

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГИДРОПРИВОДА БЛОЧНО-ПОРЦИОННОГО ОТДЕЛИТЕЛЯ КОНСЕРВИРОВАННЫХ КОРМОВ

Николай Иванов, Сергей Шаргородский, Владимир Руткевич

Винницкий национальный аграрный университет

Адрес рабочего места: 21008, Украина, г. Винница, ул. Солнечна, 3

e-mail: mosgv@ukr.net

**Аннотация.** Рассматриваются вопросы моделирования динамических процессов, протекающих в сложной гидромеханической подсистеме механизма блочно-порционного отделителя консервированных кормов. Описан принцип действия погрузочного средства для блочно-порционной выемки консервированных кормов из траншейных хранилищ. Описан гидравлический привод механизма блочно-порционного отделителя, который позволяет согласовать работу привода ножевого механизма с его подачей. Приведена математическая модель гидропривода отделителя и результаты его исследования.

**Ключевые слова:** гидропривод, моделирование, автоматическое регулирование, блочно-порционный отделитель, консервированный корм, рабочий орган.

### ВВЕДЕНИЕ

Аграрный сектор Украины в настоящее время вошел в число ведущих отраслей хозяйственного комплекса страны, крупнейших наполнителей государственного бюджета. Данные обстоятельства способствуют активизации рынка сельскохозяйственной техники. Динамика продаж сельскохозяйственной техники на Винничине показывает 10–15% ежегодного прироста. Возрастает объем поставок сельхозтехники отечественными предприятиями, постепенно завоевывающими рынок и развивающими производство машин новых модификаций. В этом ряду – успешное развитие выпуска оборудования и машин для животноводства, осуществляемое ООО «Брацлав».

Наиболее интенсивно в Украине в настоящее время развивается растениеводство, имеющее в нынешних условиях наиболее высокие экономические показатели при минимизированных сроках окупаемости. Технологически более сложные направления аграрного производства, такие, как, например, животноводство, в данный момент развиваются не столь интенсивно, однако очевидно, что наличие объемного рынка потребления в Европе и других странах будет стимулировать также подъем и этих отраслей.

Создание высокотехнологичных животноводческих предприятий требует создания и внедрения новых средств механизации и автоматизации производственных процессов. Значительна роль в решении указанных задач средств гидрофикации приводов рабочих органов, являющихся в большинстве случаев безальтернативными. В настоящее время в отечественном машиностроении отсутствуют современные машины для блочно-порционной выдачи консервированных кормов, позволяющей значительно повысить их сохранность, пищевую эффективность, уровень

механизации работ на животноводческих фермах. Уровень гидрофикации выпускаемых в Украине машин низок, не отвечает современным требованиям по энергосбережению, производительности, экономическим показателям и требует дальнейшего усовершенствования.

### АНАЛИЗ ПРЕДЫДУЩИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Преобладающее большинство современных мобильных машин сельскохозяйственного назначения имеют гидросистемы, в которых применяются нерегулируемые шестеренные насосы. Такие гидросистемы отличаются надежностью и невысокой стоимостью, однако в большинстве случаев не предусматривают возможность регулирования скорости исполнительных органов машин.

Требования экономии топлива, удобства управления и интеллектуальности привели к появлению на мировом рынке широкой гаммы гидравлического и электронного оборудования для мобильных машин, в том числе, и сельскохозяйственной техники. Появляются новые гидравлические системы управления, сочетающие преимущества гидравлических и механических приводов [1, 2, 10, 11, 12].

Перспективным направлением дальнейшего совершенствования гидравлических приводов машин для животноводства наряду с применением средств мехатроники является применение гидроприводов, чувствительных к нагрузке. Их применение обеспечивает уменьшение потерь мощности в сравнении с гидроприводом постоянного расхода, так как контроль величины расхода рабочей жидкости в рабочих контурах автоматически корректируется в соответствии с величиной расходов в линии нагнетания при

отклонении давления нагрузки от заданных значений [2,3,4].

В настоящее время особенности гидропривода, чувствительного к нагружению, изучены недостаточно. Нерешенными остаются вопросы выбора уравнивающего перепада давления, возможности его уменьшения и изменения соответственно режиму работы гидропривода, что обеспечивает минимизацию потерь мощности по отношению к произведенной мощности, повышение коэффициента полезного действия системы управления гидроприводом [5,6].

Во многих случаях распределители специализированы в соответствии со структурой и особенностями режимов работы отдельных исполнительных гидродвигателей, что значительно снижает возможность их успешного применения в гидроприводах иного предназначения. Неизвестны технические решения по созданию гидропривода, чувствительного к нагрузке, для эксплуатации в составе машин для отделения дозированных порций консервированных кормов (силос, сенаж) и его транспортировки к месту кормления животных, хотя подобные решения для современных машин, предназначенных для кормопроизводства, актуальны.

### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью работы является разработка гидропривода, чувствительного к нагрузке, для обеспечения работы исполнительных органов механизма отделения консервированного корма блочно-порционного погрузчика. Для обеспечения энергоэкономного режима работы, уменьшения числа структурных элементов, поддержания рационального соотношения параметров режимов резания (поддачи ножевого механизма и скорости резания) поставленная задача решается путем моделирования работы разработанного гидропривода с последующим обоснованием рациональных значений параметров разработанного гидропривода.

### ИЗЛОЖЕНИЯ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Конструктивная схема блочно-порционного отделителя консервированных кормов показана на рисунке 1.

Резак отделителя состоит из вертикальной рамы 1, на нижнем брус 2 которой закреплены вилы 3, также на раме размещена П - образная рамка 4 с режущими ножами 5, вертикальное перемещение которой осуществляется с помощью гидроцилиндра 6 и поперечной тяги 9, а отделение консервированного корма от монолита в вертикальной плоскости осуществляется с помощью ножевого механизма с приводом от гидромотора 8. Блочно-порционный отделитель навешивается на

стрелу 7 фронтального погрузчика на базе трактора МТЗ-82 [7].

Механизм работает таким образом. При крайнем верхнем положении П - образной рамки 4 вилы 3 под напором трактора горизонтально погружаются в кормовую массу, фиксируя ее относительно механизма. После этого включается гидроцилиндр 6 и гидромотор 8. При вертикальном перемещении П - образной рамки по направляющих 10 сверху вниз отрезанная порция корма имеет форму параллелепипеда.

Для отделения следующей порции корма П - образная рамка возвращается в верхнее положение, осуществляя холостой ход, после чего процесс повторяется.

Для повышения эффективности использования механизма для блочно-порционного отделения консервированного корма, снижения расходов, при его функционировании, повышение производительности появилась необходимость в решении проблемы создания гидравлического привода подачи П - образной рамки блочно-порционного отделителя консервированных кормов, что позволит уменьшить скорость подачи при усложнении условий процесса резания.

Для решения поставленной задачи предложен гидравлический привод режущих рабочих органов блочно-порционного отделителя консервированных кормов, схема которого показана на рисунке 2.

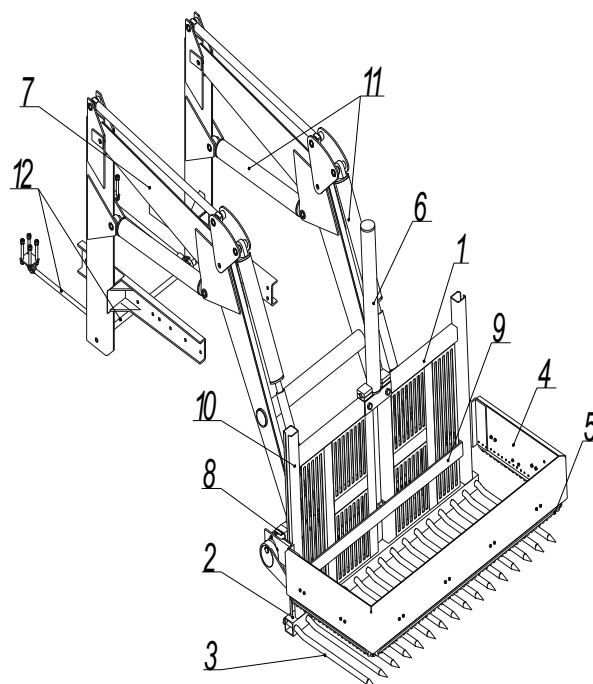


Рис. 1. Блочно-порционный отделитель консервированных кормов

1-рама блочно-порционного отделителя, 2-нижний брус, 3-вила, 4-П-образная рамка, 5 - режущие ножи, 6-гидроцилиндр, 7-стрела, 8 - гидромотор, 9 - поперечная тяга, 10-направляющие, 11-гидроцилиндры стрелы, 12-элементы крепления.

Fig.1. Block-portion out loading of canned forage  
 1- frame block-portion out loading, 2- lower squared beam, 3-twisted, 4-P-similar scope, 5-cuttings knives, 6-hydrocylinder, 7-strila, 8-hydromotor, 9- transversal traction, 10- sending, 11- hydrocylinder strila , 12- elementi fastening.

