

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВНУТРЕННИХ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫХ ГИДРОКЛАПАНАХ НЕПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ

Olehnovich D., Zhylevich M.
Belarussian National Technical University, Minsk, Belarus

SIMULATION OF INTERNAL DYNAMIC PROCESSES IN HYDRAULIC PILOT-OPERATED RELIEF VALVES

Рассмотрены внутренние динамические процессы, происходящие в предохранительных гидроклапанах непрямого действия. Для моделирования динамических процессов в исследуемом клапане составлена расчетная схема и разработана математическая модель. Составлены уравнения балансов расходов рабочей жидкости в узлах расчетной схемы и уравнения движения подвижных элементов предохранительного клапана. Исследовано влияние параметров, в частности величины предохраняемого объема, подачи насоса, размера дроссельного отверстия первого каскада клапана на динамику внутренних процессов, происходящих в предохранительном клапане непрямого действия. Разработанная математическая модель может служить эффективным инструментом при выборе рациональных значений конструктивных размеров предохранительного клапана с целью обеспечения заданных динамических свойств.

Ключевые слова: предохранительный клапан непрямого действия, динамика, математическое моделирование, внутренние процессы.

Введение

При проектировании гидросистем в схему установок необходимо включать предохранительные устройства, позволяющие ограничивать давление рабочей среды при превышении его расчетных значений. В литературе большое внимание уделено выбору конструктивных параметров и статическому расчету клапанов [5, 6], методике моделирования гидроприводов и их элементов [1, 7], а также исследованию динамики гидроприводов [2, 3]. На основе анализа литературных источников можно сделать вывод, что вопросам исследования внутренних динамических процессов, происходящих в предохранительных клапанах непрямого действия, уделяется недостаточное внимание. Обеспечение устойчивой работы элементов предохранительных клапанов является актуальной задачей, так как динамические процессы, обусловленные работой клапана, могут привести к повышенным пульсациям давления в системе, вызвать шум и повышенный износ конструктивных элементов.

Цель

Целью работы является исследование внутренних динамических процессов в предохранительных гидроклапанах непрямого действия и определение параметров, оказывающих влияние на их динамические характеристики и устойчивость работы.

Исследование

Объектом исследования является гидравлический предохранительный клапан непрямого действия с плоским затвором. Для моделирования динамических процессов в исследуемом клапане составлена расчетная схема (рис. 1), в состав которой входят: 1 – основной тарельчатый запорно-регулирующий элемент (первый каскад), 2 – вспомогательный конусный запорно-регулирующий элемент (второй каскад).

Для анализа влияния различных параметров на динамические характеристики клапана необходимо разработать математическую модель, позволяющую адекватно описать внутренние динамические процессы, происходящие в исследуемом клапане. Моделирование проводилось для режима работы клапана без подключения гидродвигателя, с учетом предохраняемого объема жидкости V_{np} . Потери давления в трубопроводе считались пренебрежимо малыми. Кроме этого, учитывалась сжимаемость жидкости в напорной магистрали и предполагалось, что весь объем жидкости (объем трубопроводов и полостей высокого давления клапана) сосредоточен в узле У1. Входное воздействие (рис. 2) задается в виде линейного закона с насыщением $Q_n = Q_n(t)$ и представляет собой зависимость изменения подачи насоса Q_n от времени t .

Процесс подготовки математической модели начинается с составления уравнений балансов расходов рабочей жидкости в узлах расчетной схемы с учетом сжимаемости предохраняемого объема жидкости (V_{np}). Установив два узла, в тех местах расчетной схемы, в которых наблюдается изменение таких определяющих параметров для клапана как давление и подача, составляются уравнения балансов расходов рабочей жидкости в узлах У1 и У2, которым соответствуют формулы (1) и (2).

