

УДК 621.225.001.4

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОГО КЛАПАНА НЕПРЯМОГО ДЕЙСТВИЯ

Волошина А.А., доц.

*Таврический государственный агротехнологический университет*

Тел. (0169) 42-04-42

**Аннотация** – Работа посвящена разработке математической модели предохранительного клапана непрямого действия для исследования его статических и динамических свойств, а также динамики изменения выходных характеристик гидропривода в целом.

**Ключевые слова** – гидровращатель планетарного типа, предохранительный клапан, физическая модель, математическая модель, исполнительный золотник, управляющий золотник

*Постановка проблемы* – В настоящее время эффективность использования мобильной техники определяется гидрофикацией ее активных рабочих органов, что, в свою очередь, зависит от рационального выбора режимов работы гидропривода и конструктивного выполнения его элементов. Поэтому большого внимания заслуживают вопросы расчета и исследования процессов, возникающих в гидроприводах и их элементах.

Надежность гидропривода в большей мере определяется его динамическими характеристиками. Улучшения динамических характеристик гидропривода с вращательным движением выходного звена можно достичь путем исследования происходящих в нем процессов на базе разработки физических и математических моделей, учитывающих особенности функционирования и взаимного влияния всех элементов гидропривода а также особенностей рабочей жидкости.

На сегодняшний день развивающийся гидропривод мобильной сельскохозяйственной техники предъявляет новые требования к гидромашинам вращательного действия [1]. Сегодня нужны гидромашины с очень большими (более  $5000Н\cdot м$ ) крутящими моментами и очень низкими (до 10 *об/мин*) частотами вращения. Таким требованиям удовлетворяют гидровращатели планетарного типа, которые представляют собой совершенно новое направление в развитии планетарных гидромашин вращательного действия.

В связи с тем, что гидровращатель планетарного типа применяется для привода активных рабочих органов мобильной и стационарной техники [1] с большими инерционными нагрузками рекомендуется использование предохранительного клапана непрямого действия.

Предохранительные клапаны непрямого действия имеют статические характеристики, почти не зависящие от изменения расхода и давления в широком диапазоне. Они приспособлены для гидравлического демпфирования, поэтому обладают лучшей устойчивостью и малым гистерезисом.

Статические и динамические свойства предохранительных клапанов непрямого действия и стабильность их работы в процессе эксплуатации существенно влияют на надежность и технический ресурс привода активных рабочих органов мобильной и стационарной техники. Поэтому исследование процессов, происходящих в предохранительных клапанах непрямого действия путем разработки его физической и математической моделей, является одной из важнейших задач в цепи мероприятий, направленных на повышение надежности гидропривода и улучшение его динамических характеристик.

*Цель работы.* Разработка математической модели предохранительного клапана непрямого действия для исследования его статических и динамических свойств, а также динамики изменения выходных характеристик гидропривода в целом.

*Основная часть.* В связи с тем, что исследуемый высокомоментный вращатель планетарного типа применяется для привода активных рабочих органов мобильной и стационарной техники с большими инерционными нагрузками (приведенный момент инерции изменяется в диапазоне  $0,1 \leq J \leq 1500 \text{ Н}$ ), для ограничения всплесков давления в момент пуска и остановки вращателя рекомендуется использование предохранительного клапана непрямого действия.

Представленная (рис. 1) расчетная схема (физическая модель) предохранительного клапана непрямого действия позволяет разработать математическую модель клапана, описывающую его принцип действия.

Исследуемый клапан состоит из двух золотников – исполнительного и управляющего. С целью идентификации расчетных элементов математической модели примем, что оба золотника плунжерного типа (рис. 1).