Разработанный гидропривод содержит гидравлический бак 1, предохранительный клапан 2, насос 3, золотниковый делитель потока 4 с гидролинией управления 15, напорные гидролинии 5 и 6, гидромотор 7 привода ножей режущего механизма, четырехлинейный трехпозиционный распределитель с электрогидравлическим управлением 8, гидроцилиндр 9 привода П – образной рамки, несущей режущей механизм, сливную гидролинию 10, фильтра 11, обратный клапан 12, регулируемые дроссели 13 и 16.

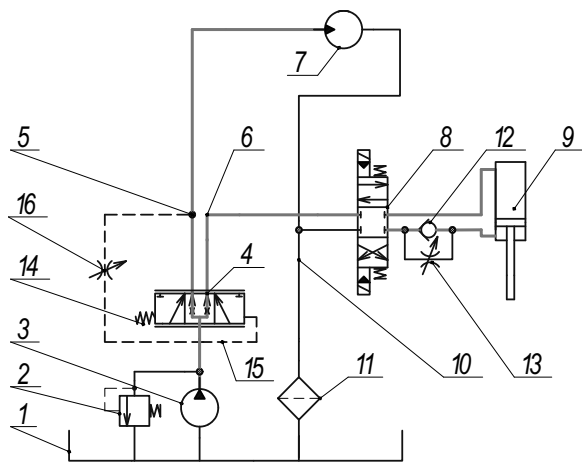


Рис.2. Гидравлический привод блочно-порционного отделителя консервированных кормов  
 1-гидробак, 2-предохранительный клапан, 3-гидронасос, 4-золотниковый делитель потока, 5,6-гидролинии напорные, 7-гидромотор, 8-четырёхлинейный трёхпозиционный распределитель с электрогидравлическим управлением, 9-гидроцилиндр, 10-сливная гидролиния, 11-фильтр, 12-обратный клапан, 13,16-регулируемые дроссели, 14-пружина, 15-гидролиния управления.

Fig.2. Hydraulic drive for block-portion out loading of canned forage  
 1- hydraulic tank, 2-safety valve, 3-hydraulic geat, 4-spool-type dililnik to a stream, 5-6-pressure head hydrolines, 7-hydromotor, 8-the chetirekhliniyny three-position distributor with electrohydraulic operate, 9-hydrocylinder, 10-drain hydroline, 11-oil, 12-backpressure valve, 13,16-regulate baffle, 14-spring, 15-operate hydroline.

Гидравлический привод блочно-порционного отделителя консервированного корма работает следующим образом. Рабочая жидкости от насоса 3 подается на вход делителя потоков 4. С выхода делителя потока рабочая жидкость по гидролинии 5 поступает на вход гидромотора 7 привода ножей

режущего механизма и приводит его во вращение. Одновременно по гидролинии 6 рабочая жидкость подается на вход распределителя 8. В начальном положении распределителя проход жидкости к гидроцилиндру 9 привода П-образной рамки закрыт. Для осуществления перемещения поршня гидроцилиндра 9 золотник распределителя 8 должен быть смещен в одно из крайних положений. При смещении золотника распределителя 8 вниз жидкость из напорной гидролинии 6 поступает в верхнюю поршневую полость цилиндра 9. Соответственно жидкость из нижней штоковой полости через гидравлическое устройство, включающее обратный клапан 12 и регулируемый дроссель 13, распределитель 8, гидролинию 10 и фильтр 11, отводится в бак 1. В данном случае осуществляется перемещения рабочей рамки, соответствующее отделению блока консервированного корма. Скорость подачи определяется расходом, подаваемым делителем потоков, а также сопротивлением сливу из штоковой полости гидроцилиндра 9, определяем открытием регулируемого дроссели 13. Обратный клапан 12 при этом прижат потоком к седлу и рабочую жидкость не пропускает.

При изменении величины сил, действующих на гидромотор 7 привода ножей режущего механизма, изменяется давление в напорной гидролинии 5. При увеличении сил резания, например, при резании промерзшего силоса, указанное давление растет, по гидролинии управления передается в полость под правым торцем золотника распределителя 4 и смещает его влево. При этом уменьшается открытие окна, через которое рабочая жидкость подводится в поршневую полость гидроцилиндра, в результате чего подача П-образной рамки уменьшается. Уменьшение подачи инструмента уменьшает режущее усилие, что позволяет увеличить скорость резания, определяемую частотой вращения гидромотора 7. Соответствующее повышения частоты вращения вала гидромотора происходит в результате смещения золотника распределителя 4 влево и дополнительного открытия при этом рабочего окна, соединяющего насос с гидромотором.

