  – время.

В процессе движения поршня объём поршневой полости гидроцилиндра изменяется в соответствии со следующей зависимостью:

$$V_n = F_1 \left[ y_{0n} + \int \dot{y} dt \right], \quad (3)$$

где  $y_{0n}$  – координата поршня, определяющая «мёртвый» объём в поршневой полости.

В случае движения поршня вниз уравнение расхода  $Q_{ГЦ2}$  в штоковую полость гидроцилиндра запишется в виде:

$$Q_{ГЦ2} - F_2 \dot{y} - \frac{V_{um}}{\rho c^2} \frac{dP_{ГЦ2}}{dt} = 0, \quad (4)$$

где  $V_{um}$  – объём штоковой полости гидроцилиндра.

В процессе движения поршня объём штоковой полости гидроцилиндра изменяется в соответствии со следующей зависимостью:

$$V_{um} = F_1 \left[ y_{max} - \int \dot{y} dt + y_{0u} \right], \quad (5)$$

где  $y_{max}$  – максимальная координата поршня;

$y_{0u}$  – координата поршня, определяемая «мёртвым» объёмом штоковой полости.

Уравнение расхода  $Q_{сл}$ , вытекающего из штоковой или поршневой полости гидроцилиндра в зависимости от движения поршня вверх или вниз, соответственно, запишется в виде:

$$F_i \dot{y} - Q_{сл} - \frac{V_i}{\rho c^2} \frac{dP_{сл}}{dt} = 0, \quad (6)$$

где  $F_i$  и  $V_i$  – площадь и объём соответствующей полости гидроцилиндра, из которой происходит вытекание рабочей жидкости.

Для узла соединения инерционной трубки, ёмкости 7 и управляющего клапана 11 справедливы уравнения баланса расходов и давлений:

$$Q_{ТИвых} - Q_{V2} - Q_{Кл11} = 0; \quad (7)$$

$$P_{V2} = P_{Кл11}, \quad (8)$$

где  $Q_{ТИвых}$  – расход жидкости на выходе из инерционной трубки;

$Q_{V2}$  – расход жидкости в ёмкость 7;

$Q_{Кл11}$  – расход жидкости на входе в клапан 11.

$P_{V2}$  – давление жидкости в ёмкости 7;

$P_{Кл11}$  – давление жидкости на входе в клапан 11.

Расход жидкости в ёмкость 7 определяется зависимостью:

$$Q_{V2} = \frac{V_2}{\rho c^2} \frac{dP_{V2}}{dt}, \quad (9)$$

где  $V_2$  – приведённый объём ёмкости 7.

Уравнение движения жидкости в инерционной трубке записывается по модели Джонстона [6], представленной в пакете программ MATLAB [13] в виде акустического четырёхполосника:

$$\begin{bmatrix} P_{ТИвх} \\ Q_{ТИвых} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{ТИ} & B_{ТИ} \\ C_{ТИ} & D_{ТИ} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_{ТИвых} \\ Q_{ТИвх} \end{bmatrix}; \quad (10)$$

где  $P_{ТИвх}$ ,  $P_{ТИвых}$ ,  $Q_{ТИвх}$ ,  $Q_{ТИвых}$  – соответственно, давления и объёмные расходы жидкости на входе и выходе трубки;  $A_{ТИ}$ ,  $B_{ТИ}$ ,  $C_{ТИ}$ ,  $D_{ТИ}$  – соответственно, коэффициенты матрицы передачи.

Уравнение баланса расхода на входе инерционной трубки запишется в виде:

$$Q_{\kappa 1} + Q_{OK} - Q_{V1} - Q_{TИex} = 0, \quad (11)$$

где  $Q_{\kappa 1}$  – расход жидкости через клапан 1 от гидроаккумулятора 3 на вход инерционной трубки;

$Q_{OK}$  – расход жидкости через обратный клапан 2 от гидроаккумулятора 4;

$Q_{V1}$  – расход жидкости в ёмкость 6.

Расход жидкости через клапан 1 при допущении о квазистационарности процесса дросселирования потока определяется зависимостью:

$$Q_{\kappa 1} = F_{\kappa 1}(t) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_{ПГАЗ} - P_{TИex}| \cdot \text{sign}(P_{ПГАЗ} - P_{TИex})}, \quad (12)$$

где  $F_{\kappa 1}(t)$  – площадь отверстия клапана 1 в момент времени  $t$ ;

$P_{ПГАЗ}$  – давление в пневмогидроаккумуляторе 3.

Клапан 1 рассматривается как апериодическое звено первого порядка. Тогда изменение площади отверстия данного клапана описывается следующим уравнением:

$$F_{\kappa 1}(t) = \begin{cases} 0 & \text{при } 0 \leq t - nT_y \leq 0,5 \cdot 10^{-3}; \\ F_0 \cdot \left( 1 - e^{-\frac{t - nT_y}{T_{\kappa 1}}} \right) & \text{при } 0,5 \cdot 10^{-3} < t - nT_y \leq k1 \cdot T_y; \\ F_0 \cdot e^{-\frac{(t - nT_y) - k1 \cdot T_y}{T_{\kappa 1}}} & \text{при } k1 \cdot T_y < t - nT_y \leq T_y, \end{cases} \quad (13)$$

где  $n = 0, 1, 2, 3 \dots$  – последовательность срабатывания клапана;

$f$  – частота следования импульсов от блока управления;

$T_y = 1/f$  – период циклической работы клапана;

$F_0$  – эффективная площадь отверстия клапана;

$T_{кл1}$  – постоянная времени клапана;

$k1$  – коэффициент заполнения сигнала.

