

Вурье Б.А., Гордюхин А.А., Салыга Т.С.

## СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ГИДРОАГРЕГАТОВ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

**1. Введение.** К весьма важным показателям эксплуатационных свойств гидроагрегатов относится диапазон регулирования, работоспособность в широком интервале изменения температуры, а также возможность пропорционального управления исполнительными механизмами машин, которая заключается в плавном регулировании положения золотника управляющего распределителя. Для решения этой задачи, в частности, предлагается использовать пропорциональные распределители, обеспечивающие регулирование расхода в зависимости от величины сигнала управления.

**2. Постановка проблемы.** При различных режимах работы гидропривода сельскохозяйственных машин, в частности при регулировании положения плуга в процессе вспашки, необходимо обеспечить плавное регулирование расхода независимо от нагрузки. Поэтому актуальным является создание распределителя с пропорциональным управлением и обратной связью по нагрузке. В данной статье рассмотрим возможность применения подобного распределителя в навесном гидроагрегате сельскохозяйственных машин.

**3. Литературный обзор.** В последние годы широкое распространение получили гидроагрегаты с пропорциональной аппаратурой. Системы с использованием распределителя с пропорциональным управлением с обратной связью по нагрузке являются более эффективными и экономичными. В частности, они применялись при моделировании динамики гидравлической системы управления шагающей машины [1].

В трудах, посвященных данной проблеме, были рассмотрены математические модели работы исполнительного устройства – ноги робота. В эту модель входило, в том числе, математическое описание работы пропорционального распределителя с регулятором.

Предохранительно-переливная секция пропорционального распределителя, с обратной связью по нагрузке, была представлена в работах [2,3].

Комбинированная пневмогидравлическая система управления навесным агрегатом предлагалась в [4].

Однако в работах [1,2,3] рассматривался пропорциональный распределитель с ручным уравнением, и математическая модель не описывала систему управления электрическим сигналом, зависимости для пилотного золотника.

**4. Основная часть.** Использование в гидравлической системе навесного устройства пропорционального распределителя с обратной связью по нагрузке дает ряд значительных преимуществ по сравнению с дискретным распределителем.

Конструкция данных распределителей позволяет обеспечить расход рабочей жидкости независимо от нагрузки в гидросистеме (так же, как и в регуляторах расхода с «клапаном разницы давления»), за счет профилирования дросселирующих кромок основного распределителя обеспечивается плавность регулирования расхода, что позволяет улучшить параметры управления рабочими движениями, повысить точность позиционирования и снизить утомляемость оператора.

Пропорциональный распределитель перенаправляет и регулирует поток рабочей жидкости в зависимости от нагрузки на исполнительном органе, чем обеспечивается



При подводе рабочей жидкости к входному каналу гидроклапана разности давлений 1, при нейтральном положении золотников гидрораспределителей 2, последняя, по гидролинии 8, через постоянный дроссель 6, служащий для демпфирования потока рабочей жидкости, подводится в торцевую полость гидроклапана разности давлений и по гидролинии 9 поступает на входы дросселирующих кромок 3. Под действием давления, золотник гидроклапана разности давлений 1 смещается, сжимая пружину, и сообщая входной канал с гидролинией слива 11 через сливной канал гидроклапана. В гидролинии 9 устанавливается минимальное давление, величина которого определяется усилием предварительного поджатия пружины гидроклапана и площадью поперечного сечения золотника.

При смещении одного из золотников рабочих секций гидрораспределителя из нейтральной позиции в любую из рабочих, выход дросселирующей кромки 3 разобщается с гидролинией слива 12 и рабочая жидкость, через кромку 3, подводится к клапану обратному 7. Если гидроцилиндр, подключенный к линиям рабочей секции А и В нагружен весовой нагрузкой, то обратный клапан закрыт, пока давление на его входе меньше давления за ним.