При смещении золотника распределителя 8 вверх рабочая жидкость, проходя через распределитель 4, поступает через обратный клапан 12 в штоковую полость гидроцилиндра 9. Поршень гидроцилиндра перемещается со скоростью отвода П-образной рамки, реализуя режим отвода режущего механизма. При этом в результате разгрузки режущего механизма давление в напорной гидролинии 5 уменьшается и, соответственно, уменьшается давление под правым торцем золотника распределителя 4, в результате чего под действием пружины 14 золотник перемещается вправо, уменьшая открытие окна, соединяющего насос с гидромотором 7. Расход жидкости в

гидролинии 5 уменьшается, соответственно уменьшается частота вращения вала гидромотора.

Одновременно с этим увеличивается открытие рабочего окна, соединяющего насос с гидроцилиндром, в результате чего скорость подъема П-образной рамки увеличивается и время отвода сокращается.

Исследование процессов работы предложенного гидропривода осуществлялось методом математического моделирования. Расчетная схема гидравлического привода показана на рисунке 3.

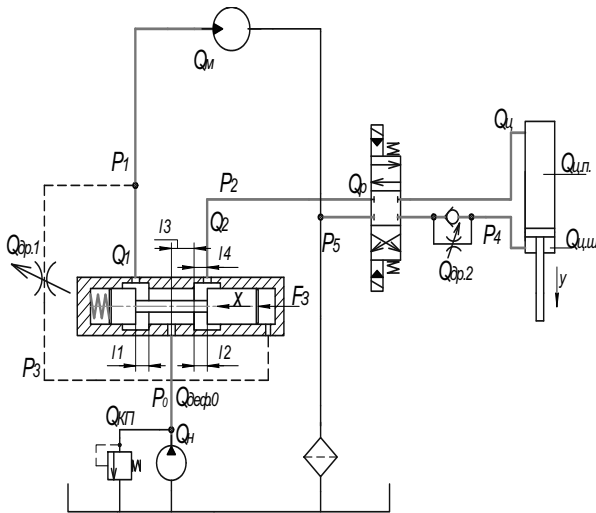


Рис.3. Расчетная схема гидравлического привода  
Fig.3.Settlement scheme of the hydraulic drive

При составлении математической модели приняты следующие допущения:

- габариты реальной гидросистемы позволяют считать длину гидролиний незначительной и рассматривать данный гидропривод как систему со сосредоточенными параметрами;
- течение жидкостей в зазорах соединений деталей гидроагрегатов и гидроаппаратуры носит ламинарный характер;
- течение жидкости через рабочие окна золотника носит турбулентный характер;
- ввиду относительно небольшой длины гидролиний, соединяющих элементы данного гидропривода, потерями давления в них и местных сопротивлених можно пренебречь;
- пульсация подачи насоса, обычно не превышающая 1-3%, с учетом высокой частоты вращения вала насоса не вызывает колебаний давления в гидросистеме.

Согласно схемы, показанной на рисунке 3, уравнение неразрывности потоков рабочей жидкости на входе распределителя 4 будет иметь вид

$$Q_n = Q_1 + Q_2 + Q_{к.п} + Q_{деф.0} + Q_{ут} \quad (1)$$

где  $Q_n$ -объемная подача насоса,  $Q_1$ -расход жидкости через рабочее окно золотника, соединяющее насос с входом гидромотора,  $Q_2$ -расход жидкости через

окно золотника, соединяющее насос со входом распределителя 8,  $Q_{к.п}$ - расход жидкости через предохранительный клапан,  $Q_{деф.0}$ -расход жидкости на компенсацию деформации полости, находящейся под давлением  $p_0$ .

Здесь

$$Q_1 = \mu \cdot f_1 \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{|p_0 - p_1|} \cdot \text{sign}(p_0 - p_1), \quad (2)$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода,  $f_1$ - площадь проходного сечения первого рабочего окна распределителя,  $f_1 = a(l_1 + x)$ ,  $a$ -ширина первого рабочего окна,  $l_1$ -начальное открытие первого рабочего окна,  $x$ -смещение золотника,  $\rho$  – плотность рабочей жидкости,  $p_0, p_1$ -соответственно давление на выходе насоса и на входе гидромотора.

$$Q_2 = \mu \cdot f_2 \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{|p_0 - p_2|} \cdot \text{sign}|p_0 - p_2|, \quad (3)$$

где  $f_2$ -площадь проходного сечения второго рабочего окна делителя потоков,  $f_2 = a(l_2 - x)$ ,  $l_2$ - начальное открытие второго рабочего окна делителя потоков, знак  $\text{sign}$  определяет направление потока рабочей жидкости в зависимости от величины давлений.