Текущий расход через открытый предохранительный клапан можно определить как сумму текущих расходов через исполнительный и управляющий золотники

$$Q_{кл}(t) = Q_{к\lambda_u}(t) + Q_{к\lambda_y}(t).$$

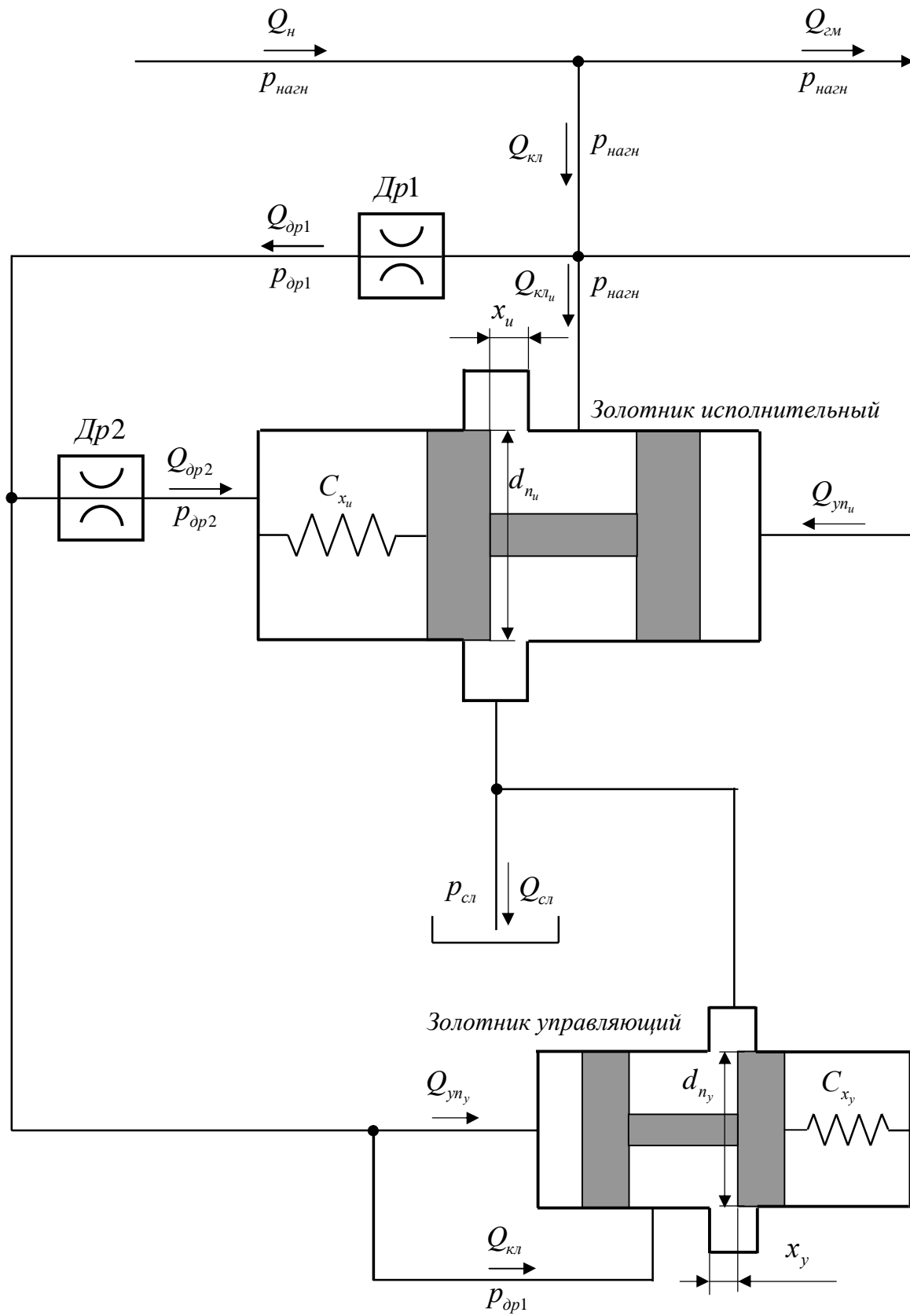


Рис. 1. Расчетная схема предохранительного клапана.

Текущий расход через исполнительный золотник определяется выражением [2,3]

$$Q_{\text{кл}_u}(t) = \mu \cdot S_u(t) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} [p_{\text{нагн}}(t) - p_{\text{сл}}]}, \quad (1)$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода, зависящий от формы исполнительного золотника;

$S_u(t)$  – текущая площадь раскрытия исполнительного золотника.

$$S_u(t) = \pi \cdot d_{n_u} \cdot x_u(t),$$

где  $d_{n_u}$  – диаметр плунжера исполнительного золотника;

$x_u(t)$  – текущее перемещение плунжера исполнительного золотника от его закрытого положения.