Объёмный расход жидкости через обратный клапан 2 от гидроаккумулятора 4 на вход инерционной трубки при допущении о квазистационарности процесса истечения и мгновенности его открытия определяется по формуле:

$$Q_{OK} = \begin{cases} F_{OK} \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_{ПГА4} - P_{ТИex}|} \cdot \text{sign}(P_{ПГА4} - P_{ТИex}) & \text{при } P_{ПГА4} - P_{ТИex} \geq \Delta P_{OK}; \\ 0 & \text{при } P_{ПГА4} - P_{ТИex} < \Delta P_{OK}, \end{cases} \quad (14)$$

где  $F_{OK}$  – эффективная площадь обратного клапана в открытом состоянии;

$P_{ПГА4}$  – давление в пневмогидроаккумуляторе 4;

$\Delta P_{OK}$  – минимальный перепад давления на обратном клапане, при котором он открывается.

Уравнения (1)-(14) составляют математическую модель гидропривода с дискретным клапаном и коммутируемой инерционной трубкой. На основании результатов моделирования гидродинамических процессов можно оценить как его динамические свойства, так и его эффективность в виде КПД, который рассчитывается по формуле:

$$\eta = \frac{\int_0^{T_{раб}} P_{ГЦ} Q_{ГЦ} dt}{\int_0^{T_{раб}} (P_{ПГА3} Q_{К11} + P_{ПГА4} Q_{OK}) dt}, \quad (15)$$

где  $T_{раб}$  – время работы гидропривода при движении поршня вверх или вниз;  $P_{ГЦ}$ ,  $Q_{ГЦ}$  – давление и расход на выходе из управляющего клапана  $11$ , соответственно.

Числитель выражения (15) характеризует энергию (полезную работу), совершаемую гидроцилиндром, как исполнительным элементом, а знаменатель – располагаемую энергию, подведённую к системе от напорной и сливной магистралей.

Изменяя параметры гидропривода, в частности, частоту сигнала, подаваемого на дискретный клапан, коэффициент заполнения импульса, проходные сечения клапанов, геометрические размеры инерционной трубки, а также параметры гидроцилиндра и массу груза можно определить их оптимальное соотношение, при котором будет реализовываться наибольшая эффективность гидропривода.

В качестве базовой схемы для проведения моделирования процессов принят гидропривод с давлением на входе 15 МПа. Давление в сливной магистрали – 0,5 МПа. Исполнительным устройством является гидроцилиндр с площадью поршня в надпоршневой полости  $28 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ , а в штоковой полости –  $18 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ . Максимальная высота подъёма поршня с грузом – 1 м. В качестве стандартного груза принят груз с массой 500 кг. По рекомендации, приведённой в работе [2], для указанных общих параметров гидропривода взята инерционная трубка длиной 7,5 м с внутренним диаметром 10 мм. Коэффициент вязкого трения поршня о гильзу гидроцилиндра принят равным 250 Н·с/м, упругость опоры гидроцилиндра принята равной  $10^7 \text{ Н/м}$ .

В напорной магистрали установлен двухпозиционный дискретный клапан с площадью проходного сечения  $10 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$  и постоянная времени  $1,5 \cdot 10^{-3} \text{ с}$ . Частота срабатывания клапана 40 Гц при коэффициенте заполнения импульсов 40 %. Площадь полностью открытого обратного клапана принята равной  $30 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ , а предварительная затяжка пружины рассчитана на открытие клапана при давлении 5 кПа. Управляющий клапан, установленный перед гидроцилиндром, имеет площадь проходного сечения  $50 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ , постоянная времени равна  $1,5 \cdot 10^{-3} \text{ с}$ .

Объём  $V_1$  ёмкости 6 принят  $0,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ , объём  $V_2$  ёмкости 7 равен  $1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ . Рабочей средой является минеральное масло с параметрами: плотность при температуре  $20 \text{ }^\circ\text{C}$  –  $800 \text{ кг/м}^3$ ; скорость звука –  $1250 \text{ м/с}$ ; вязкость –  $20 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ .

На основании уравнений (1)-(15) разработана структурная схема рассматриваемого гидропривода с дискретным клапаном и коммутируемой инерционной трубкой в пакете MATLAB Simulink с учётом указанных выше параметров.

### **Результаты математического моделирования**

Характерные осциллограммы давлений на входе в гидроцилиндр при движении поршня с грузом вверх представлены на рисунках 2 и 3. Изменение скважности  $kI$  напорного клапана (рисунок 2) от 20 до 80 % (с шагом 20 %) незначительно влияет на амплитуду колебаний давления на входе в гидроцилиндр.