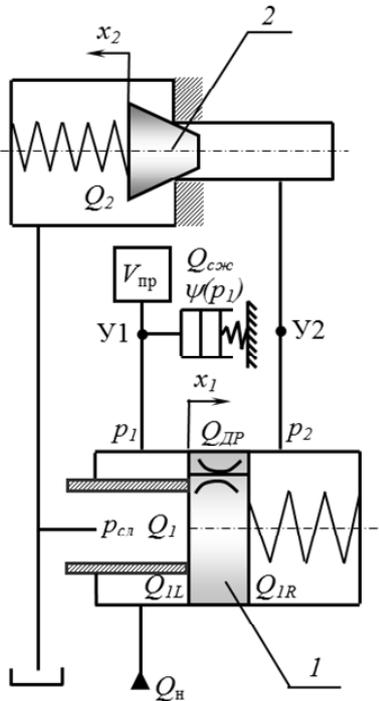


Рис. 1. Расчетная схема

$$Q_n = Q_{dp} + Q_1 + Q_{1L} + Q_{сжс}, \quad (1)$$

$$Q_{dp} + Q_{1R} = Q_2, \quad (2)$$

где Q_n – подача насоса; Q_{dp} – расход жидкости через дроссель первого каскада клапана; Q_1 – расход жидкости, поступающей на слив, через первый каскад клапана; Q_{1L} – расход жидкости в левой (см. рис. 1) полости поршня первого каскада клапана, обусловленный его перемещением; Q_{1R} – расход жидкости в правой (см. рис. 1) полости поршня первого каскада клапана, обусловленный его перемещением; Q_2 – расход жидкости, поступающей на слив, через второй каскад клапана; $Q_{сжс}$ – расход, учитывающий сжимаемость объема жидкости, сосредоточенной в узле У1.

В общем виде, расход жидкости через дроссельное отверстие рассчитывается по следующей формуле:

$$Q = \mu S \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (3)$$

где μ – коэффициент расхода; S – площадь сечения; Δp – перепад давлений; ρ – плотность жидкости.

Таким образом, на основании формулы (3) расход через дроссель в рассматриваемом клапане равен:

$$Q_{dp} = \mu_{dp} \frac{\pi d_{dp}^2}{4} \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}}, \quad (4)$$

где μ_{dp} – коэффициент расхода дросселя; d_{dp} – диаметр дросселя; p_1 – давление на входе дросселя; p_2 – давление на выходе дросселя.

Расход через первый каскад клапана:

$$Q_1 = \mu_1 \pi D_1 x_1 \sqrt{\frac{2(p_1 - p_{сл})}{\rho}}, \quad (5)$$

где μ_1 – коэффициент расхода первого каскада клапана; D_1 – диаметр седла первого каскада клапана; x_1 – перемещение первого каскада клапана; p_1 – давление, действующее на первый каскад клапана; $p_{сл}$ – давление слива.

Расход через второй каскад клапана:

$$Q_2 = \mu_2 \pi D_2 x_2 \sin \frac{\alpha}{2} \sqrt{\frac{2(p_2 - p_{сл})}{\rho}}, \quad (6)$$

где μ_2 – коэффициент расхода второго каскада клапана; D_2 – диаметр проходного сечения второго каскада клапана; x_2 – перемещение второго каскада клапана; α – угол конусности клапана; p_2 – давление, действующее на второй каскад клапана.

Расход, затрачиваемый на сжимаемость жидкости:

$$Q_{сжс} = V_{np} \psi(p_1) \frac{dp_1}{dt}, \quad (7)$$

где V_{np} – предохраняемый объем жидкости, сосредоточенной в узле; $\psi(p_1)$ – коэффициент податливости,

вычисляемый по формуле $\psi(p_1) = \frac{1}{E_{a0} + a_{pa} p_1}$, где E_{a0} – базовый динамический модуль объемной упругости

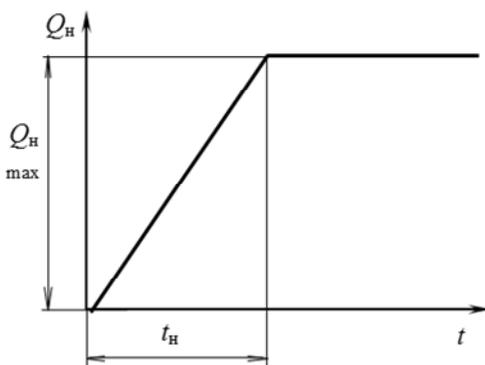


Рис. 2. Входное воздействие

жидкости; a_{pa} – коэффициент, зависящий от давления.

Расход жидкости в левой (Q_{1L}) и правой (Q_{1R}) полостях поршня первого каскада клапана, обусловленный его перемещением:

$$Q_{1L} = S_{1L} \frac{dx_1}{dt}, \quad (8)$$

$$Q_{1R} = S_{1R} \frac{dx_1}{dt}, \quad (9)$$

где S_{1L} – активная площадь первого каскада клапана со стороны действующей полости, S_{1R} – активная площадь первого каскада клапана со стороны обратной полости.