Аналогично определяется расход через управляющий золотник

$$Q_{\text{кл}_y}(t) = \mu \cdot \pi \cdot d_{n_y} \cdot x_y(t) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} [p_{\text{др1}}(t) - p_{\text{сл}}]}, \quad (2)$$

где  $d_{n_y}$  – диаметр плунжера управляющего золотника;

$x_y(t)$  – текущее перемещение плунжера управляющего золотника от его закрытого положения.

Деформационный расход трубопроводов на участке насос-клапан-гидромотор, зависящий от сжимаемости рабочей жидкости, определяется из выражения [2]

$$Q_{\text{сж}}(t) = \frac{V_{\text{тр}}}{E_{\text{ж}}} \frac{dp_{\text{нагн}}}{dt}, \quad (3)$$

где  $V_{\text{тр}}$  – объем рабочей жидкости в трубопроводах, на участке насос-клапан-гидромотор.

Расход через демпфирующий дроссель управляющего золотника  $Dp1$  определяется выражением [2]

$$Q_{dp1}(t) = K_{dp1} \cdot [p_{dp1}(t) - p_{cl}], \quad (4)$$

где  $K_{dp1}$  – проводимость дросселя управляющего золотника  $Dp1$ .

При ламинарном течении рабочей жидкости в дросселе

$$K_{dp1} = \frac{\pi \cdot d_{dp1}^4}{128\mu' \cdot l_1},$$

где  $d_{dp1}$  – диаметр дроссельного отверстия управляющего золотника;

$l_1$  – длина дросселя управляющего золотника.

Расход через демпфирующий дроссель исполнительного золотника  $Dp2$  определяется аналогично

$$Q_{dp2}(t) = \frac{\pi \cdot d_{dp2}^4}{128\mu' \cdot l_2} \cdot [p_{dp2}(t) - p_{cl}],$$

где  $d_{dp2}$  – диаметр дроссельного отверстия управляющего золотника;

$l_2$  – длина дросселя управляющего золотника.

Расход, необходимый для срабатывания управляющего золотника, определяется из выражения

$$Q_{yn,y}(t) = S_{nly} \frac{dx_y}{dt},$$

где  $S_{nly}$  – эффективная площадь плунжера управляющего золотника.

При малом объеме демпфирующей полости можно пренебречь сжимаемостью рабочей жидкости в этом объеме. Тогда расход дросселя  $Dp1$  можно записать в виде

$$Q_{dp1}(t) = S_{nly} \frac{dx_y}{dt}.$$

Из равенства расходов  $Q_{yn_y}(t)$  и  $Q_{dp1}(t)$ , получаем

$$K_{dp1} \cdot [p_{dp1}(t) - p_{cl}] = S_{nl_y} \frac{dx_y}{dt}.$$

Тогда, при  $p_{cl} = 0$

$$K_{dp1} \cdot p_{dp1}(t) = S_{nl_y} \frac{dx_y}{dt}.$$

Откуда

$$p_{dp1}(t) = \frac{S_{nl_y}}{K_{dp1}} \frac{dx_u}{dt}.$$

Аналогично определяется расход, необходимый для срабатывания исполнительного золотника, из выражения

$$Q_{yn_u}(t) = S_{nl_u} \frac{dx_u}{dt},$$

где  $S_{nl_u}$  – эффективная площадь плунжера исполнительного золотника.

Тогда 
$$K_{dp2} \cdot [p_{dp2}(t) - p_{cl}] = S_{nl_u} \frac{dx_u}{dt},$$

при  $p_{cl} = 0$

$$K_{dp2} \cdot p_{dp2}(t) = S_{nl_u} \frac{dx_u}{dt}.$$

Откуда

$$p_{dp2}(t) = \frac{S_{nl_u}}{K_{dp2}} \frac{dx}{dt}.$$

Неразрывность расходов на участке насос-клапан-гидромотор при открытом предохранительном клапане

$$Q_n(t) = Q_{zm}(t) + Q_{kl}(t) + Q_{сж}(t) + Q_{yn_y}(t) + Q_{yn_u}(t). \quad (5)$$