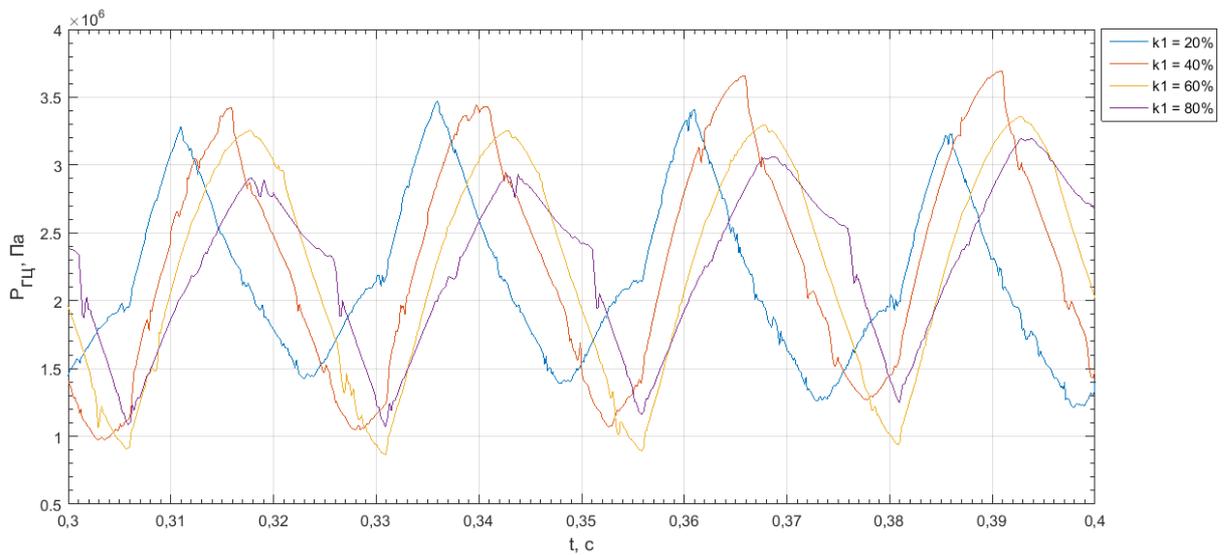


Рисунок 2 – Осциллограмма давлений на входе в гидроцилиндр при частоте работы дискретного клапана 40 Гц и различных значениях коэффициента заполнения сигнала: 20, 40, 60 и 80 %

Исследование влияния частоты  $f$  работы дискретного клапана на колебания давления на входе в гидроцилиндр отображено на рисунке 3.

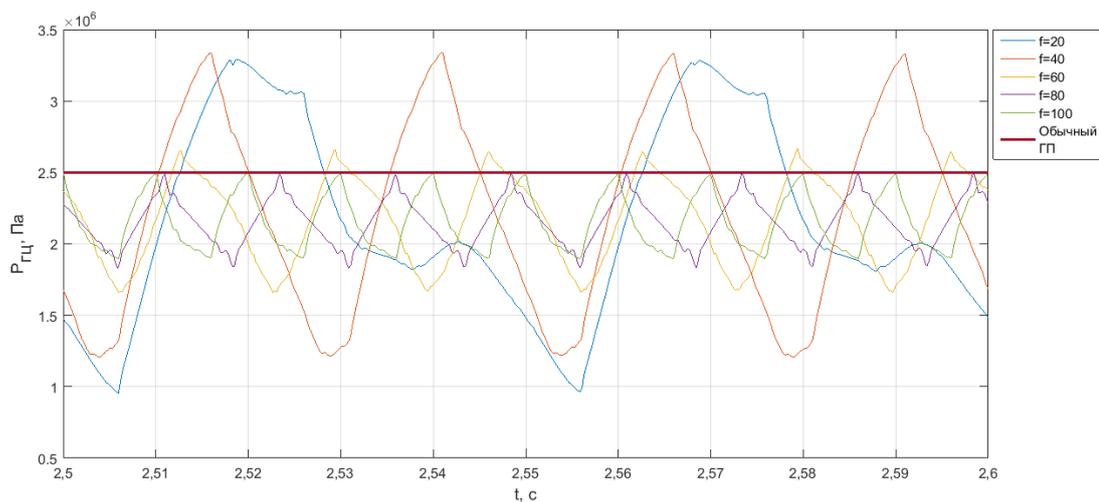


Рисунок 3 – Осциллограмма давлений на входе в гидроцилиндр при коэффициенте заполнения сигнала 40 % и различных значениях частоты работы дискретного клапана: 20, 40, 60, 80 и 100 Гц

Из представленного выше графика следует, что с увеличением частоты работы дискретного клапана амплитуда колебаний давления на входе в гидроцилиндр снижается. На графике «обычный ГП» – гидропривод без инерционной трубки с постоянно открытым клапаном в напорной линии.

На рисунке 4 представлена зависимость КПД гидропривода от частоты импульсов, подаваемых с блока управления на дискретный клапан, и коэффициента заполнения при движении поршня гидроцилиндра с грузом вверх.