Подставив формулы (4), (5), (7), (8) в уравнение (1) и считая давления слива $p_{cl} = 0$, получим:

$$Q_n = \mu_{op} \frac{\pi d_{op}^2}{4} \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}} + \mu_1 \pi D_1 x_1 \sqrt{\frac{2p_1}{\rho}} + S_{1L} \frac{dx_1}{dt} + V_{np} \frac{1}{E_{a0} + a_{pa} p_1} \frac{dp_1}{dt}. \quad (10)$$

Из полученного выражения (10) необходимо выразить переменную $\frac{dp_1}{dt}$ для дальнейшего использования в расчетной программе:

$$\frac{dp_1}{dt} = \left[Q_n - \mu_{op} \frac{\pi d_{op}^2}{4} \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}} - \mu_1 \pi D_1 x_1 \sqrt{\frac{2p_1}{\rho}} - S_{1L} \frac{dx_1}{dt} \right] \times \frac{E_{a0} + a_{pa} p_1}{V_{np}}. \quad (11)$$

Подставив формулы (4), (6) и (9) в уравнение (2) получим:

$$\mu_{op} \frac{\pi d_{op}^2}{4} \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}} + S_{1R} \frac{dx_1}{dt} = \mu_2 \pi D_2 x_2 \sin \frac{\alpha}{2} \sqrt{\frac{2p_2}{\rho}}. \quad (12)$$

Далее составим уравнения движения подвижных элементов предохранительного клапана, которые формируются на основе равновесия движущих элементов под действием приложенных сил и моментов в соответствии со вторым законом Ньютона [4]:

$$ma = \sum F_A - \sum F_C, \quad (13)$$

где m – масса подвижных элементов клапана; a – ускорение поступательно движущихся элементов клапана; $\sum F_A$ – сумма активных сил, действующих на элементы клапана, $\sum F_C$ – сумма сил сопротивления.

К активным силам относится сила давления F_d жидкости на рабочий орган клапана.

Для первого каскада исследуемого клапана:

$$F_{d1} = p_1 S_{1L}, \quad (14)$$

Для второго каскада клапана:

$$F_{d2} = p_2 S_2, \quad (15)$$

где S_2 – активная площадь второго каскада клапана.

К силам сопротивления относятся: сила противодействия $F_{обp}$, сила трения F_{mp} и сила пружины F_{np} . Так как в процессе работы клапана сила сухого трения F_{mp} является знакопеременной величиной, поэтому в уравнении (16) данную силу необходимо использовать по модулю и учитывать ее направление действия в зависимости от знака скорости первого каскада клапана ($\frac{dx_1}{dt}$).

Для первого каскада исследуемого клапана:

$$\sum F_{C1} = F_{обp1} + |F_{mp1}| \operatorname{sgn}\left(\frac{dx_1}{dt}\right) + F_{np1}, \quad (16)$$

Для второго каскада клапана:

$$\sum F_{C2} = F_{np2}, \quad (17)$$

Сила противодействия для первого каскада клапана:

$$F_{обp1} = p_2 S_{1R}, \quad (18)$$

где p_2 – давление в обратной полости первого каскада клапана (соответствует узлу У2).

Силой давления, действующей на второй каскад клапана со стороны слива, пренебрегаем.

Сила сухого трения определяется по следующей формуле [6]:

$$|F_{mp}| = f_{mp} S_{mp} P_d, \quad (19)$$

где f_{mp} – коэффициент сухого трения в узлах предохранительного клапана; S_{mp} – площадь активной поверхности трения; p_d – действующее давление рабочей жидкости в уплотнении.

Тогда для первого каскада клапана непосредственного действия формула (19) принимает вид:

$$|F_{mp1}| = f_{mp1} \pi D_1 b_1 p_1, \quad (20)$$

где f_{mp1} – коэффициент сухого трения подвижного элемента первого каскада клапана; D_1 – уплотнительный диаметр подвижного элемента первого каскада клапана; b_1 – ширина уплотнения подвижного элемента первого каскада клапана.