Расход жидкости через предохранительный клапан  $Q_{кп}$  определяется по формуле

$$Q_{кп} = \begin{cases} \mu \cdot f_{кп} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{|p_0|} \rightarrow p_0 > p_{наст.к.л.} \\ 0 \rightarrow p_0 \leq p_{наст.к.л.} \end{cases} \quad (4)$$

где  $f_{кп}$ - площадь проходного сечения рабочего окна предохранительного клапана,  $p_0$  – давление на выходе насоса в линии нагнетания,  $p_{наст.к.л.}$  – значение давления настройки предохранительного клапана.

Расход  $Q_{деф.0}$  – вызванный деформацией полостей, заполненных рабочей жидкостью, вследствие изменения давления, определяется зависимостью

$$Q_{деф.0} = K \cdot W_0 \cdot \frac{dp_0}{dt}, \quad (5)$$

где  $K$  – коэффициент податливости гидролиний и полостей данной гидросистемы,  $W_0$  – объем полости, соединяющей насос с делителем потока, находящейся под действием давления  $p_0$ .

Потери на утечки жидкости через зазоры в соединениях деталей гидроаппаратов и гидроагрегатов определяются как расход жидкости через плоскую щель с учетом следующих допущений:

- форма поверхностей, образующих канал вытекания, совершенна;
- шероховатость поверхностей во внимание не принимается;
- зазор симметричный.

В этом случае расход на утечки определяется зависимостью

$$Q_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}\dot{\alpha}.0} = \sigma_0 \cdot p_0, \quad (6)$$

где  $\sigma_0$  - коэффициент утечек рабочей жидкости из полостей, которые находятся под действием давления  $p_0$ .

Уравнение неразрывности потоков рабочей жидкости на входе гидромотора имеет вид

$$Q_1 = Q_i + Q_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}\dot{\alpha}1} + Q_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}\dot{\alpha}1} + Q_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}\dot{\alpha}1} + Q_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}\dot{\alpha}1}, \quad (7)$$

где  $Q_M$  - расход, потребляемый гидромотором,  $Q_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}\dot{\alpha}1}$  - расход жидкости через дроссель 16 (рисунок 2),  $Q_{yml}$  - расход жидкости на утечки,  $Q_{nep1}$  - расход жидкости на перетечки между полостями гидромотора,  $Q_{def1}$  - расход, компенсирующий деформацию полостей, заполненных рабочей жидкостью, под действием давления  $p_1$ .

Расход  $Q_M$ , потребляемый гидромотором, определяется формулой

$$Q_i = q_i \cdot \omega_i, \quad (8)$$

где  $q_m$  - характерный объем гидромотора,  $\omega_m$  - угловая скорость вращения вала гидромотора.

Расход через дроссель, установленный между входом гидромотора и правой подторцевой полостью делителя потока, определяется зависимостью

$$Q_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}\dot{\alpha}1} = \mu \cdot f_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}\dot{\alpha}1} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{|p_1 - p_3|} \cdot \text{sign}(p_1 - p_3), \quad (9)$$

где  $f_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}\dot{\alpha}1}$  - площадь проходного сечения рабочего окна дросселя,  $p_3$  - давление на выходе дросселя.

Потери расхода на утечки в данном случае определяются формулой

$$Q_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}\dot{\alpha}} = \sigma_1 \cdot p_1, \quad (10)$$

где  $\sigma_1$  - коэффициент утечек жидкости из полостей гидросистемы, находящихся под давлением  $p_1$ .

Расход перетечек жидкости между полостями гидромотора с учетом принятых допущений определяется зависимостью

$$Q_{nep1} = \sigma_{1,2} \cdot p_1, \quad (11)$$

где  $\sigma_{1,2}$  - коэффициент перетечек рабочей жидкости из полости гидромотора высокого давления, находящейся под действием давления  $p_1$ , в полость низкого давления, находящейся под действием низкого давления  $p_{cl}$ , равного давлению в сливной гидролинии ( $p_{cl} \approx 0$ ).

Расход, компенсирующий деформацию полостей под действием давления  $p_1$ , определяется зависимостью

$$Q_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}\dot{\alpha}1} = K \cdot W_1 \cdot \frac{dp_1}{dt}, \quad (12)$$

где  $W_1$  - объем полости, находящейся под давлением  $p_1$ .