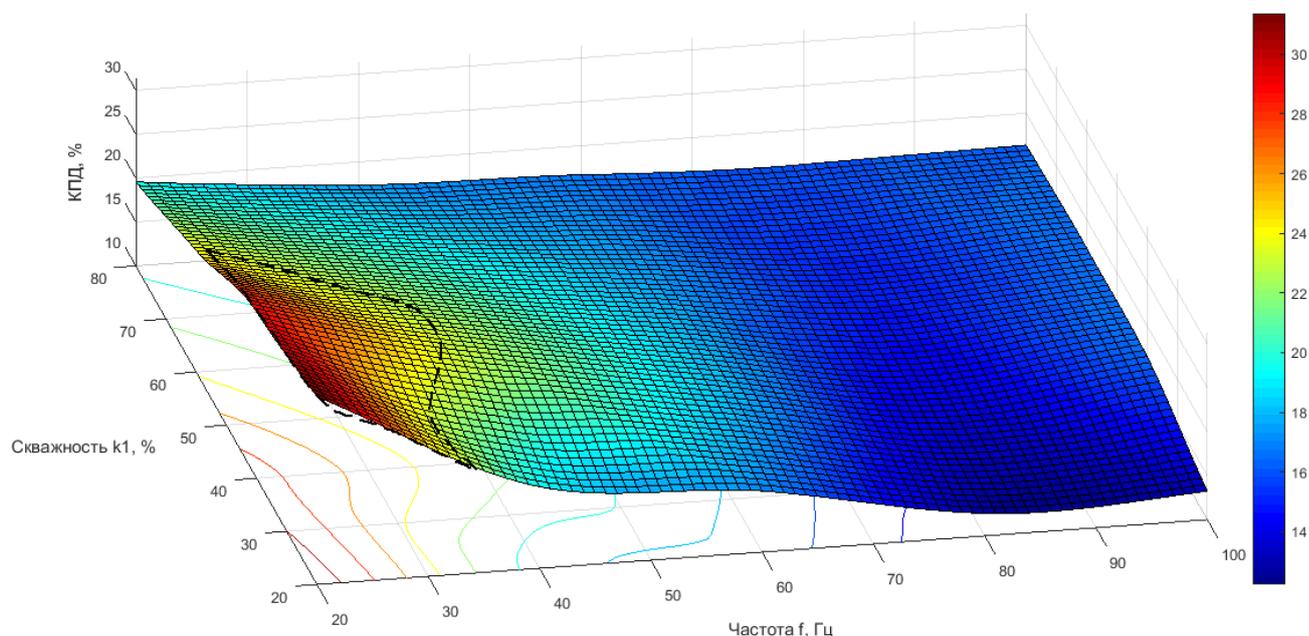
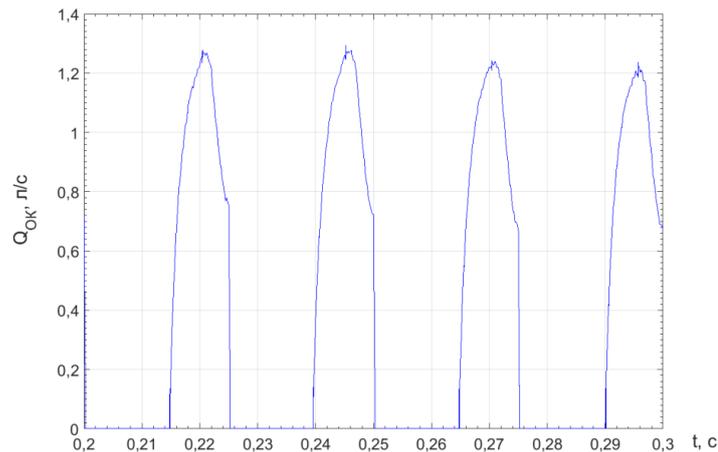


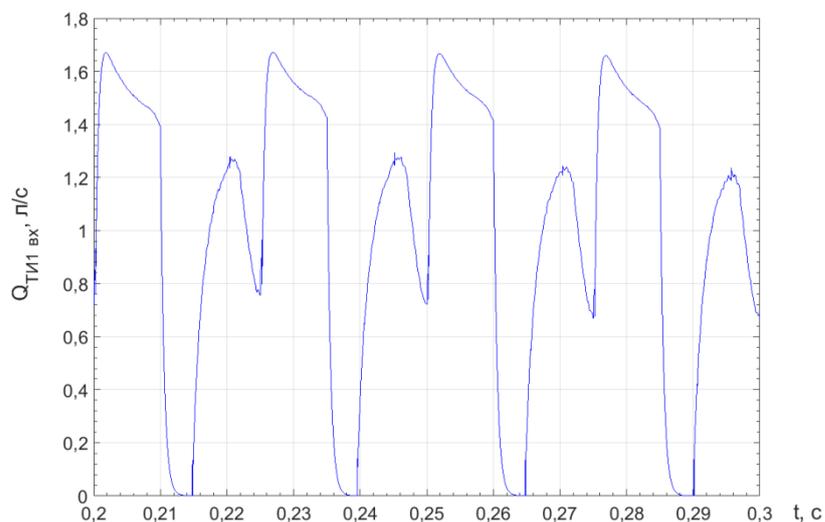
Рисунок 4 – Зависимость КПД гидропривода с дискретным клапаном и коммутируемой инерционной трубкой от частоты работы дискретного клапана и коэффициента заполнения сигнала

Наибольший КПД (область выделена штриховой линией – от 24 до 28 %) достигается в области частоты работы клапана 20-40 Гц и скважности сигнала 30-50 %. КПД гидропривода подобной конфигурации (без инерционной трубки) с пропорциональной системой регулирования составляет 11 %.

Дальнейшее увеличение частоты приводит к снижению КПД. Данное явление объясняется уменьшением объема жидкости, который «подсасывается» через обратный клапан из сливной магистрали. Явление притока объема жидкости через обратный клапан хорошо прослеживается на осциллограмме расхода жидкости на входе в инерционную трубку и на выходе из обратного клапана (см. рисунок 5).



а



б

Рисунок 5 – Осциллограмма расхода жидкости на выходе из обратного клапана (а) и на входе в инерционную трубку (б) гидропривода при частоте 40 Гц и коэффициенте заполнения сигнала 40 %

Исследуем влияние геометрических параметров инерционной трубки на колебания давления на входе в гидроцилиндр, а также на эффективность всей системы при подъёме груза. По мере увеличения длины инерционной трубки амплитуда колебаний давления на входе в гидроцилиндр уменьшается (прямая связь с гидравлическим сопротивлением трубки). Наибольшая эффективность системы достигается при длине трубки 4-8 м и её диаметре от 7,5 до 15 мм (рисунок 6, область КПД выделена штриховой линией – от 24 до 26 %).