Сила действия пружины для первого каскада определяется по следующей формуле:

$$F_{np1} = c_1(x_{1нач} + x_1), \quad (21)$$

Для второго каскада клапана:

$$F_{np2} = c_2(x_{2нач} + x_2), \quad (22)$$

где c_1 – жесткость пружины первого каскада клапана; c_2 – жесткость пружины второго каскада клапана; $x_{1нач}$ – предварительное сжатие пружины первого каскада клапана; $x_{2нач}$ – предварительное сжатие пружины второго каскада клапана; x_1 и x_2 – перемещение первого и второго каскадов клапанов соответственно.

Подставив полученные выражения (14), (16), (18), (20), (21) в исходное уравнение движения (13), получим уравнение движения первого каскада клапана:

$$m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} = p_1 S_{1L} - p_2 S_{1R} - f_{mp1} \pi D_1 b_1 p - c_1(x_{1нач} + x_1), \quad (23)$$

где m_1 – масса первого каскада клапана.

Подставив в общее уравнение (13) выражения (15), (17), (22) получим уравнение движения второго каскада клапана:

$$m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} = p_2 S_2 - c_2(x_{2нач} + x_2), \quad (24)$$

где m_2 – масса второго каскада клапана.

Таким образом, результирующая система обыкновенных дифференциальных уравнений включает в себя уравнения (11), (12), (23) и (24) и имеет следующий вид:

$$\begin{cases} m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} = p_1 S_{1L} - p_2 S_{1R} - f_{mp1} \pi D_1 b_1 p_1 \operatorname{sgn}\left(\frac{dx_1}{dt}\right) - c_1(x_{1нач} + x_1) \\ m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} = p_2 S_2 - c_2(x_{2нач} + x_2) \\ \frac{dp_1}{dt} = \left[Q_n - \mu_{dp} \frac{\pi d_{dp}^2}{4} \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}} - \mu_1 \pi D_1 x_1 \sqrt{\frac{2p_1}{\rho}} - S_{1L} \frac{dx_1}{dt} \right] \times \frac{E_{a0} + a_{pa} p_1}{V_{np}} \\ \mu_{dp} \frac{\pi d_{dp}^2}{4} \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}} + S_{1R} \frac{dx_1}{dt} = \mu_2 \pi D_2 x_2 \sin \frac{\alpha}{2} \sqrt{\frac{2p_2}{\rho}} \end{cases}$$

Путем понижения порядка полученная математическая модель преобразуется в систему из пяти уравнений первого порядка, дополняется начальными условиями и может быть решена с использованием численных методов. Причем давление p_2 определяется на каждом шаге интегрирования путем решения последнего уравнения приведенной системы обыкновенных дифференциальных уравнений алгебраически одним из численных методов. Разработана программа расчета и выполнены расчетные исследования влияния различных параметров на динамику внутренних процессов в предохранительном клапане.

В качестве основных исходных данных приняты конструктивные размеры реально существующего клапана: диаметр дросселя $d_{dp} = 0,8$ мм; диаметры первого каскада клапана со стороны действующей полости $d_{1La} = 18$ мм и $d_{1Lb} = 30$ мм (в левой полости поршня первого каскада клапана по рис. 1); диаметр первого каскада клапана со стороны обратной полости $d_{1R} = 30$ мм (в правой полости поршня первого каскада клапана по рис.1); сила трения $F_{mp} = 10$ Н. Базовыми параметрами при расчете приняты: подача насоса $Q_n = 2,5$ л/с; предохраняемый объем жидкости $V_{np} = 5$ л. В ходе исследования внутренних динамических процессов рассматривалось влияние перечисленных выше параметров в следующих диапазонах: $d_{dp} = 0,8 \dots 4$ мм, $Q_n = 2,5 \dots 10$ л/с, $V_{np} = 5 \dots 50$ л, $F_{mp} = 1 \dots 100$ Н.

Некоторые результаты расчетов представлены на рис. 3 - 7 (на приведенных графиках индексы величин давления и перемещения: 1 и 2 отвечают за первый и второй каскад клапана соответственно).

