

## **Моделирование системы гидромеханического привода рабочего органа мобильной технологической машины\***

**А. Р. Темирканов, А. Т. Рыбак**

*Рассматривается элемент рабочего органа (щетки) аэродромной уборочной машины — синхронный гидромеханический привод. Он базируется на дроссельном делителе потока не золотникового типа с плунжерными задатчиками и приводится во вращение двумя гидравлическими моторами. Предложена его математическая модель. Особое внимание уделено описанию напряженного состояния вала щетки при его скручивании в условиях переменной нагрузки, а также выявлению влияния упругих свойств вала на динамические свойства синхронной гидромеханической системы. В предлагаемой работе моделирование синхронной гидромеханической системы привода щетки (в отличие от общепринятого способа) основано на использовании приведенной объемной жесткости гидравлической системы. Это позволяет упростить моделирование и проводить экспресс-анализ функционирования исследуемого привода, что значительно сокращает сроки проектирования системы привода с заранее заданными эксплуатационными свойствами.*

**Ключевые слова:** объемная жесткость гидравлического привода, математическая модель, мобильная технологическая машина, гидромеханический привод, дроссельная синхронизация, скручивание вала рабочего органа.

**Введение.** Многие, в том числе и мобильные, технологические машины содержат синхронные гидромеханические приводы, в которых необходимо обеспечить работу двух или более гидравлических двигателей, запитываемых от одного источника расхода — насоса, гидроаккумулятора и др. Как показали ранее проведенные исследования, подобные задачи проще всего решать с использованием дроссельных делителей потока [13].

Настоящая работа посвящена исследованиям синхронного гидромеханического привода мобильной технологической машины на примере привода щетки аэродромной уборочной машины на базе дроссельного делителя потока не золотникового типа.

**Постановка задачи.** Проведенные ранее исследования аэродромной уборочной машины [4] показали, что механическая система машины не оказывает существенного влияния на работу привода щетки. В результате исследований были получены параметры системы привода щетки, обеспечивающие ее работу в оптимальном режиме, и доказана целесообразность применения дроссельной синхронизации работы гидравлических моторов в системе привода щетки. Однако предложенный ранее для этой цели дроссельный делитель потока мембранныго типа [5] не вполне удовлетворяет условиям эксплуатации большинства мобильных машин вообще и аэродромной уборочной машины в частности.

Аэродромная уборочная машина работает в зимний период при достаточно низких температурах. Поэтому было предложено применить в ее схеме вместо мембранныго не золотниковый дроссельный делитель потока с задатчиком плунжерного типа [6]. Было также отмечено, что вся система гидравлического привода щетки условно может быть разделена на три подсистемы.

1. Первая включает в себя источник питания и аппараты управления от двигателя внутренне-го горения (ДВС) до входного канала дроссельного делителя потока, а также систему слива и обслуживания рабочей жидкости.

2. Вторая объединяет силовой контур (гидромоторы, механическую передачу и непосредственно исполнительный орган — щетку).

3. Третья представляет собой не золотниковый дроссельный делитель потока (ДП) с задатчиком плунжерного типа.

\* Работа выполнена в рамках инициативной НИР.

Моделирование первой подсистемы привода щетки аэродромной уборочной машины достаточно полно было рассмотрено в статье [4]. Математическому моделированию синхронной гидромеханической системы щетки аэродромной уборочной машины посвящена статья [6].

Цель настоящей работы — создание математической модели гидромеханической системы привода рабочего органа мобильной технологической машины на примере аэродромной уборочной машины. При этом основное внимание уделяется вопросам моделирования второй подсистемы привода щетки — главным образом механической системы непосредственного привода.

**Моделирование второй подсистемы привода щетки аэродромной уборочной машины.** На рис. 1 изображен силовой контур привода щетки уборочной машины, объединяющий гидромоторы 1 и 9. На их валах установлены ведущие звездочки 2 и 8 цепных передач 3 и 7, передающие вращение на ведомые звездочки 4 и 6, закрепленные на торцах вала щетки 5.