Уравнение неразрывности потоков в линии управления золотником распределителя имеет вид

$$Q_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}\dot{\alpha}1} = Q_{зол} + Q_{def3} - Q_{nep2,3}, \quad (13)$$

где  $Q_{зол}$  - расход, связанный с перемещением золотника,  $Q_{def3}$  - расход, компенсирующий деформацию полостей, заполненных рабочей

жидкостью, под действием давления  $p_3$ ,  $Q_{nep1,3}$  - расход перетечек жидкости между полостями, находящимися под действием давлений  $p_2$  и  $p_3$ .

Соответственно

$$Q_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}\dot{\alpha}} = S_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}\dot{\alpha}} \cdot \frac{d\delta}{dt}, \quad (14)$$

$$Q_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}\dot{\alpha}3} = K \cdot W_3 \cdot \frac{dp_3}{dt}, \quad (15)$$

$$Q_{nep2,3} = \sigma_{2,3} \cdot (p_2 - p_3), \quad (16)$$

где  $S_{зол}$  - площадь торца золотника делителя потоков,  $dx/dt$  - скорость перемещения золотника,  $x$  - координата положения золотника,  $W_3$  - объем полости, находящейся под действием давления  $p_3$ ,  $G_{2,3}$  - коэффициент перетечек между полостями, находящимися под действием давлений  $p_2$  и  $p_3$  соответственно.

Вид уравнения неразрывности потоков в гидролинии, соединяющей делитель потоков с гидроцилиндром привода П-образной рамки, определяется положением распределителя 8 (рисунок 2). При перемещении золотника распределителя в нижнее положение уравнение неразрывности имеет следующий вид.

$$Q_2 = Q_{u,n} + Q_{nep,u} + Q_{vum,u} + Q_{def2}, \quad (17)$$

где  $Q_{u,n}$  - расход жидкости, затрачиваемый на перемещение поршня гидроцилиндра,  $Q_{nep,u}$  - расход перетечек жидкости между полостями гидроцилиндра, находящимися под действием давлений  $p_2$  и  $p_4$  соответственно,  $Q_{vum,u}$  - утечки рабочей жидкости из полости, находящейся под действием давления  $p_2$ ,  $Q_{def,2}$  - расход, компенсирующий деформацию полостей, находящихся под действием давления  $p_2$ .

Слагаемые уравнение (17) определяются следующими зависимостями

$$Q_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}\dot{\alpha}} = S_{i1} \cdot \frac{d\delta}{dt}, \quad (18)$$

$$Q_{nep,u} = \sigma_{nep,u} \cdot (p_2 - p_4), \quad (19)$$

$$Q_{vum,u} = \sigma_u \cdot p_2, \quad (20)$$

$$Q_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}\dot{\alpha}2} = K \cdot W_2 \cdot \frac{dp_2}{dt}, \quad (21)$$

где  $S_{n1}$  - эффективная площадь поршня гидроцилиндра в поршневой полости,  $y$  - координата текущего положения поршня гидроцилиндра,  $dy/dt$  - скорость перемещения поршня гидроцилиндра,  $\sigma_{nep,u}$  - коэффициент перетечек рабочей жидкости между полостями гидроцилиндра,  $p_2$  - давление в поршневой полости гидроцилиндра,  $p_4$  - давление в штоковой полости гидроцилиндра,  $\sigma_u$  - коэффициент утечек из полостей гидроцилиндра,  $W_2$  - объем полостей, находящихся под действием давления  $p_2$ .

Уравнение неразрывности потоков на выходе штоковой полости гидроцилиндра в данном случае имеет следующий вид.

$$Q_{\dot{\sigma},\sigma} + Q_{\dot{\sigma}\dot{\sigma},\dot{\sigma}} = Q_{\dot{\sigma}\dot{\sigma}2} + Q_{\dot{\sigma}\dot{\sigma}\dot{\sigma}4} + Q_{\dot{\sigma}\dot{\sigma}\dot{\sigma},\dot{\sigma}\dot{\sigma}}, \quad (22)$$

где  $Q_{\dot{\sigma},\sigma}$ -расход жидкости, вытесняемой из штоковой полости при перемещении поршня гидроцилиндра,  $Q_{\dot{\sigma}\dot{\sigma}2}$ -расход жидкости через регулируемый дроссель 13 (рисунок 2),  $Q_{\dot{\sigma}\dot{\sigma}\dot{\sigma},\dot{\sigma}\dot{\sigma}}$ -расход, компенсирующий деформацию полостей, находящихся под действием давления  $p_4$ .