Уравнение движения плунжера управляющего золотника в процессе работы имеет вид [2]

$$m_y \frac{d^2 x_y(t)}{dt^2} = S_{nl_y} \cdot [p_{нагн}(t) - p_{оп1}(t)] - F_{np_y}(t) - F_{зод_y}(t) - F_{mp_y}, \quad (6)$$

где  $m_y$  – масса плунжера управляющего золотника;

$$F_{np_y}(t) = C_{x_y} \cdot [x_y(t) + x_{z_y}] - \text{сила пружины управляющего}$$

золотника,

где  $x_{z_y}$  – величина предварительного сжатия пружины управляющего золотника;

$C_{x_y}$  – жесткость пружины управляющего золотника;

$F_{зод_y}(t)$  – гидродинамическая сила, действующая на плунжер управляющего золотника,

$$F_{зод_y}(t) = 2\mu_{ж}^2 \cdot \pi \cdot d_{n_y} \cdot x_y(t) \cdot p_{нагн}(t) \cdot \cos \theta, \quad (7)$$

где  $\theta$  – угол между вектором скорости потока, проходящего через щель, и осью плунжера;

$$F_{mp_y} = F_{mp0} \cdot \text{sign} \frac{dx_y}{dt} - \text{сила трения в плунжере управляющего}$$

золотника,

где  $F_{mp0}$  – модуль силы трения.

$$\text{sign} \frac{dx_y}{dt} = \begin{cases} +1 & \text{при } \frac{dx_y}{dt} > 0 \\ -1 & \text{при } \frac{dx_y}{dt} < 0 \end{cases}.$$

Движение плунжера исполнительного золотника в процессе работы описывается аналогичным уравнением

$$m_u \frac{d^2 x_u(t)}{dt^2} = S_{nl_u} \cdot [p_{нагн}(t) - p_{оп2}(t)] - F_{np_u}(t) - F_{зод_u}(t) - F_{mp_u} \quad (8)$$

где  $m_u$  – масса плунжера исполнительного золотника;

$$F_{np_u}(t) = C_{x_u} \cdot [x_u(t) + x_{z_u}] - \text{сила пружины исполнительного}$$

золотника,

где  $x_{z_u}$  – величина предварительного сжатия пружины исполнительного золотника;

$C_{x_u}$  – жесткость пружины исполнительного золотника;

$F_{z\partial_u}(t)$  – гидродинамическая сила, действующая на плунжер исполнительного золотника,

$$F_{z\partial_u}(t) = 2\mu_{жс}^2 \cdot \pi \cdot d_{n_u} \cdot x_u(t) \cdot p_{оп1}(t) \cdot \cos\theta, \quad (9)$$

$F_{mp_u} = F_{mp0} \cdot \text{sign} \frac{dx_u}{dt}$  – сила трения в плунжере исполнительного золотника,

$$\text{sign} \frac{dx_u}{dt} = \begin{cases} +1 & \text{при } \frac{dx_u}{dt} > 0 \\ -1 & \text{при } \frac{dx_u}{dt} < 0 \end{cases}.$$

Остановимся на ограничениях движения плунжеров предохранительного клапана, определяемых конструкцией и физикой их функционирования. Так как ход плунжеров ограничен корпусом предохранительного клапана, то их перемещение определяется неравенством:

$$0 \leq x_u \leq x_{\max_u} \text{ - для исполнительного золотника,}$$

$$0 \leq x_y \leq x_{\max_y} \text{ - для управляющего золотника.}$$

В модели следует учесть, что величина открытия щели золотников предохранительного клапана не может быть отрицательной

$$x_{щ_u} = x - x_{0_u} \geq 0 \text{ - для исполнительного золотника,}$$

$$x_{щ_y} = x - x_{0_y} \geq 0 \text{ - для управляющего золотника.}$$

Ограничения на скорость перемещения плунжеров предохранительного клапана связаны с конечным интервалом их хода и определяются соответствующими неравенствами:

для исполнительного золотника

$$\dot{x}_u = \begin{cases} 0 & \text{при } \dot{x}_u > 0, x_u = x_{\max_u}, \\ 0 & \text{при } \dot{x}_u < 0, x_u = 0, \\ \dot{x}_u & \text{при } 0 < x_u < x_{\max_u}. \end{cases} \quad (10)$$

для управляющего золотника



$$\dot{x}_y = \begin{cases} 0 & \text{при } \dot{x}_y > 0, \quad x_y = x_{\max_y}, \\ 0 & \text{при } \dot{x}_y < 0, \quad x_y = 0, \\ \dot{x}_y & \text{при } 0 < x_y < x_{\max_y}. \end{cases} \quad (11)$$

Представленная математическая модель системы (1...11) является нелинейной ввиду нелинейности уравнений (1), (7...11). Если систему уравнений (1...11) решить относительно одной переменной, то получим нелинейное дифференциальное уравнение 3-го порядка. Для получения единственного решения уравнения 3-го порядка или системы уравнений (1...11) необходимо иметь 3 начальных условия.