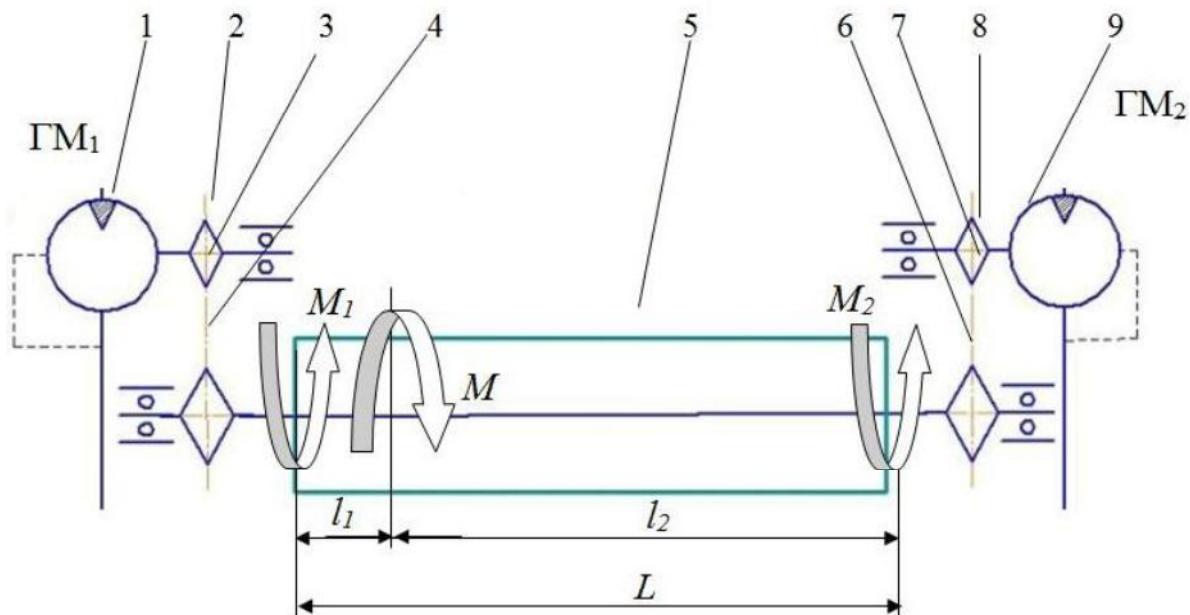


Рис. 1. Схема нагружения привода вала щетки аэродромной уборочной машины

При моделировании рассмотрим наихудший случай нагружения щетки, при котором весь момент сопротивления вращению щетки приложен в одном сечении (сосредоточенная нагрузка).

Пусть сечение приложения момента сопротивления находится на расстоянии  $l_1$  от соответствующего торца вала и на расстоянии  $l_2 = L - l_1$  от его второго торца, где  $L$  — полная длина вала.

При запуске привода щетки гидромоторы начнут вращать звездочки 2 и 8. Посредством цепных передач 3 и 7 вращение передается на звездочки 4 и 6, закрепленные на торцах вала щетки 5. Но момент сопротивления  $M$  не позволит валу начать вращение. Это вызовет его скручивание с двух сторон, а значит, и появление движущих крутящих моментов  $M_1$  и  $M_2$ . Когда сумма движущих моментов превысит величину момента сопротивления  $M$ , вал начнет вращение.

Таким образом, условие вращения вала щетки можно записать в виде

$$M_1 + M_2 \geq M.$$

Из [7] известно, что угол относительного поворота двух сечений вала при его скручивании можно определить из уравнения

$$G = \frac{E}{2(1-\mu)}, \quad (1)$$

где  $\phi$  — угол относительного поворота рассматриваемых сечений;  $z$  — расстояние между сечениями;  $M_{kp}$  — крутящий момент, приложенный к валу;  $G$  — модуль сдвига материала вала;  $J_p$  — полярный момент инерции сечения вала.

Проинтегрировав уравнение (1), получаем выражения для определения крутящего момента при скручивании вала:

$$M_{kp} = \frac{GJ_p}{l} \Delta\phi, \quad (2)$$

где  $l$  — расстояние между сечениями.

При этом модуль сдвига материала вала  $G$  определяется по формуле

$$G = \frac{E}{2(1-\mu)},$$

а полярный момент инерции круглого вала с кольцевым сечением по формуле

$$J_p = \frac{\pi D^4}{32} \left(1 - \frac{d^4}{D^4}\right),$$

где  $E$  и  $\mu$  — соответственно модуль упругости и коэффициент Пуассона материала вала;  $D$  — наружный диаметр вала;  $d$  — его внутренний диаметр.

Таким образом, крутящие моменты, возникающие в материале вала щетки, можно определить с использованием уравнения (2):

$$M_1 = \frac{G \cdot J_p}{l_1} \cdot \Delta\phi_1 \quad (3)$$

$$M_2 = \frac{G \cdot C J_2}{l_2} \cdot C \Delta\phi_2. \quad (4)$$

Здесь  $\Delta\phi_1$  — угол относительного поворота звездочки 4 и сечения вала, к которому приложен момент сопротивления  $M_1$ ;  $\Delta\phi_2$  — угол относительного поворота звездочки 6 и сечения вала, к которому приложен момент сопротивления  $M_2$ ;  $l_1$  и  $l_2$  — расстояния от сечения с приложенным моментом сопротивления до соответствующих звездочек 4 и 6;  $G \cdot J_p$  — жесткость стержня при кручении.

Расчет вала на прочность можно произвести, используя уравнение для определения максимального касательного напряжения в материале стенки вала при кручении:

$$\tau_{max} = \frac{M_{kp}}{W},$$

где  $W_p$  — полярный момент сопротивления скручиванию вала:

$$W_p = \frac{J_p}{\rho_{max}},$$

где  $\rho_{max} = 0,5 \cdot D$  — расстояние от центра вращения до максимально удаленной от него точки вала.