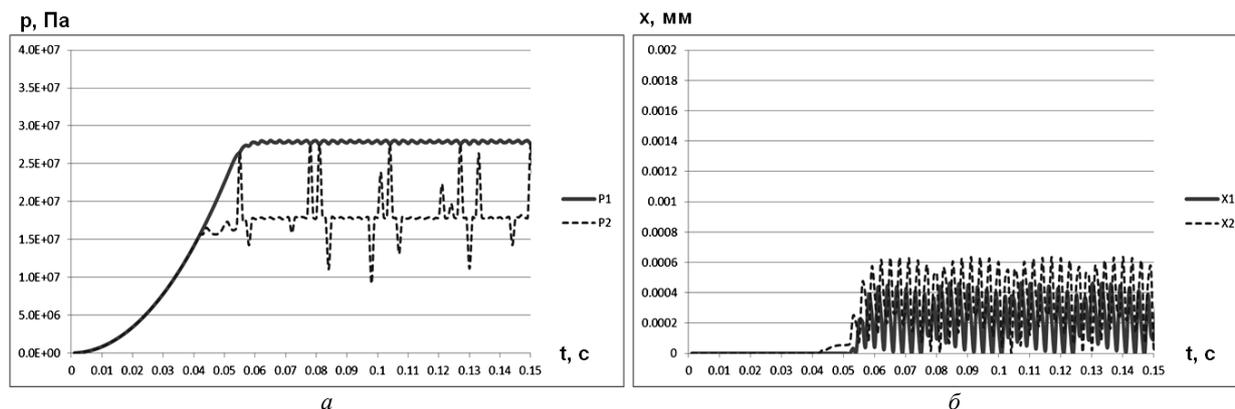


Рис. 3. Графики изменения давления (а) и перемещения (б) первого и второго каскада клапана при диаметре дросселя 0,8мм и неизменных остальных базовых исходных данных ($Q_n = 2,5$ л/с, $V_{np} = 5$ л, $F_{mp} = 10$ Н)

Предложенная динамическая модель предохранительного гидроклапана непрямого действия позволяет исследовать влияние конструктивных параметров на характеристики клапана и выбрать их рациональные значения. Процесс моделирования основан на известных и экспериментально подтвержденных методиках [3], на основании чего можно сделать предположение об адекватности разработанной математической модели. Полученные характеристики, по меньшей мере, по качественным оценкам соответствуют ожидаемым физическим процессам, происходящим в гидроклапанах непрямого действия. Для количественной оценки полученных результатов ведутся работы по созданию стенда для экспериментального исследования динамических процессов в предохранительных клапанах непрямого действия.

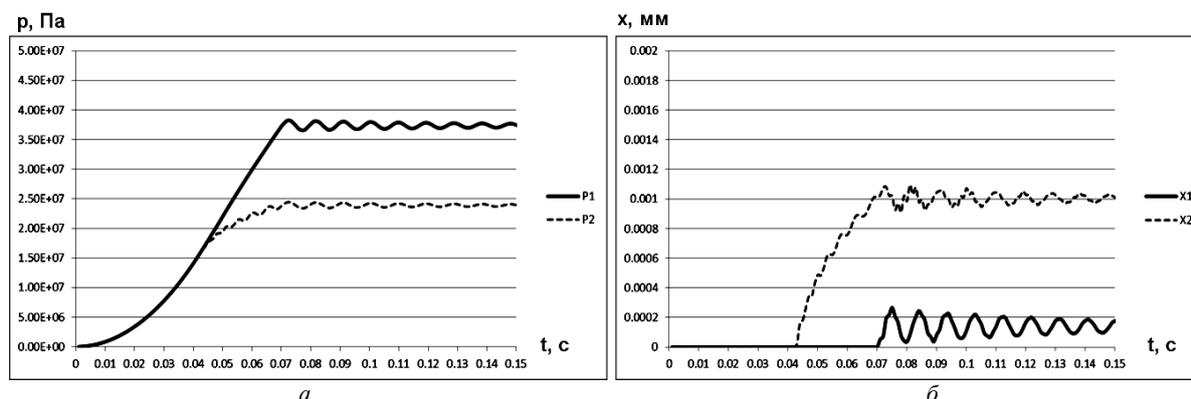


Рис. 4. Графики изменения давления (а) и перемещения (б) первого и второго каскада клапана при диаметре дросселя 3мм и неизменных остальных базовых исходных данных ($Q_n = 2,5$ л/с, $V_{np} = 5$ л, $F_{mp} = 10$ Н)