Начальные условия можно определить из уравнений статики и физической картины функционирования исследуемого объекта.

В установившемся режиме (при  $\dot{x}_u(0) = \ddot{x}_u(0) = 0$ ) модель клапана в статике представлена выражениями:

$$Q_u(0) - Q_{z.m}(\theta) - \Delta Q(0) = \mu \cdot \pi \cdot d_{n_u} \cdot x_u(0) \cdot \sqrt{\frac{2p_{нагн}(0)}{\rho}}, \quad (12)$$

$$p_{оп2}(0) = 0, \quad (13)$$

$$S_{n_u} \cdot p_{нагн}(0) - C_{x_u} [x_u(0) + x_{0_u}] - 2 \cdot \mu^2 \cdot \pi \cdot d_{n_u} x_u(0) \cdot p_{нагн}(0) \cdot \cos \theta = 0. \quad (14)$$

При заданных  $\Delta Q(0)$  (входное воздействие) и  $p_{нагн}(0)$  (начальное условие), находим третье начальное условие

$$x_u(0) = \frac{\Delta Q(0)}{\mu \cdot \pi \cdot d_{n_u} \cdot \sqrt{\frac{2p_{нагн}(0)}{\rho}}}.$$

Величина положительного перекрытия клапана из выражения (14) равна

$$x_{0_u} = \frac{S_{n_u} \cdot p_{нагн}(0) - C_{x_u} \cdot x_u(0) - 2 \cdot \mu^2 \cdot \pi \cdot d_{n_u} x_u(0) \cdot p_{нагн}(0) \cdot \cos \theta}{C_{x_u}}. \quad (15)$$

Таким образом, начальными условиями для исследуемой

системы являются:  $x_u(0), x_y(0), \dot{x}_u(0) = 0, \dot{x}_y(0) = 0$  и  $p_{нагн}(0)$ .

Полученная математическая модель предохранительного клапана непрямого действия описывает динамические и статические процессы, происходящие в клапане, а также учитывает особенности рабочей жидкости.

*Выводы.* Разработанные физическая и математическая модель предохранительного клапана непрямого действия а также граничные условия его работы позволяют исследовать статические и динамические свойства предохранительного клапана, а также динамику изменения выходных характеристик гидропривода в целом.

Литература:

1. *Волошина А.А.* Классификация планетарных гидромашин, применяемых в силовых гидроприводах мобильной техники // Праці ТДАТУ / А.А. Волошина. – Мелітополь. – 2011. – Вип. 11. – т.1. – с.67-85.

2. *Волошина А.А.* Математична модель гідроагрегату для приводу активних робочих органів мобільної сільськогосподарської техніки // Праці ТДАТА / А.І. Панченко, А.А. Волошина, Д.С.Тітов. – Мелітополь. – 2006. – Вип. 37. – с.53-66.

3. *Башта Т.М.* Машиностроительная гидравлика / Т.М. Башта – М.: Машиностроение, 1971. – 672 с.

## МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ЗАПОБІЖНОГО КЛАПАНА НЕПРЯМОЇ ДІЇ

Волошина А.А.

**Анотація** - Робота присвячена розробці математичної моделі запобіжного клапана непрямої дії для дослідження його статичних і динамічних властивостей, а також динаміки зміни вихідних характеристик гідроприводу в цілому.

## MATHEMATICAL MODEL OF THE INDIRECT ACTION OVERLOAD RELIEF VALVE

A.A. Voloshina

### *Summary*

The article is devoted to the development of the mathematical model of the indirect action overload relief valve which is used for its static and dynamic features research and also for the studying of the dynamics of the hydraulic drive output characteristics change.