Величину относительного поворота сечений вала определим из условий работы системы привода щетки в целом с учетом свойств делителя потока. При этом частота вращения валов гидромоторов определится по уравнениям

$$\omega_{M1} = \frac{Q_1 \eta_{o.m}}{W_M}, \quad \omega_{M2} = \frac{Q_2 \eta_{o.m}}{W_M},$$

здесь  $\omega_{M1}$  и  $\omega_{M2}$  — угловые скорости вращения валов соответствующих гидромоторов;  $\eta_{o.m}$  — характеристический объем гидромоторов;  $\eta_{o.m}$  — их объемный коэффициент полезного действия;  $Q_1$  и  $Q_2$  — расходы рабочей жидкости, подводимой на входы соответствующих гидромоторов от делителя потока, которые с учетом ошибки деления делителя потока  $\varepsilon$  [2] определяются по формуле

$$Q_{1,2} = Q(1 \pm \varepsilon).$$

Действительную величину объемного коэффициента полезного действия гидромоторов определим с учетом рабочего давления по формуле

$$\eta_{o.GM} = 1 - \left(1 - \eta_{o.GM.nom}\right) \cdot \frac{p_{GM}}{p_{nom.GM}}, \quad (5)$$

где  $\eta_{o.GM}$  — текущее значение объемного коэффициента полезного действия гидромоторов;  $\eta_{o.GM.nom}$  — номинальное значение объемного коэффициента полезного действия гидромоторов (принимается равным объемному коэффициенту полезного действия гидромотора при номинальном давлении);  $p_{nom.GM}$  — номинальное рабочее давление гидромотора;  $p_{GM}$  — текущее значение рабочего давления на гидромоторе.

Угловые скорости вращения звездочек 4 и 6, непосредственно закрепленных на торцах вала, определяются с учетом передаточного отношения цепной передачи ( $i_{ц.п}$ ):

$$\omega_{4,6} = \omega_{M1,M2} / i_{ц.п}$$

Для исследования динамических свойств системы синхронного привода щетки можно задаваться изменением положения сечения приложения момента сопротивления вращению щетки и отслеживать качество работы синхронной гидросистемы.

Так, если изменение координаты приложения момента сопротивления подчиняется гармоническому закону  $I_1 = L \cdot \sin(\omega t)$ , то

$$I_2 = L - I_1 = L * [1 - \sin(\omega t)].$$

В этом случае закон движения вала щетки можно записать в виде

$$J_{щ} * \frac{d^2\omega_{щ}}{dt^2} = M_1 + M_2 - M_{щ}$$

где  $J_{щ}$  — центральный момент инерции вала щетки;  $\omega_{щ}$  — частота вращения вала щетки;  $M_1$  и  $M_2$  — моменты, создаваемые на валу щетки гидравлическим приводом, которые можно определить по уравнениям (3) и (4);  $M_{щ}$  — величина приложенного к щетке со стороны очищаемой поверхности момента сопротивления, который зависит от состояния бетонного покрытия и снежно-ледяного покрова очищаемой поверхности [4].

$$M_{щ} = M_n + \psi \omega_{щ}$$

где  $M_n$  — постоянная составляющая момента сопротивления вращению щетки;  $\psi$  — коэффициент пропорциональности (определяется экспериментально).

Таким образом, предлагаемая модель нагружения щетки аэродромной уборочной машины дает возможность производить прочностной расчет самого вала щетки. Кроме того, она способствует исследованию динамики системы синхронного гидромеханического привода щетки аэродромной уборочной машины.

**Моделирование гидравлической системы привода щетки.** Схема синхронного гидромеханического привода щетки аэродромной уборочной машины (рис. 2) включает в себя:

- дизельный двигатель внутреннего сгорания (ДВС);
- гидравлические насосы Н1 и Н2, установленные на общем валу с возможностью параллельной работы;
- два гидромотора М1 и М2, также включенных параллельно и приводящих в движение вал барабанного щеточного устройства через цепные передачи ЦП1 и ЦП2.