Таким образом, исключается «проседание» гидроцилиндра под действием нагрузки. Давление в гидролинии 13 возрастает и гидролиния 14 сообщается элементом ИЛИ 4 с гидролинией 13, что приводит к повышению давления на входе клапана предохранительного 5 и в торцевой полости гидроклапана разности давлений 1 напорной секции со стороны пружины. Золотник гидроклапана 1 под действием усилия, обусловленного давлением рабочей жидкости, смещается. Давление в гидролиниях 8 и 9 повышается до момента открытия клапана обратного и начала движения исполнительного механизма, сохраняя величину перепада на дросселирующей кромке 3 близкую по значению величине минимального давления при нейтральном положении золотника рабочей секции.

Установим зависимость для определения расхода через дросселирующую кромку 3.

Течение жидкости, проходящей через дросселирующую щель, может иметь ламинарный, турбулентный и переходный режим. Поскольку при турбулентном режиме течения жидкости ( $Re > Re_{кр}$ ) коэффициент потерь не зависит от числа Рейнольдса, а следовательно, и от вязкости и температуры жидкости, то при проектировании дросселирующих распределителей их конструктивные параметры выбирают из условия обеспечения турбулентного режима течения жидкости в наиболее широком диапазоне регулирования [5].

Для турбулентного режима течения жидкости через дроссель уравнение расхода имеет вид:

$$Q = \mu \cdot S_{др}(x) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}}, \quad (1)$$

где  $Q$  – расход рабочей жидкости через дросселирующую кромку,  $см^3/с$ ;  $\mu$  – коэффициент расхода;  $S_{др}(x)$  – закон изменения площади проходного сечения дросселирующей кромки золотника,  $см^2$ ;  $\Delta p$  – перепад давления на дросселирующей кромке золотника,  $кгс/см^2$ ;  $\rho$  – плотность рабочей жидкости,  $(кгс/см^3)/(см/с^2)$ .

Как отмечено выше,  $\Delta p \approx const$ , плотность рабочей жидкости можно считать постоянной,  $\rho \approx const$ .

Если профиль дросселирующей кромки выполнен так, что  $S_{др}(x) = kx$ , то из формулы (1) следует, что

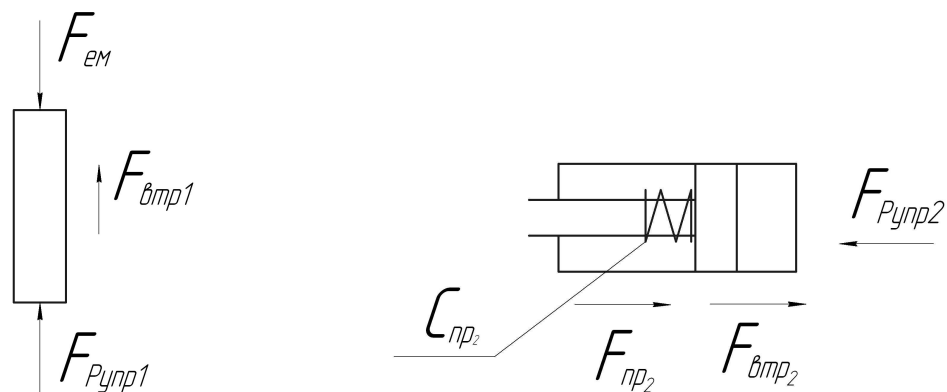
$$Q = k_1 \cdot x, \quad (2)$$

где 
$$k_1 = \mu \cdot k \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}}. \quad (3)$$

Таким образом, расход через распределитель пропорционален перемещению золотника рабочей секции, т.е. скорость перемещения исполнительного механизма пропорциональна величине смещения золотника.

При повышении давления в гидролинии 13 выше давления настройки клапана предохранительного 5, последний срабатывает, в гидролиниях 8 и 9 устанавливается давление максимальной величины и рабочая жидкость, подводимая к входному каналу гидроклапана по гидролинии 10, поступает в гидролинию слива 11.

Составим расчетные схемы для системы «золотник блока гидравлического управления» (рис. 2а) и системы «линия управления–золотник распределителя» (рис. 2б). Для этого рассмотрим все силы, действующие на исследуемый объект.