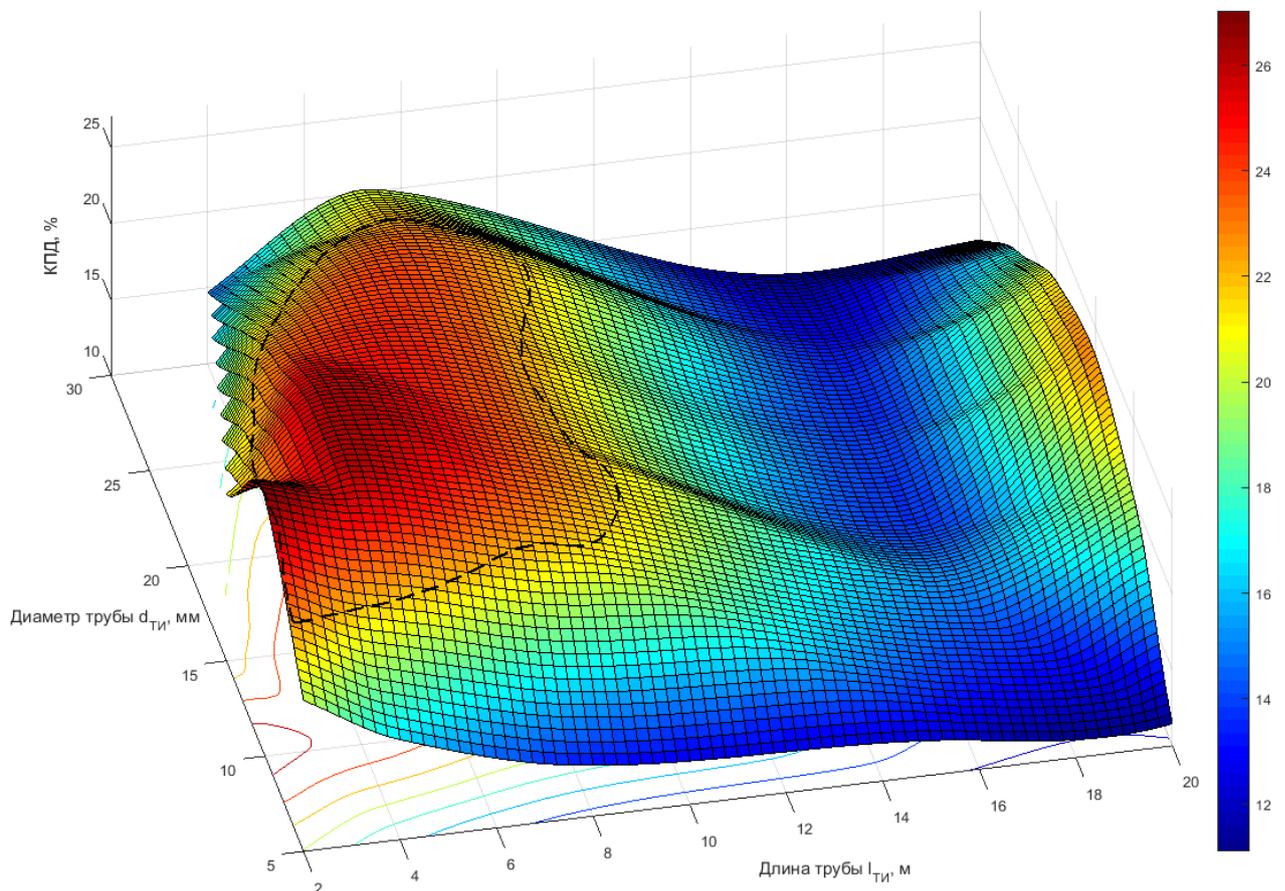


Рисунок 6 – Зависимость КПД гидропривода с дискретным клапаном и коммутируемой инерционной трубкой от длины и диаметра инерционной трубки при частоте срабатывания дискретного клапана 40 Гц, коэффициенте заполнения сигнала 40 %, давлении в напорной линии 15 МПа и массе груза 500 кг

Влияние диаметра отверстия дискретного клапана на колебания давления на входе в гидроцилиндр представлено на рисунке 7.