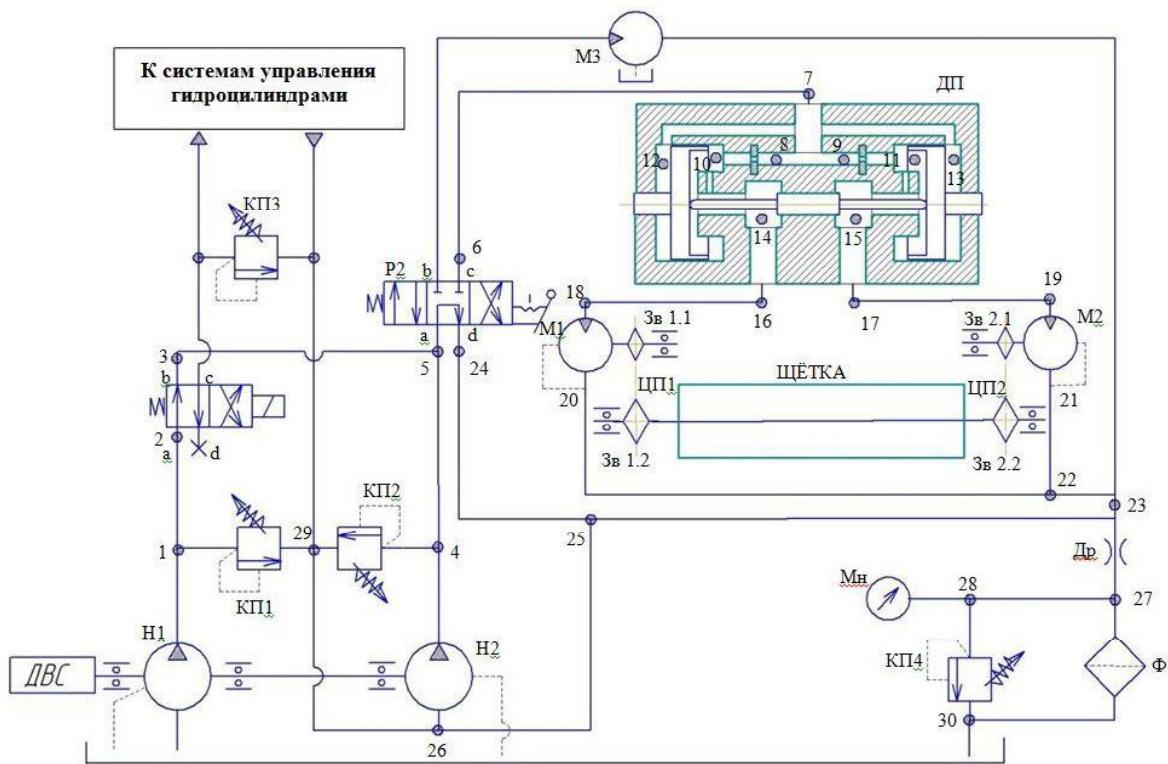


Рис. 2. Расчетная схема системы привода щетки уборочной машины

Моделирование гидравлических систем приводов технологического оборудования в большинстве случаев осуществляется на основе использования уравнения неразрывности. При этом сжимаемость рабочей среды учитывается путем введения некоторого условного расхода рабочей жидкости, возникающего в результате сжатия рабочей среды [8]. В предлагаемой работе будем моделировать синхронную гидравлическую систему привода щетки на основе приведенной объемной жесткости гидравлической системы. Используем предложенный в работе [9] способ, согласно которому вся гидравлическая система разбивается узловыми точками на участки, для каждого из которых выполняется условие

$$\frac{dp_i}{dt} = C_{pri} (\sum Q_{bx_i} - \sum Q_{vy_i}), \quad (6)$$

где  $dp_i$  — приращение давления в  $i$ -й точке рассматриваемой гидравлической системы за время  $dt$ ;  $C_{pri}$  — приведенные коэффициенты объемной жесткости соответствующего участка гидравлической системы, определяемые аналитически или экспериментально [10];  $\sum Q_{bx_i}$  — сумма всех расходов рабочей жидкости, поступающих в рассматриваемый объем системы за время  $dt$ ;  $\sum Q_{vy_i}$  — сумма всех расходов рабочей жидкости, отводимых из рассматриваемого объема системы за то же время.

Расходы рабочей жидкости через местные гидравлические сопротивления, входящие в уравнения приращения давлений (6), определяются с учетом свойств гидромагистралей (трубопроводов) и гидравлических аппаратов по формуле (7).

$$Q = \mu_{copp} \cdot F_{copp} \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot |p_{bx} - p_{vy}|} \cdot \text{Sign}(p_{bx} - p_{vy}), \quad (7)$$

где  $\mu_{\text{сопр}}$  — коэффициент расхода соответствующего гидравлического сопротивления;  $f_{\text{сопр}}$  — площадь его живого сечения;  $p_{\text{вх}}$  и  $p_{\text{вых}}$  — давления рабочей жидкости соответственно на входе и выходе рассчитываемого гидравлического сопротивления;  $\rho$  — плотность рабочей жидкости.

Приведенные коэффициенты расхода линейных гидравлических сопротивлений (трубопроводов) в предложенном уравнении определим по формуле:

$$\mu_{\text{сопр}} = \mu_{\text{тр.пр}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \lambda_{\text{тр}} \frac{l_{\text{тр}}}{d_{\text{тр}}}}},$$

где  $\mu_{\text{тр.пр}}$  — мгновенное значение приведенного коэффициента расхода участка трубопровода или канала;  $\lambda_{\text{тр}}$  — мгновенное значение коэффициента трения соответствующего участка трубопровода или канала;  $l$  и  $d$  — соответственно длина и диаметр рассматриваемого участка трубопровода или канала.

Мгновенные значения расходов рабочей жидкости через гидравлические машины, входящие в уравнения расчета приращения давлений, определяются с учетом свойств гидравлической машины по формулам:

$$Q_{\text{д.М1; д.М2}} = \frac{1}{\eta_{\text{о.М1,2}}} \cdot W_{\text{М1; М2}} \cdot \omega_{\text{зв1.1; зв2.1}},$$

$$Q_{\text{д.Н1; д.Н2}} = \eta_{\text{о.Н1; о.Н2}} \cdot W_{\text{Н1; Н2}} \cdot \omega_{\text{двс}},$$

$$\eta_{\text{о.ГМ}} = 1 - \left(1 - \eta_{\text{о.ГМ.ном}}\right) \cdot \frac{p_{\text{ГМ}}}{p_{\text{ном.ГМ}}}.$$