а – расчётная схема для системы «золотник блока гидравлического управления»

б – расчётная схема для системы «линия управления – золотник распределителя»

Рисунок 2 – Расчетные схемы действующих на системы сил

В схемах на рис. 2 приняты следующие обозначения (табл. 1).

Считаем, что силы от потока жидкости, действующие на золотники обеих секций распределителя с пропорциональным управлением, действуют по направлению оси золотника равномерно на всю торцевую поверхность. Силы, действующие на кромки, и направленные не вдоль оси золотника, силы вызванные реактивным действием потока жидкости на золотники в математической модели не учитываются.

Уравнение равновесия золотника блока гидравлического управления:

$$F_{эм} = F_{ин1} + F_{рупр1} + F_{втр1}, \quad (3)$$

где  $F_{ин1}$  – сила инерции золотника редукционного клапана.

Таблица 1 – Обозначения элементов математической модели

Обозначение параметра	Название	Единица измерения
$F_{эм}$	управляющее усилие, действующее со стороны пропорционального электромагнита (ПЭМ)	кгс
$F_{рупр1}$	сила воздействия давления рабочей жидкости на торец золотника пилота	кгс
$F_{рупр2}$	сила воздействия давления рабочей жидкости на торец основного золотника	кгс
$F_{втр1}$	сила вязкого трения, действующая на золотник каскада управления	кгс
$F_{втр2}$	сила вязкого трения, действующая на основной золотник	кгс
$F_{пр}$	сила сжатия пружины золотника	кгс
$C_{пр}$	жесткость пружины	кгс/см

Силы инерции всегда будут противодействовать изменению направления движения золотника, и определяются по формуле:

$$F_{ин1} = m_1 \cdot \frac{d^2x}{dt^2},$$

где  $x$  – перемещение золотника пилота;  $m_1$  – масса золотника пилота.

При увеличении массы золотника и увеличении значения его ускорения сила инерции  $F_{ин1}$  будет возрастать.

Найдем силу, действующую на торец золотника управления:

$$F_{рупр} = p_{упр} S_1,$$

где  $S_1$  – площадь торца золотника пилота.

В общем случае закон изменения сил трения достаточно сложен. В начале силы трения покоя достаточно велики (силы сухого трения). С ростом скорости сначала силы трения уменьшаются, переходя в смешанное трение, однако при достижении определенной скорости смешанное трение сменяется жидкостным, и далее по мере увеличения скорости начинается рост силы трения. Так как ход золотников обоих каскадов небольшой и скорость движения не достигает больших значений, мы рассматриваем два вида сил трения: силу сухого трения, которая возникает в начале движения и силу вязкого трения, которая действует на золотники при установившемся движении.

Сила вязкого трения для золотника пилота:

$$F_{втр} = k_{втр1} \frac{dx}{dt},$$

где  $k_{втр1}$  – коэффициент вязкого трения.

Входящая в формулу (3) управляющее усилие, действующее со стороны ПЭМ  $F_{эм}$ , в свою очередь определяется силой тока  $I$  и коэффициентом пропорциональности ПЭМ –  $k_{эм}$ .

Рассмотрим все силы, действующие на основной золотник (золотник секции распределителя). Уравнение равновесия золотника распределителя:

$$F_{рупр2} = F_{ин2} + F_{пр} + F_{пр10} + F_{втр2} + F_{сух} , \quad (4)$$

где  $F_{ин2}$  – сила инерции золотника распределителя  $F_{ин2} = m_2 \frac{d^2y}{dt^2}$ ,  $m_2$  – масса золотника распределителя.