Соответственно

$$Q_{\dot{\sigma},\sigma} = S_{i2} \cdot \frac{d\sigma}{dt}, \quad (23)$$

$$Q_{\dot{\sigma}\dot{\sigma}2} = \mu \cdot f_{\dot{\sigma}\dot{\sigma}2} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{|p_4 - p_5|} \cdot \text{sign}(p_4 - p_5), \quad (24)$$

$$Q_{\dot{\sigma}\dot{\sigma}\dot{\sigma}4} = K \cdot W_4 \cdot \frac{dp_4}{dt}, \quad (25)$$

$$Q_{\dot{\sigma}\dot{\sigma}\dot{\sigma},\dot{\sigma}\dot{\sigma}} = \sigma_{\text{ут}} \cdot p_4, \quad (26)$$

где  $S_{i2}$ -эффективная площадь поршня гидроцилиндра в штоковой полости,  $f_{\dot{\sigma}\dot{\sigma}2}$  - площадь рабочего окна регулируемого дросселя,  $p_5$ -давление в сливной гидролинии,  $W_4$ -объем полостей, находящихся под действием давления  $p_4$ ,  $\sigma_{\text{ут}}$ - коэффициент утечек рабочей жидкости из штоковой полости.

При переключении распределителя, соединяющего гидроцилиндр и делитель потоков, когда согласно рисунку 3 золотник распределителя перемещается в верхнее положение, происходит быстрый отвод ножевого механизма вместе с П-образной рамкой. Соответственно изменяется характер расходов для каждой из полостей гидроцилиндра.

Тогда уравнение неразрывности потоков для штоковой полости приобретает вид

$$Q_2 = Q_{\dot{\sigma},\text{ш}} + Q_{\text{пер},\text{ш}} + Q_{\text{внт},\text{ш}} + Q_{\text{деф}4}. \quad (27)$$

Соответственно уравнение неразрывности потоков для поршневой полости в данном случае теряет практический смысл, указанная полость соединяемая со сливной гидролинией, давление  $p_5$  в которой незначительно и практически постоянно.

При этом

$$Q_{\dot{\sigma},\sigma} = -S_{i2} \cdot \frac{d\sigma}{dt}, \quad (28)$$

$$Q_{\text{пер},\text{ш}} = \sigma_{\text{пер}} \cdot (p_2 - p_5), \quad (29)$$

$$Q_{\text{внт},\text{ш}} = \sigma_{\text{ш}} \cdot p_2, \quad (30)$$

$$Q_{\dot{\sigma}\dot{\sigma}\dot{\sigma}3} = K \cdot W_4 \cdot \frac{dp_2}{dt}. \quad (31)$$

Знак минус в выражении (28) учитывает изменение направления перемещения поршня гидроцилиндра.

Перемещение золотника делителя потока и поршня гидроцилиндра происходит под действием сил, связанных с выполнением заданной программы

работы, а также сил сопротивления выполняемому перемещению.

Уравнение сил, действующих на золотник делителя потоков, для данной гидросистемы имеет вид

$$F_{\zeta} = F_{i\dot{\sigma}} + F_{\dot{\sigma}i} + F_{\dot{\sigma}\dot{\sigma}} + (F_{\dot{\sigma}\dot{\sigma}2} - F_{\dot{\sigma}\dot{\sigma}1}), \quad (32)$$

где  $F_{\zeta}$ -сила, действующая на правый торец золотника, определяемая величиной давления  $p_3$ ,  $F_{np}$ -сила сопротивления перемещению золотника, создаваемая пружиной,  $F_{ин}$ -сила инерции золотника,  $F_{тр}$ -сила трения, возникающая при движении золотника,  $F_{\dot{\sigma}\dot{\sigma}1}$ -гидродинамическая сила на первой (левой на рисунке 3) рабочей кромке золотника,  $F_{\dot{\sigma}\dot{\sigma}2}$ -гидродинамическая сила на второй (правой) рабочей кромке золотника.

Сила, действующая на торец золотника

$$F_{\zeta} = S_3 \cdot p_3, \quad (33)$$

где  $S_3$ -площадь торца золотника.

Сила инерции золотника

$$F_{\dot{\sigma}i} = m_3 \cdot \frac{d^2x}{dt^2}, \quad (34)$$

где  $m_3$ -масса золотника.

$$F_{i\dot{\sigma}} = \tilde{n} \cdot \dot{\sigma}, \quad (35)$$

где  $c$ -коэффициент жесткости пружины,  $x$  - перемещение золотника.