Здесь  $Q_{\text{д.М1; д.М2}}$  — действительные расходы рабочей жидкости, проходящие через соответствующие гидромоторы;  $Q_{\text{д.Н1; д.Н2}}$  — действительные расходы рабочей жидкости, создаваемые гидронасосами Н1 и Н2;  $W_{\text{М1; М2}}$  и  $W_{\text{Н1; Н2}}$  — характерные объемы соответствующих гидромоторов и гидронасосов;  $\eta_{\text{о.М1; о.М2}}$  и  $\eta_{\text{о.Н1; о.Н2}}$  — объемные коэффициенты полезного действия соответствующих гидромоторов и гидронасосов;  $\eta_{\text{о.ГМ}}$  — текущее значение объемного коэффициента полезного действия соответствующей гидромашины (насоса или мотора);  $\eta_{\text{о.ГМ.ном}}$  — номинальное значение объемного коэффициента полезного действия соответствующей гидромашины (принимается равным объемному коэффициенту полезного действия гидромашины при номинальном давлении);  $p_{\text{ном.ГМ}}$  — номинальное давление соответствующей гидромашины;  $\omega_{\text{ГМ}}$  — текущее значение перепада давления на соответствующей гидромашине;  $\omega_{\text{зв1.1,2.1}}$  — угловые скорости вращения звездочек, непосредственно установленных на валы соответствующих гидромоторов, скорости вращения которых определяются по уравнениям:

$$\dot{\omega}_{\text{М1}} = \frac{1}{J_{\text{прМ1}}} (M_{\text{М1}} - M_{\text{зв1.1}}), \quad \dot{\omega}_{\text{М2}} = \frac{1}{J_{\text{прМ2}}} (M_{\text{М2}} - M_{\text{зв2.1}}),$$

$$M_{\text{М1}} = W_{\text{М1}} (p_{20} - p_{18}) \cdot \eta_{\text{ММ1}}, \quad M_{\text{М2}} = W_{\text{М2}} (p_{21} - p_{19}) \cdot \eta_{\text{ММ2}},$$

$$\dot{\omega}_{\text{зв1.2}} = \frac{1}{J_{\text{прзв.1.2}}} \left( \eta_{\text{ц1}} \cdot \frac{1}{i_{\text{ц.п}}} M_{\text{зв1.1}} - M_{\text{ш1.2}} \right), \quad \dot{\omega}_{\text{зв2.2}} = \frac{1}{J_{\text{прзв.2.2}}} \left( \eta_{\text{ц2}} \cdot \frac{1}{i_{\text{ц.п}}} M_{\text{зв2.1}} - M_{\text{ш2.2}} \right).$$

Здесь  $\dot{\omega}_{\text{М1}}$ ,  $\dot{\omega}_{\text{М2}}$  — угловые ускорения вращения валов соответствующих гидромоторов;  $M_{\text{М1}}$  и  $M_{\text{М2}}$  — крутящие моменты, развиваемые соответствующими гидромоторами;  $M_{\text{зв1.1}}$  и  $M_{\text{зв2.1}}$  — моменты сопротивления вращению валов гидромоторов со стороны соответствующих звездочек;  $J_{\text{прМ1; прМ2}}$  — моменты инерции подвижных частей, приведенные к валам соответствующих гидромоторов;

$J_{\text{пр}3\text{в}.1.2;\text{пр}3\text{в}.2}$  — моменты инерции подвижных частей, приведенные к валам соответствующих звездочек;  $\eta_{ц1;ц2}$  и  $i_{ц,p}$  — коэффициенты полезного действия соответствующих цепных передач и их передаточное число;  $\dot{\omega}_{3\text{в}.1.2;3\text{в}.2.2}$  — угловые скорости вращения звездочек 1.2 и 2.2, непосредственно установленных на валу барабана щеточного устройства.

Опишем динамику работы синхронной гидромеханической системы привода щетки аэродромной уборочной машины, оснащенной дроссельным делителем потока не золотникового типа с переменными гидравлическими сопротивлениями типа плоский клапан и задатчиком плунжерного типа. Для этого рассчитаем изменение во времени давлений в различных узловых точках гидравлической системы, используя уравнение (6).

Определим приращения давлений в узловых точках гидравлической системы из предположения, что регулирующий элемент делителя потока перемещается вправо — в сторону прикрытия переменного гидравлического сопротивления ветви гидромотора  $M_1$  (что соответствует случаю увеличения нагрузки на гидромоторе  $M_2$ ) по уравнениям:

$$\begin{aligned}\dot{p}_1 &= C_{np1}(Q_{H1} - Q_{1-2} - Q_{KП1}), \quad \dot{p}_2 = C_{np2}(Q_{1-2} - Q_{P1}), \\ \dot{p}_3 &= C_{np3}(Q_{P1} - Q_{3-5}), \quad \dot{p}_4 = C_{np4}(Q_{H2} - Q_{KП2} - Q_{4-5}), \\ \dot{p}_5 &= C_{np5}(Q_{4-5} + Q_{3-5} - Q_{P2}), \quad \dot{p}_6 = C_{np6}(Q_{acP2} - Q_{6-7}), \\ \dot{p}_{22} &= C_{np22}(Q_{20-22} + Q_{21-22} - Q_{22-23}), \quad \dot{p}_{23} = C_{np23}(Q_{22-23} - Q_{23-27} - Q_{23-25}), \\ \dot{p}_{25} &= C_{np25}(Q_{23-25} - Q_{25-26}), \quad \dot{p}_{26} = C_{np26}(Q_{25-26} - Q_{H2}), \\ \dot{p}_{27} &= C_{np27}(Q_{23-27} - Q_{KП4} - Q_{Ф}), \quad \dot{p}_{30} = C_{np30}(Q_{Ф} + Q_{KП4} - Q_{сн}),\end{aligned}$$

Здесь  $\dot{p}_1, \dots, \dot{p}_6$ ,  $\dot{p}_{22}, \dots, \dot{p}_{27}$  и  $\dot{p}_{30}$  — величины приращений давления в соответствующих точках расчетной схемы;  $C_{np1} \dots C_{np6}$ ,  $C_{np22}$ ,  $C_{np23}$ ,  $C_{np25} \dots C_{np27}$  и  $C_{np30}$  — коэффициенты приведенной объемной жесткости соответствующих участков расчетной схемы;  $Q_{H1,2}$  — действительная подача соответствующих гидравлических насосов;  $Q_{KП1,2}$  — расходы рабочей жидкости через соответствующие предохранительные клапаны;  $Q_{P1}$  и  $Q_{P2}$  — полные расходы рабочей жидкости через гидравлические распределители Р1 и Р2;  $Q_{KП4}$  и  $Q_{Ф}$  — расход рабочей жидкости через предохранительный клапан КП4 и фильтр Ф;  $Q_{acP2}$  — расход рабочей жидкости в канале *ac* (см. рис. 2) распределителя Р2;  $Q_{1-2}$ ,  $Q_{3-5}$ ,  $Q_{4-5}$ ,  $Q_{6-7}$ ,  $Q_{20-22}$ ,  $Q_{21-22}$ ,  $Q_{22-23}$ ,  $Q_{23-25}$ ,  $Q_{25-26}$  — расходы рабочей жидкости на соответствующих участках гидравлической системы.

Работа подсистемы синхронизации (дроссельного делителя потока) описывается уравнениями:

$$\begin{aligned}\dot{p}_7 &= C_{np7}(Q_{6-7} - Q_{7-8} - Q_{7-9} - Q_{обв1} + Q_{обв2}), \\ \dot{p}_{8,9} &= C_{np8,9}(Q_{7-8,7-9} - Q_{41,2}), \\ \dot{p}_{10,11} &= C_{np10,11}(Q_{41,2} \pm Q_{пл1,2} + Q_{ш1,2} - Q_{пер1,2} - Q_{отв1,2}), \\ \dot{p}_{12,13} &= C_{np12,13}(\pm Q_{обв1,2} \mp Q_{пл1,2} - Q_{ш1,2}), \\ \dot{p}_{14,15} &= C_{np14,15}(Q_{пер1,2} + Q_{д.отв1,2} - Q_{вых.1,2}), \\ \dot{p}_{16,17} &= C_{np16,17}(Q_{вых.1,2} - Q_{16-18,17-19}), \\ \dot{p}_{18,19} &= C_{np18,19}(Q_{16-18,17-19} - Q_{M1, M2}),\end{aligned}$$

$$\dot{p}_{20,21} = C_{pp20,21} (Q_{M1,M2} - Q_{20-22,21-22}).$$

Здесь  $\dot{p}_7 \dots \dot{p}_{21}$  — величины приращения давления в соответствующих точках расчетной схемы;  $C_{pp7\dots pp21}$  — коэффициенты приведенной объемной жесткости соответствующих участков расчетной схемы;  $Q_{7-8}, Q_{7-9}, Q_{16-18}, Q_{17-19}, Q_{20-22}$  и  $Q_{21-22}$  — расходы рабочей жидкости на соответствующих участках гидравлической системы;  $Q_{обв1;обв2}$  — расходы рабочей жидкости через обводные каналы соответствующих ветвей ДП, вызванные перемещением его регулирующего элемента;  $Q_{41;42}$  — расходы рабочей жидкости через соответствующие чувствительные элементы делителя потока;  $Q_{пл1;пл2}$  — расходы рабочей жидкости в обводных каналах, вызываемые перемещением плунжеров соответствующих ветвей регулирующего элемента ДП;  $Q_{щ1;щ2}$  — расходы рабочей жидкости через кольцевые щелевые зазоры между плунжером и корпусом соответствующей ветви делителя потока ДП;  $Q_{пер1;пер2}$  — расходы рабочей жидкости через переменные сопротивления регулятора соответствующих ветвей ДП;  $Q_{вых1;вых2}$  — расходы рабочей жидкости через выходные каналы соответствующих ветвей ДП;  $Q_{д.отв1;д.отв2}$  — расходы рабочей жидкости через дожимные отверстия 15 и 8 соответствующих переменных гидравлических сопротивлений 13 и 10 делителя потока;  $Q_{M1}$  и  $Q_{M2}$  — полные расходы рабочей жидкости через гидравлические моторы M1 и M2.