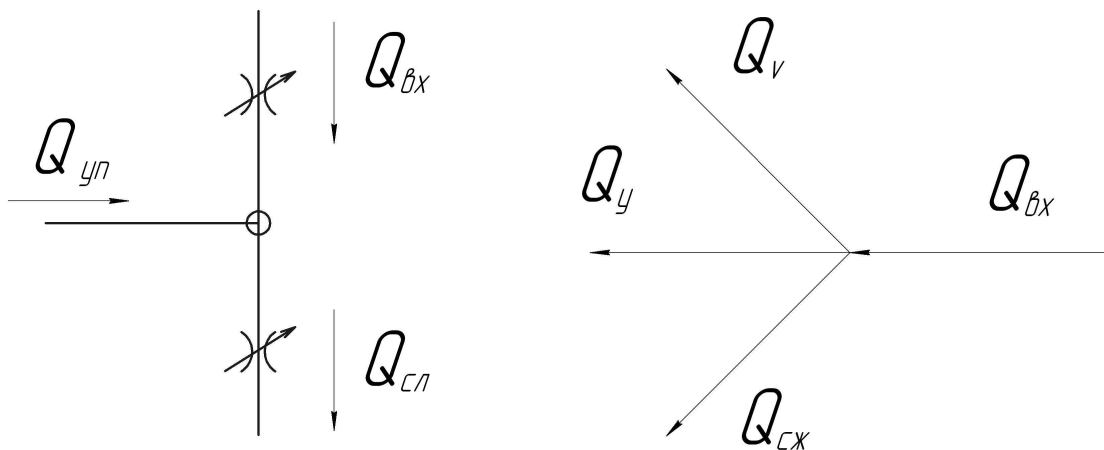
Усилие сжатой центрирующей пружины определяется по формуле:  $F_{пр} = C_{пр}y$  где  $y$  – перемещение золотника распределителя,  $F_{пр10}$  – усилие предварительного поджатия центрирующей пружины.

Найдем силу воздействия давления рабочей жидкости на торец золотника распределителя:  $F_{рупр} = p_{упр}S_2$ , где  $S_2$  – площадь торца золотника распределителя.

Сила вязкого трения для основного золотника:  $F_{втр2} = k_{втр2} \frac{dy}{dt}$ , где  $k_{втр2}$  – коэффициент вязкого трения.

Сила сухого трения, возникающая в начальный момент движения основного золотника распределителя –  $F_{сух}$ .

Семейство расходных характеристик золотника определяется уравнениями Бернулли и уравнениями неразрывности потока жидкости. Из условия неразрывности потока жидкости составим схемы баланса расходов для пилота (рис. 3а) и для основного распределителя (рис. 3б).



а – схема баланса расходов для пилота

б – схема баланса расходов для распределителя

Рисунок 3 – Схемы баланса расходов

В схемах, рис. 3 приняты следующие обозначения (табл. 2).

Таблиця 2 – Обозначения элементов схемы балансов расхода

Обозначение параметра	Название	Единица измерения
$Q_{уп}$	расход, который идет на каскад управления	см <sup>3</sup> /с
$Q_{вх}$	расход через напорную кромку	см <sup>3</sup> /с
$Q_{сл}$	расход через сливную щель редукционного клапана	см <sup>3</sup> /с
$Q_v$	расход на перемещение золотника распределителя	см <sup>3</sup> /с
$Q_y$	Расход, который идет на утечки	см <sup>3</sup> /с
$Q_{вх}$	расход, который идет на основной распределитель	см <sup>3</sup> /с
$Q_{сж}$	расход на сжатие объема рабочей жидкости	см <sup>3</sup> /с

Из схем баланса расходов получим следующие уравнение:

$$Q_{вх} = Q_v + Q_{сж} + Q_y + Q_{сл} . \quad (5)$$

В свою очередь расход на перемещение золотника распределителя:  $Q_v = S_2 \frac{dy}{dt}$ .

Рассматриваемый гидрораспределитель с пропорциональным управлением располагают в непосредственной близости от исполнительных устройств. Поэтому потери давления в исполнительных гидролиниях пренебрежимо малы. Однако необходимо учесть потери расхода, возникающие из-за сжатия рабочей жидкости.

Потери расхода на сжатие объема рабочей жидкости:  $Q_{сж} = \frac{V}{E} \frac{dp_{упр}}{dt}$ , где  $V$  – объем линии управления;  $E$  – модуль упругости рабочей жидкости и линии управления.