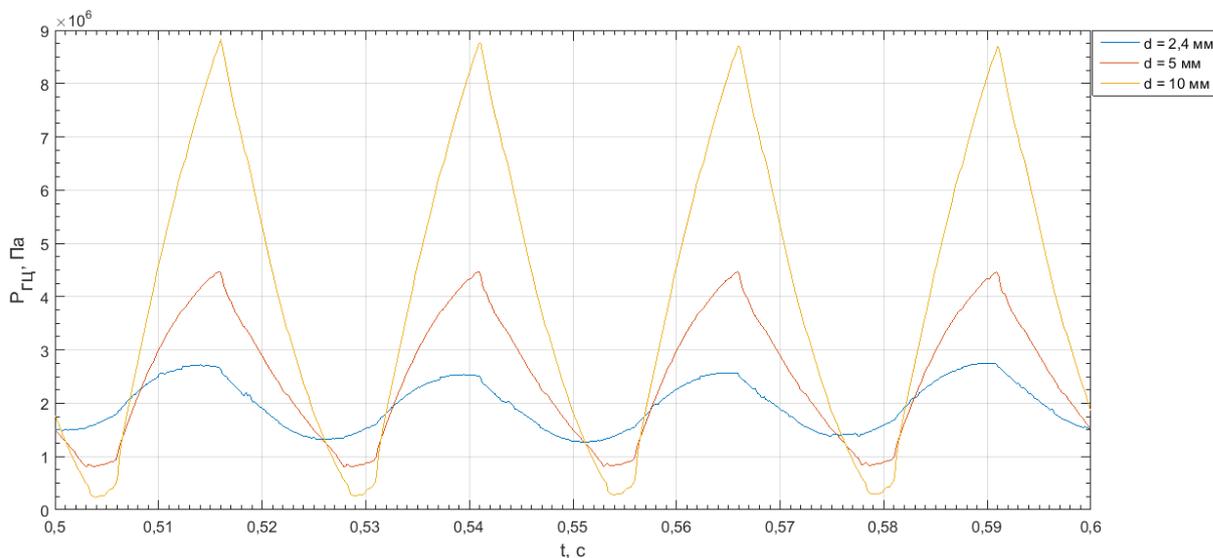


Рисунок 7 – Осциллограмма давлений на входе в гидроцилиндр при частоте работы дискретного клапана 40 Гц, коэффициенте заполнения сигнала 40 % и различных диаметрах отверстия дискретного клапана: 2,4; 5; 10 мм

Как видно из рисунка 7, увеличение диаметра отверстия напорного клапана приводит к значительному увеличению амплитуды колебаний давления в системе. В то же время, увеличение диаметра отверстия клапана ведёт к увеличению расхода в системе и, как следствие, росту скорости движения выходного звена гидропривода.

В реальных системах, где оборудование подобрано и настроено, изменение скорости движения выходного звена гидропривода можно регулировать при помощи изменения коэффициента заполнения сигнала (рисунок 8). Однако использование коэффициента заполнения сигнала свыше 60 % снижает эффективность работы рассматриваемого гидропривода – уменьшается

дополнительный приток жидкости из сливной магистрали. Изменение частоты работы клапана в напорной линии оказывает меньшее влияние на скорость движения выходного звена.

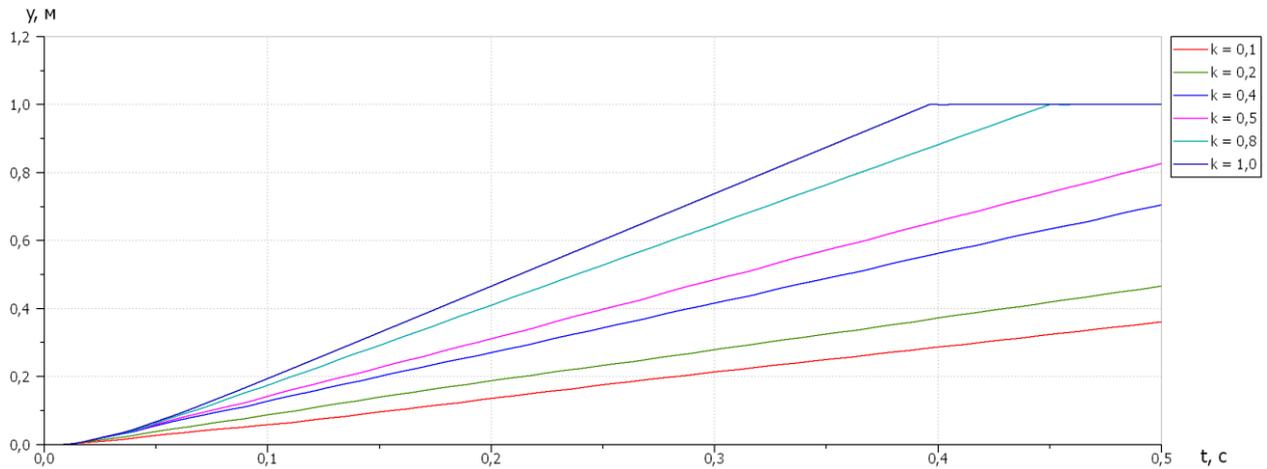


Рисунок 8 – Зависимость координаты штока гидропривода с грузом массой 100 кг от времени при дискретном клапане с площадью проходного сечения  $50 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ , частоте работы 40 Гц и различных коэффициентах заполнения сигнала: 10, 20, 40, 60, 80 и 100 %

Поскольку реальный гидропривод должен перемещать груз на различные высоты, важной задачей является оценка качества регулирования. Проведено моделирование движения поршня гидроцилиндра (диаметр поршня 32 мм, диаметр штока 12 мм) с грузом массой 100 и 500 кг по следующей траектории: подъем на высоту 0,4 м, затем спуск до 0,2 м и снова подъем на высоту 0,6 м. При расчёте использовался дискретный клапан с площадью проходного сечения  $50 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ . В блоке управления реализован ПИД-закон регулирования. Подобраны пропорциональный, интегральный и дифференциальный коэффициенты, соответственно:  $K_p = 2$ ,  $K_i = 0,01$ ,  $K_d = 0,01$ .