Движения регулирующего элемента делителя потока (штока 4 совместно с плунжерами 14 и 9) и его текущее положение, пренебрегая трением плунжеров о корпус, определим из уравнения [1]:

$$m_{per} \frac{dv_{per}}{dt} = (F_{пл} - F_{шт})(p_{12} - p_{13}) + F_{шт}(p_{14} - p_{15}) + F_{отв}(p_{15} - p_{14}) + \\ + \frac{1}{2}(F_{о.нар} - F_{отв})(p_{11} + p_{15} - p_{10} - p_{14}) + (F_{пл} - F_{о.нар})(p_{11} - p_{10}) + \frac{P}{F_{отв} - f_{шт}}(Q_{пер1}^2 - Q_{пер2}^2).$$

Здесь  $m_{per}$  — суммарная масса регулирующего элемента;  $v_{per}$  — скорость движения регулирующего элемента;  $F_{пл}$  — рабочие площади плунжеров 14 и 9;  $F_{шт}$  — площадь поперечного сечения штока переменного сечения 4 в расширенных местах;  $f_{шт}$  — площадь поперечного сечения штока переменного сечения 4 в местах прохождения его через отверстия переменных гидравлических сопротивлений;  $F_{отв}$  — площадь отверстий переменных гидравлических сопротивлений типа плоский клапан 13 и 9;  $F_{о.нар}$  — площадь седел переменных гидравлических сопротивлений типа плоский клапан 13 и 9 по наружному диаметру;  $Q_{пер1}$  и  $Q_{пер2}$  — расходы рабочей жидкости через переменные гидравлические сопротивления соответствующих ветвей делителя потока.

**Заключение.** Предлагаемая модель системы синхронного гидромеханического привода рабочего органа мобильной технологической машины на примере привода щетки аэродромной уборочной машины позволяет:

- произвести расчет системы привода щетки на установившихся и неустановившихся режимах работы с учетом взаимного влияния различных элементов системы (источника энергии, силового гидравлического привода и механической системы) друг на друга;

- осуществить подбор и оптимизацию конструктивных параметров синхронной гидромеханической системы с учетом упругих свойств вала щетки.

Анализ функционирования системы гидромеханического привода рабочего органа мобильной технологической машины с использованием описанной выше математической модели позволяет выявить влияние упругих свойств рабочего органа (вала щетки) на качество работы подсистемы синхронизации — дроссельного делителя потока не золотникового типа с плунжерным задатчиком. Последнее условие имеет большое значение. Ведь в рассматриваемом делителе потока, в отличие от делителя мембранных типов, отсутствует герметичное разделение камер управления и соответствующих им вспомогательных камер. Поэтому возможны перетечки жидкости между этими камерами.

## **Библиографический список**

1. Рыбак, А. Т. Теория и методология расчета и проектирования систем приводов технологических машин и агрегатов АПК : автореф. дис. ... д-ра техн. наук / А. Т. Рыбак. — Ростов-на-Дону, 2011. — 39 с.
2. Рыбак, А. Т. Моделирование и расчет гидромеханических систем на стадии проектирования / А. Т. Рыбак. — Ростов-на-Дону : Издательский центр ДГТУ, 2006. — 167 с.
3. Антоненко, В. И. Непрямое регулирование в многодвигательных гидромеханических системах / В. И. Антоненко, В. С. Сидоренко // Вестник Дон. гос. техн. ун-та. — 2010. — Т. 10, № 1 (44). — С. 70–75.
4. Жаров, В. П. Динамическая модель гидромеханической системы аэродромной уборочной машины / В. П. Жаров, А. Т. Рыбак, А. В. Корчагин // Изв. высш. учеб. заведений. Сев.-Кавк. регион. Техн. науки. — 2006. — № 2. — С. 68–73.
5. Рыбак, А. Т. Система привода щетки аэродромной уборочной машины с дроссельной синхронизацией работы гидромоторов / А. Т. Рыбак, А. И. Мартыненко, М. В. Устьянцев // Вестник Дон. гос. техн. ун-та. — 2011. — Т. 11, № 4 (55). — С. 505–512.
6. Темирканов, А. Р. Синхронный гидромеханический привод рабочего органа мобильной машины и его математическая модель / А. Р. Темирканов, А. Т. Рыбак // Вестник Дон. гос. техн. ун-та. — 2013. — № 3/4 (72/73). — С. 104–110.
7. Феодосьев, В. И. Сопротивление материалов : учебник для втузов / В. И. Феодосьев. — 9-е изд., перераб. — Москва : Наука, 1986. — 512 с.
8. Сидоренко, В. С. Моделирование динамической системы линейного позиционирования гидропривода подачи агрегатной сверлильной головки станка / В. С. Сидоренко, Ле Чунг Киен // Вестник Дон. гос. техн. ун-та. — 2013. — № 5/6 (74/75). — С. 153–159.
9. Рыбак, А. Т. Совершенствование методики расчета систем приводов технологического оборудования / А. Т. Рыбак, И. В. Богуславский // Вестник машиностроения. — 2010. — № 10. — С. 39–46.
10. Богуславский, И. В. Научно-методологические основы проектирования приводов технологических машин / И. В. Богуславский, А. Т. Рыбак, В. А. Чернавский. — Ростов-на-Дону : Институт управления и инноваций АП, 2010. — 276 с.