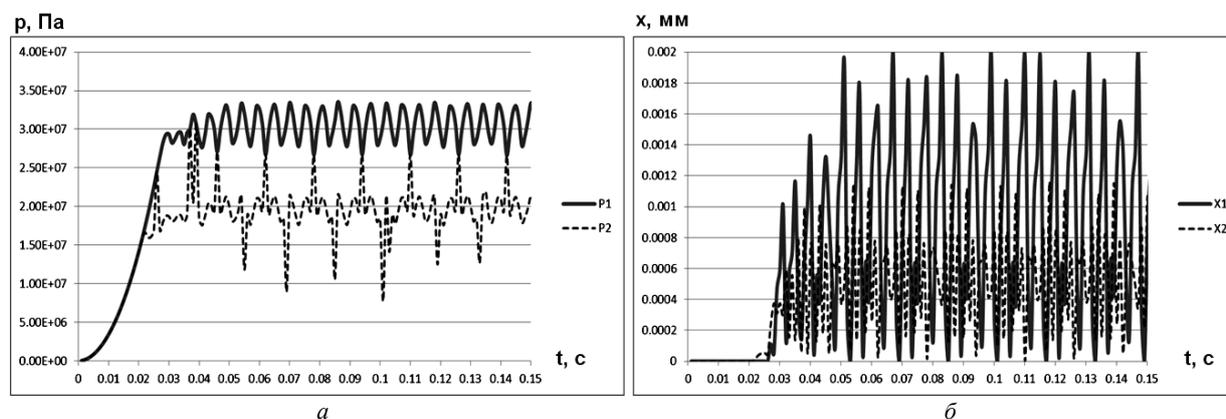


Рис. 5. Графики изменения давления (а) и перемещения (б) первого и второго каскада клапана при подаче насоса 10л/с и неизменных остальных базовых исходных данных ($d_{op} = 0,8$ мм, $V_{np} = 5$ л, $F_{mp} = 10$ Н)

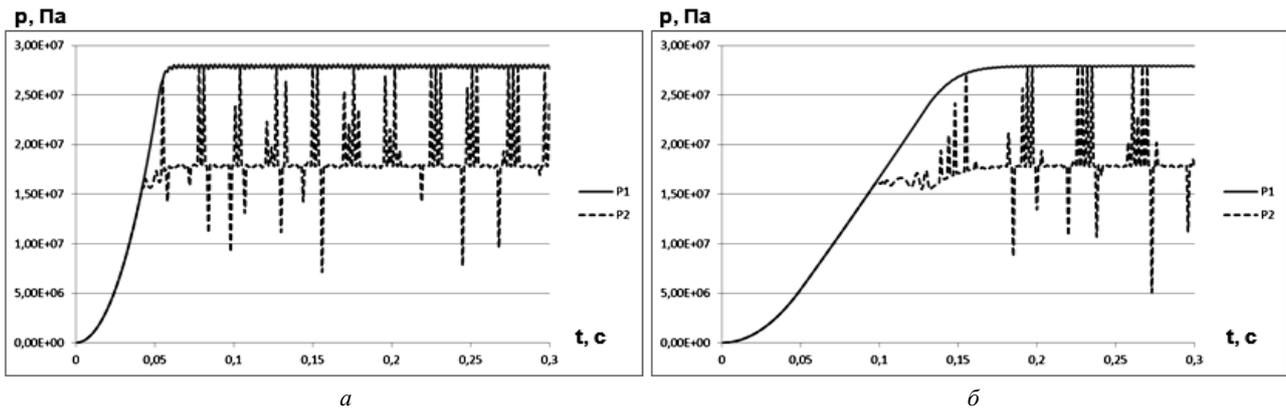


Рис. 6. Графики изменения давления первого и второго каскадов клапана для предохраняемого объема в 5 л (а) и 20 л (б) при неизменных остальных базовых исходных данных ($d_{др} = 0,8$ мм, $Q_n = 2,5$ л/с, $F_{тр} = 10$ Н)