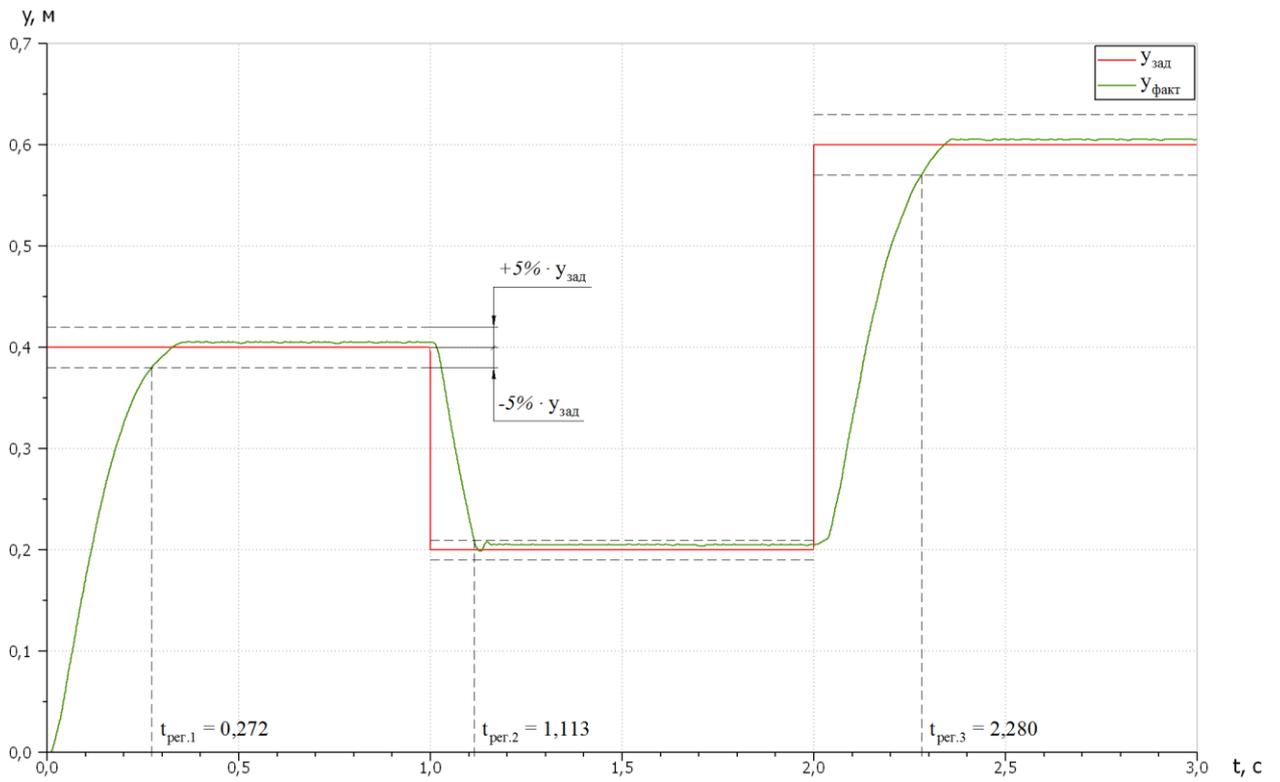


Рисунок 9 – Зависимость координаты выходного звена гидропривода с грузом массой 100 кг от времени

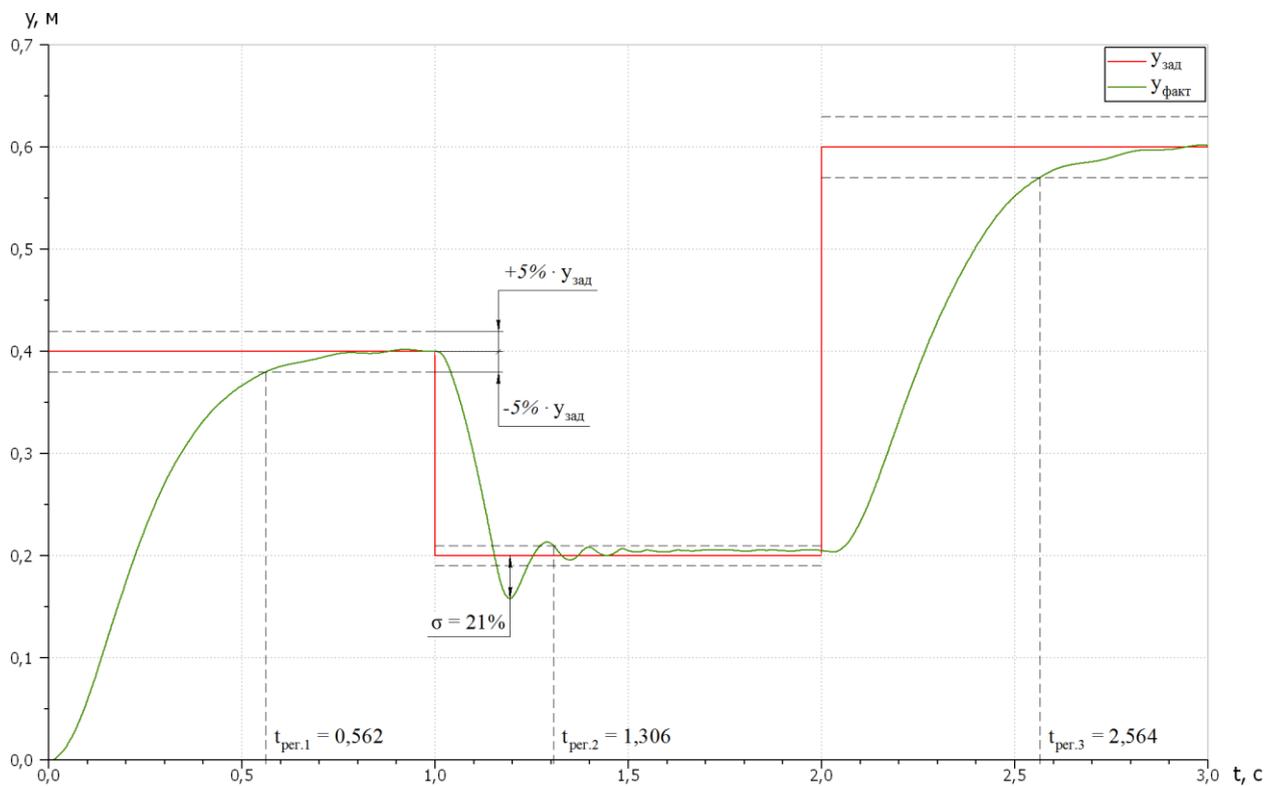


Рисунок 10 – Зависимость координаты выходного звена гидропривода с грузом массой 500 кг от времени

Как видно из графика, представленного на рисунке 10, величина перерегулирования на втором участке пути выходного звена гидропривода (при опускании груза массой 500 кг с высоты 0,4 до 0,2 м) составляет 21 % от значения уставки. Такое движение выходного звена на спуске объясняется инерционностью, связанной с использованием гидроцилиндра определённого типоразмера (максимально возможная масса для данного гидропривода – 1000 кг). Использование гидроцилиндра большего типоразмера позволит повысить жёсткость системы.