Будем считать, что остатки воздуха в гидросистеме равномерно растворились в рабочей жидкости и не влияют на модуль упругости. Также, приняв постоянной температуру рабочей жидкости, можно считать, что в системе не происходят термодинамические процессы, которые могли бы повлиять на модуль упругости, т.е.  $E = const$ .

Расход, теряемый на утечки:  $Q_y = k_{ут} p_{упр}$ , где  $k_{ут}$  – коэффициент утечек.

Исходя из изложенного выше, примем коэффициент расхода равным константе ( $\mu = const$ ).

Выражение для определения площади напорной дросселирующей щели имеет вид:

$$S_{щ} = \frac{3}{8} h \sqrt{h(D-h)} , \quad (6)$$

где  $h$  – величина положительного перекрытия рабочей дросселирующей кромки;  $D$  – диаметр подводящего отверстия в корпусе блока гидравлического управления.

Кроме того, расход при положительном и нулевом перекрытии щелей будем считать равным нулю. Значение коэффициента расхода принимаем равным  $const$ .

Тогда уравнения расходов через дросселирующие щели примут следующий вид:

1). Для напорной щели:

$$\text{при } x - l_0 \leq 0 \quad Q_{\text{вх}} = 0,$$

$$\text{при } x - l_0 > 0 \quad Q_{\text{вых}} = \begin{cases} \mu \sqrt{\frac{2}{\rho}} S_{\text{вх}} \sqrt{p_{\text{упр2}} - p_{\text{упр1}}} \leftarrow x - l_0 > 0 \\ S_{\text{всх}} = \frac{8}{3} (x - l_0) \sqrt{(x - l_0) D - (x - l_0)} \end{cases}, \quad (7)$$

где  $x$  – перемещение золотника управления;  $\mu$  – коэффициент расхода;  $p_{\text{упр1}}$  – давление управления, которое действует на пилотный золотник;  $p_{\text{упр2}}$  – давление, которое действует на торец основного золотника;  $\rho$  – плотность рабочей жидкости;  $S_{\text{вх}}$  – площадь проходного сечения напорной дросселирующей щели;  $l_0$  – начальное положительное перекрытие дросселирующей щели.

2). Для сливной щели:

$$\text{при } x + l_0 \geq 0 \quad Q_{\text{вых}} = 0,$$

$$\text{при } x + l_0 < 0 \quad Q_{\text{вых}} = \begin{cases} \mu \sqrt{\frac{2}{\rho}} S_{\text{сх}} \sqrt{p_{\text{упр1}}} \leftarrow x + l_0 < 0 \\ S_{\text{сх}} = \frac{8}{3} |x + l_0| \sqrt{|x + l_0| * (D - |x + l_0|)} \end{cases}, \quad (8)$$

где  $S_{\text{сх}}$  – площадь проходного сечения сливной дросселирующей щели.

В результате обобщения уравнений (1)–(8) получим математическую модель работы пилотного и основного золотников:

$$\begin{cases} \frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{1}{m_1} (F_{\text{эм}} - p_{\text{упр}} S_1 - k_{\text{емр1}} \frac{dx}{dt}) \\ \frac{d^2 y}{dt^2} = \frac{1}{m_2} (p_{\text{упр}} S_1 - C_{\text{нр2}} y - F_{\text{нр10}} - k_{\text{емр2}} \frac{dy}{dt} - p_{\text{упр}} S_2). \\ \frac{dp_{\text{упр}}}{dt} = \frac{E}{V} (Q_{\text{сх}} - S_2 \frac{dy}{dt} - k_{\text{ум}} p_{\text{упр}} - Q_{\text{вых}}) \end{cases} \quad (9)$$

Системы уравнений (7)–(9) образуют полную математическую модель работы системы: «золотник распределителя – блок гидравлического управления» для распределителя с пропорциональным управлением.

**5. Апробация результатов исследований.** Предложенные решения и математические модели используются при проектировании и расчетах гидроагрегатов с пропорциональным управлением на предприятиях России и Украины, в частности для гидросистем сельскохозяйственных машин.