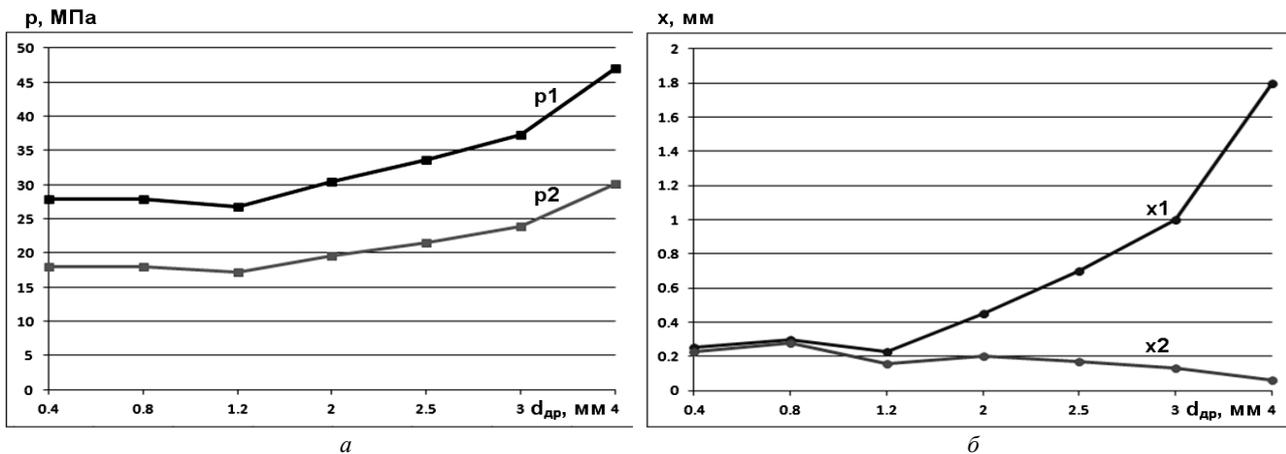


Рис. 7. Графики зависимости установившихся значений давления (а) и перемещения (б) от диаметра дросселя

Выводы

1. Разработанная модель предохранительного гидроклапана непрямого действия наиболее чувствительна к изменению размеров дроссельного отверстия в первом каскаде клапана (см. рис. 3 и рис. 4). При этом с помощью выбора рациональных размеров дросселя можно исключить высокочастотные колебания давлений и перемещений, и как следствие, ударные нагрузки с большой амплитудой, возникающие при таких колебаниях.
2. При изменении подачи насоса (при неизменных остальных исходных данных) в исследуемом диапазоне: от 2,5 л/с (см. рис. 3) до 10 л/с (см. рис. 5), установившееся значение давления в системе остается практически на одном уровне (разность составляет менее 10%), что соответствует ожидаемой расходно-перепадной характеристике предохранительных клапанов непрямого действия.
3. Как показывают расчеты, изменение предохраняемого объема (в диапазоне от 5 л до 20 л) и силы трения (от 1 Н до 100 Н) не оказывает существенного влияния на качество переходного процесса (см. рис. 6,а и 6,б): установившееся значение давления p_1 (давление в системе) остается неизменным. При малых расходах наблюдаются незначительные пульсации давления p_1 (порядка 2% от установившегося значения). С увеличением предохраняемого объема увеличивается период колебаний давления на выходе дросселя p_2 в межклапанном пространстве (см. рис. 1), что сопровождается снижением быстродействия клапана и может объясняться сжимаемостью жидкости, учитываемой при моделировании.
4. С увеличением диаметра дросселя давление в системе меньше подвержено пульсациям (см. рис. 3,а и рис. 4,а), а также уменьшается амплитуда колебаний перемещений (см. рис. 3,б и рис. 4,б). Однако при этом увеличиваются установившиеся значения давления в системе p_1 и разность между давлением в системе p_1 и давлением p_2 в межклапанном пространстве (при неизменной жесткости пружин, определяющих настройку срабатывания предохранительного клапана) (см. рис. 7). Это приводит к тому, что установившееся значение открытия второго каскада клапана существенно увеличивается и через него проходит основной поток рабочей жидкости, а перемещение первого каскада клапана уменьшается, т.к. не создается достаточного перепада давления для его подъема.

Анотація. Розглянуто внутрішні динамічні процеси, що відбуваються в запобіжних гідроклапанах непрямої дії. Для моделювання динамічних процесів у досліджуваному клапані складена розрахункова схема і розроблена математична модель. Складені рівняння балансів витрат робочої рідини у вузлах розрахункової схеми, а також рівняння руху рухомих елементів запобіжного клапана. Досліджено вплив параметрів, зокрема величини запобіжного об'єму, подачі насоса, розміру дротельного отвору першого каскаду клапана на динаміку внутрішніх процесів, що відбуваються в запобіжному клапані непрямої дії. Розроблена математична модель може служити ефективним інструментом при виборі раціональних значень конструктивних розмірів запобіжного клапана з метою забезпечення заданих динамічних властивостей.