Материал поступил в редакцию 04.11.2014.

## **References**

1. Rybak, A. T. Teorija i metodologija raschjota i projektirovaniya sistem privodov tehnologicheskikh mashin i agregatov APK: avtoref. dis. ... doktora tehn. nauk. [Theory and methodology of calculation and design of drive systems of agribusiness technology machines and units: Dr. tech.sci.diss., author's abstract.] Rostov-on-Don, 2011, 39 p. (in Russian).
2. Rybak, A. T. Modelirovanie i raschjot gidromehanicheskikh sistem na stadii projektirovaniya: monografija. [Simulation and calculation of hydromechanical systems at the design stage: monograph.] Rostov-on-Don : DSTU Publ. Centre, 2006, 167 p. (in Russian).
3. Antonenko, V. I., Sidorenko, V. S. Ne prjamoe regulirovanie v mnogodvigatel'nyh gidromehanicheskikh sistemah. [Indirect regulation in multiengine hydrosystems.] Vestnik of DSTU, 2010, vol. 10, no. 1 (44), pp. 70 — 75 (in Russian).
4. Zharov, V. P., Rybak, A. T., Korchagin, A. V. Dinamicheskaja model' gidromehanicheskoj sistemy ajerodromnoj uborochnoj mashiny. [Dynamic model of hydromechanical system of aerodrome sweeper.] Izv. Vuzov. Sev.-Kavk. Region. Tehn. nauki. 2006, no. 2, pp. 68 — 73 (in Russian).
5. Rybak, A. T., Martynenko, A. I., Ustyantsev, M. V. Sistema privoda shhjotki ajerodromnoj uborochnoj mashiny s drossel'noj sinhronizacijej raboti gidromotorov. [Brush drive system of aerodrome

sweeper with hydromotor throttle synchronization .] Vestnik of DSTU, 2011, vol. 11, no. 4 (55), pp. 505-512 (in Russian).

6. Temirkhanov, A. R., Rybak, A. T. Sinhronnyj gidromehanicheskij privod rabochego organa mobil'noj mashiny i ego matematicheskaja model'. [Synchronous hydromechanical drive of the mobile machine actuator and its mathematical model.] Vestnik of DSTU, 2013, no. 3-4 (72-73), pp. 104-110 (in Russian).

7. Feodosyev, V. I. Soprotivlenie materialov: Uchebnik dlja vtuzov — 9-e izd., pererab. [Strength of materials: a textbook for higher technical schools. 9<sup>th</sup> rev. ed.] Moscow : Gl. red. fiz.-mat. liter., 1986, 512 p. (in Russian).

8. Sidorenko, V. S., Le Chung Kien. Modelirovanie dinamicheskoy sistemy linejnogo pozicionirovaniya gidroprivoda podachi agregatnoj sverlil'noj golovki stanka. [Simulation of linear position hydraulic drive for machine power drill feed.] Vestnik of DSTU, 2013, no. 5-6 (74-75), pp. 153-159 (in Russian).

9. Rybak, A. T., Boguslavskiy, I. V. Sovershenstvovanie metodiki raschjota sistem privodov tehnologicheskogo oborudovanija. [Improving the method for calculating drive systems of processing equipment.] Vestnik mashinostroenija, 2010, no. 10, pp. 39-46 (in Russian).

10. Boguslavskiy, I. V., Rybak, A. T., Chernavskiy, V. A. Nauchno-metodologicheskie osnovy proektirovaniya privodov tehnologicheskikh mashin. [Scientific and methodological bases for designing technological machine drives.] Rostov-on-Don : GOU DPO IUI AP, 2010, 276 p. (in Russian).

## **MODELING OF HYDROMECHANICAL DRIVE SYSTEM OF WORKING BODY FOR MOBILE TECHNOLOGY MACHINE\***

**A. R. Temirkhanov, A. T. Rybak**

*An element of the working body (brush) of the aerodrome sweeper – a synchronous hydromechanical drive – is considered. It is based on the throttle flow divider of the non-spool type plunger setters, and it is driven by two hydraulic motors. Its mathematical model is offered. Special attention is given to describing the stress state of the brush shaft when twisting under the variable load, and to identifying the effect of the shaft elastic properties on the dynamic properties of the synchronous hydromechanical system. In this paper, modeling of the synchronous hydromechanical brush drive system, unlike the conventional method, is based on the use of the reduced volume stiffness of the hydraulic system. This simplifies the modeling and allows performing a rapid analysis of the test drive operation which significantly reduces the design time of the drive system with the given performance properties.*

**Keywords:** volume stiffness of the hydraulic actuator, mathematical model, mobile technology machine, hydraulic drive, throttle synchronization, twisting shaft of working body.

---

\* The research is done within the frame of the independent R&D.