**6. Выводы.** Применение в гидроагрегатах сельскохозяйственной техники распределителя с пропорциональным управлением по нагрузке дает значительную эконо-



мию топлива, увеличивает точность позиционирования рабочих органов трактора, уменьшает нагрев рабочей жидкости, увеличивая срок его эксплуатации, упрощает управление навесным оборудованием и, таким образом, является перспективным направлением развития гидравлических систем мобильных сельскохозяйственных машин. Авторами разработана математическая модель системы «секция пропорционального распределителя–управляющий пилот», для предложенной конструкции распределителя, учитывающая особенности пропорциональных систем и включающая в себя математические модели, построенные на основе теории неразрывности потока рабочей жидкости и законах движения исполнительных устройств – пилотного золотника и золотника распределителя.

#### Литература

1. Боровин Г.К. Моделирование динамики гидропривода ноги шагающей машины / Г.К. Боровин, А.В. Костюк. – М. : Машиностроение, 2002. – 34 с.
2. Burennikov Yu. Non-linear mathematical model of LS hydraulic drive / Burennikov Yu., Kozlov L. // Optimum technologies, technologic systems and materials in the machines building field. – 1988. – vol. 4. – P. 96–102.
3. Козлов Л.Г. Влияние параметров системы управления на динамические характеристики насоса переменного рабочего объема / [Козлов Л.Г., Буренников К.А, Любимов Б.А. и др.] // Гідропривод і гідропневмоавтоматика: Межвед. научн.-тех. сб. – К.: Техника, 1990. – Вып. 26. – С. 57–60.
4. Черкашенко М.В. К вопросу синтеза схем пневмогидроагрегатов / М.В. Черкашенко Т.С. Салига // Інтегровані технології та енергозбереження // Щоквартальний науково-практичний журнал. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2010. – №2. – С. 51–56.
5. Попов Д.Н. Нестационарные гидромеханические процессы / Попов Д.Н. – М. : Машиностроение, 1982. – 240 с.

#### Bibliography (transliterated)

1. Borovin G.K. Modelirovanie dinamiki gidroprivoda nogi shagayuschey mashinyi G.K. Borovin, A.V. Kostyuk. – M. : Mashinostroenie, 2002. – 34 p.
2. Burennikov Yu. Non-linear mathematical model of LS hydraulic drive Burennikov Yu., Kozlov L. Optimum technologies, technologic systems and materials in the machines building field. – 1988. – vol. 4. – P. 96–102.
3. Kozlov L.G. Vliyanie parametrov sistemy upravleniya na dinamicheskie harakteristiki nasosa peremennogo rabocheho ob'ema [Kozlov L.G., Burennikov K.A, Lyubimov B.A. i dr.] Gidroprivod i gidropnevmoavtomatika: Mezhhved. nauchn.-teh. sb. – K.: Tehnika, 1990. – Vyip. 26. – p. 57–60.
4. Cherkashenko M.V. K voprosu sinteza shem pnevmogidroagregatov / M.V. Cherkashenko T.S. Saliga Integrovani tehnologiyi ta energozberezhennya Shokkvartalnyi naukovopraktichnyi zhurnal. – Harkiv: NTU «HPI». – 2010. – #2. – p. 51–56.
5. Popov D.N. Nestatsionarnyye gidromekhanicheskie protsessyyi Popov D.N. – M. : Mashinostroenie, 1982. – 240 p.

УДК 621.225

Вур'є Б.О., Гордюхин О.О., Салига Т.С.

**СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ГІДРОАГРЕГАТИВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ  
МАШИН**

У статті розглянуті питання моделювання систем керування пропорційним розподільником зі зворотним зв'язком по тиску навантаження з електропропорційним управлінням для гідроприводу навісного устаткування. Складена математична модель, що описує роботу системи керування та золотника пропорційного розподільника.

Vurje B.A. Gordiuhin A.A., Salyga T.S.

**CONTROL SYSTEMS OF HYDROUNITS OF AGRICULTURAL MACHINES**

Questions of the control system modelling in the proportional valve with a feedback on loading with electroproportional control are considered in the article for a hydrodrive of the hinged equipment. The mathematical model describing work of the slide of proportional valve and control system is made.