Ключові слова: запобіжний клапан непрямої дії, динаміка, математичне моделювання, внутрішні процеси.

Abstract. Relief valves are integral part of almost any hydraulic power system; therefore special attention is given to ensure stable operation of these elements. The purpose of this work is to study internal dynamic processes in hydraulic pilot-operated relief valves and define key parameters affecting dynamic performance and operational stability of the examined valves.

Modeling involves creating a design scheme and a mathematical model for the specific valve. Flow balance equations for the selected model nodes and motion equations of valve's moving elements were formulated.

The study revealed that internal dynamic processes in hydraulic pilot-operated relief valves are influenced by the following parameters: size of the poppet valve orifice, value of the valve's enclosed volume and pump capacity. Moreover, analysis results showed that developed model is most sensitive to changes in the size of the poppet valve orifice.

Developed mathematical model can be used as an effective tool for selecting rational dimensions for hydraulic pilot-operated relief valves in order to provide specific dynamic properties.

Keywords: pilot-operated relief valves, dynamics, mathematical modeling, internal processes.

1. Автоматизированное проектирование машиностроительного гидропривода / И.И. Бажин [и др.]; под общ. ред. С.А. Ермакова. - М.: Машиностроение, 1988. -312 с.
2. Богдан Н.В. Моделирование и расчет динамики гидроприводов / Н.В. Богдан, В.П. Автушко, М.И. Жилевич // Вес. Нац. акад. наук Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук.- 2003.- №.3.- С. 87-94.
3. Метлюк Н.Ф. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей/Н.Ф. Метлюк, В.П. Автушко. - М.:Машиностроение,1980.-231 с.
4. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем: учебник для вузов / Д.Н. Попов.-2-е изд.- М.: Машиностроение, 1987.-464 с.
5. Бартош П.Р., Кишкевич П.Н.– Расчет предохранительных клапанов, учебно-методическое пособие. Мн.: 2001. – 60с.
6. Ситников Б.Т., Матвеев И.Б. Расчет и исследование предохранительных и переливных клапанов. М.: Машиностроение, 1972.- 129с.
7. Полякова Л.Е., Ямпиллов С.С., Блекус В.Г., Ухеев Г.Ж., Ильина М.В. Гидравлический расчет объемного гидропривода. Учебное пособие по дисциплине "Механика жидкости и газа, гидро-пневмопривод". - Улан-Удэ: Изд-во ВСГТУ, 2002. - 20 с.

REFERENCES

1. Avtomatizirovannoe proektirovanie mashinostroitel'nogo gidroprivoda [Computer-aided design of machinery hydraulics]. I.I. Bazhin [and others]; under the general editorship of S.A. Ermakova. Moscow: Mashinostroenie, 1988, 312 p.
2. Bogdan N.V. Modelirovanie i raschet dinamiki gidroprivodov [Modeling and calculation of hydraulic dynamics]. N.V. Bogdan, V.P. Avtushko, M.I. Zhilevich. Herald of the National Academy of Sciences of Belarus, 2003, No.3, pp. 87-94.
3. Metljuk N.F. Dinamika pnevmaticheskikh i gidravlicheskh privodov avtomobilej [Dynamics of pneumatic and hydraulic car actuators]. N.F. Metljuk, V.P. Avtushko. Moscow: Mashinostroenie, 1980, 231 p.
4. Popov D.N. Dinamika i regulirovanie gidro- i pnevmosistem [Dynamics and control of hydraulic and pneumatic systems]: university textbook. D.N. Popov.2nd issue. Moscow: Mashinostroenie, 1987, 464 p.
5. Bartosh P.R., Kishkevich P.N. Raschet predohranitel'nyh klapanov [Calculation of safety relief valves], study guide. Minsk: 2001, 60 p.
6. Sitnikov B.T., Matveev I.B. Raschet i issledovanie predohranitel'nyh i perelivnyh klapanov [Calculation and study of safety and excess flow valves]. Moscow: Mashinostroenie, 1972, 129 p.
7. Poljakova L.E., Jampilov S.S., Blekus V.G., Uheev G.Zh., Il'ina M.V. Gidravlicheskiy raschet ob'emnogo gidroprivoda [Hydraulic calculation of fluid power drive], study guide. Ulan-Udje: Izd-vo VSGTU, 2002, 20 p.