Погрешность регулирования на установившемся режиме в рассмотренных случаях не более 2,5 %.

### **Выводы**

Разработана математическая модель гидропривода с дискретным клапаном и коммутируемой инерционной трубкой, которая исследована моделированием в программном пакете MATLAB Simulink.

При проведении моделирования динамических процессов, происходящих в гидроприводе, установлено, что при давлении в напорной линии 15 МПа, массе груза до 1000 кг – использование схемы гидропривода с дискретным клапаном и коммутируемой инерционной трубкой позволяет повысить его КПД. Прирост эффективности составляет 17 % по сравнению с КПД гидропривода с дроссельным регулированием. Также для такой конфигурации системы определены следующие рекомендуемые параметры: частота работы дискретного клапана – 40 Гц, коэффициент заполнения сигнала – от 30 до 50 %, диаметр инерционной трубки – 10

мм, её длина – не более 10 м. Диаметр отверстия дискретного клапана в напорной линии следует выбирать из условия обеспечения требуемой скорости движения выходного звена.

При движении выходного звена гидропривода с грузами массой 100 и 500 кг по траектории, включающей разные высоты, был построен переходный процесс и оценено качество регулирования. Время регулирования для груза массой 100 кг составило 0,11-0,28 с в зависимости от этапа пути, для груза массой 500 кг – 0,31-0,56 с. Отклонение положения выходного звена от заданного значения на установившемся режиме в рассмотренных случаях – не более 2,5 %.

### **Библиографический список**

1. Brown F.T. Switched reactance hydraulics, a new way to control fluid power // National Conference on Fluid Power, Chicago, USA, 1987, pp. 25-34.
2. Brown F.T., Tentarelli S.C., Ramachandran S.A. Hydraulic Rotary Switched-Inertance Servo-Transformer // Journal of Dynamic Systems Measurement and Control-Transactions of the AMSE. 1988. Vol. 110, pp. 144-150.
3. Gall H., Senn K. Ansteuerungskonzept zur Energieeinsparung bei hydraulischen Linearantrieben // FreilaufVentile. Olhydraulik und Pneumatik. 1994, no. 38, pp. 38-43.
4. Scheidl R., Schindler D., Riha G. et al. Basics for the Energy-Efficient Control of Hydraulics Drives by Switching Techniques // Proc. 3<sup>rd</sup> Conference on Mechatronics and Robotics, Stuttgart, 1995, pp.118-131.
5. Linjama M. Energy Saving Digital Hydraulics // The Second Workshop on Digital Fluid Power, 12-13 November 2009, Linz, Austria, pp. 5–20.

6. Johnston D.N. A Switched Inertance Device for Efficient Control of Pressure and Flow // Dynamic Systems and Control Conference, Hollywood, California, USA, 2009, pp.1-8.
7. Pan M., Johnston D.N., Hillis A. Active Control of Pressure Pulsation in a Switched Inertance Hydraulic Systems Using a Rectangular-Wave Reference Signal // Proc. Fluid Power and Motion Control Symposium (FPMC 2012) / Bath, UK, 2012, pp. 165-177.
8. Kogler H., Manhartsgruber B. Simulation tools and control design for fast switching hydraulic systems // The Second Workshop on Digital Fluid Power. 12-13 November 2009, Linz, Austria, pp. 85-93.
9. Kogler H., Scheidl R., Ehrentraut M., Guglielmino E., Semini C., Caldwell D.G. A Compact Hydraulic Switching Converter for Robotic Applications // Proc. Fluid Power and Motion Control Symposium (FPMC 2010), Bath, UK, 2010, pp. 56-68.
10. Шахматов Е.В., Гимадиев А.Г., Свербилов В.Я., Синяков А.Ф. Математическое моделирование динамических процессов в гидроприводе с дискретным регулятором потока жидкости // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2013. № 1 (39). С. 157-167.
11. Шорин В.П., Свербилов В.Я., Гимадиев А.Г., Грешняков П.И., Илюхин В.Н., Стадник Д.М. Стендовое оборудование для исследования гидропривода с дискретным регулятором потока жидкости // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2013. № 1 (39). С. 168-177.

12. Шахматов Е.В., Свербилов В.Я., Гимадиев А.Г., Синяков А.Ф. Дискретный регулятор потока жидкости для гидропривода. Патент РФ на полезную модель № 152072. 04.12.2012.
13. Дьяконов В.П. Simulink 5/6/7: Самоучитель. – М.: ДМК-Пресс, 2008. – 784 с.
14. Кузнецов Е.А., Сысоев О.Е., Колыхалов Д.Г. Прогнозирование предельных состояний трубопроводов высокого давления гидрогазовых систем на этапе ввода в эксплуатацию // Труды МАИ. 2016. № 88. URL: <http://trudymai.ru/published.php?ID=70409>