Гидравлическая сила согласно [8,9] может быть определена по формуле

$$F_{\dot{\sigma}\dot{\sigma}} = 2 \cdot \tilde{n}_{\dot{\sigma}\dot{\sigma}i} \cdot \dot{\sigma} + \hat{E}_{\dot{\sigma}\dot{\sigma}i} \frac{dx}{dt}, i = 1, 2 \quad (36)$$

$$\tilde{n}_{\dot{\sigma}\dot{\sigma}1} = \mu \cdot \dot{\sigma} \cdot (p_0 - p_1) \cdot \cos \theta_i,$$

$$\tilde{n}_{\dot{\sigma}\dot{\sigma}2} = \mu \cdot \dot{\sigma} \cdot (p_0 - p_2) \cdot \cos \theta_i,$$

$$\hat{E}_{\dot{\sigma}\dot{\sigma}1} = \tilde{n} \cdot (l_3 - l_4) \cdot \mu \cdot a \sqrt{p_0 - p_1},$$

$$\hat{E}_{\dot{\sigma}\dot{\sigma}2} = \tilde{n} \cdot (l_3 - l_4) \cdot \mu \cdot a \sqrt{p_0 - p_2},$$

где  $\theta_n$ -угол наклона вектора скорости потока рабочей жидкости к оси золотника, принято рекомендуемое значение  $\theta_n=69^\circ$ ,  $l_3$ - расстояние между осью отверстия подвода рабочей жидкости и кромкой выточки в корпусе,  $l_4$ - расстояние между кромкой выточки и осью отверстия выхода рабочей жидкости.

При условии, что при движении золотника трущиеся поверхности разделены рабочей жидкостью, сила трения будет иметь жидкостный характер и определяется выражением

$$F_{\dot{\sigma}\dot{\sigma}} = \beta \cdot \frac{dx}{dt}, \quad (37)$$

где  $\beta$ -коэффициент жидкостного трения

Силы, определяющие режим движения гидроцилиндра привода П – образной рамки, составляют следующее уравнение равновесия.

$$F_{\dot{\sigma}\dot{\sigma}} = G_{i\dot{\sigma}} + F_{\dot{\sigma}i,\dot{\sigma}\dot{\sigma}} + F_{\dot{\sigma}\dot{\sigma},\dot{\sigma}\dot{\sigma}}, \quad (38)$$

где  $F_{zч}$  – сила, развиваемая гидроцилиндром,  $F_{ин,zч}$ -приведенная сила инерции к штоку гидроцилиндра,  $F_{тр,zч}$ -сила трения,  $G_{мп}$ -вес подвижных элементов, приведенных к штоку гидроцилиндра.

Здесь

$$F_{\ddot{a}\ddot{o}} = s_{i1} \cdot p_1 - S_{i2} \cdot p_2, \quad (39)$$

$$F_{\dot{e}i \cdot o} = m_{i\ddot{o}} \cdot \frac{d^2 y}{dt^2}, \quad (40)$$

$$F_{mp \cdot \ddot{a}\ddot{o}} = \beta_{\ddot{a}\ddot{o}} \cdot \frac{dy}{dt}, \quad (41)$$

где  $m_{мп}$ - масса подвижных частей, приведенная к штоку гидроцилиндра,  $\beta_{zч}$ -коэффициент жидкостного трения между трущимися поверхностями гидроцилиндра.

Система уравнений (1) - (41) описывает основные закономерности, определяющие работу гидропривода рабочих органов отделителя консервированных кормов. Составленные уравнения позволяют проанализировать работу рассматриваемого гидропривода в двух рабочих режимах, выбор которых осуществляется с помощью электрогидравлического распределителя, установленного на входе исполнительного гидроцилиндра.

Уравнения (1)-(26), (32)-(41) описывают процессы при движении поршня гидроцилиндра вниз и выполнением, таким образом, рабочей операции по отделению порции консервированного корма от основного массива.

Уравнения (1)-(16), (27)-(41) описывает движение исполнительных элементов при отводе П-образной рамки с режущим механизмом.

Следует отметить, что рассматриваемые процессы не взаимосвязаны, структурно описываются отличающимися уравнений, поэтому дальнейший их анализ проводился отдельно.

Составленную математическую модель отличает высокий порядок производных-шестнадцатый, а также наличие ряда нелинейных зависимостей, определяющих зависимости расхода через дроселирующие окна. В связи с этим наиболее рациональным является численное решение данной системы дифференциальных уравнений с использованием программного продукта MathCad.

На начальной стадии исследования разработанного гидропривода проведено моделирование работы в двух указанных выше режимах при следующих значениях его параметров:  $Q_{нн}=2,38 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$ ;  $a=5 \text{ мм}$ ;  $l_1=0,2 \text{ мм}$ ;  $\mu=0,65$ ;  $p_0=10,0 \text{ МПа}$ ;  $G=20 \text{ м}^5/\text{Н} \cdot \text{с}$ ;  $\rho=850 \text{ кг}/\text{м}^3$ ;  $K=0,6 \cdot 10^{-9} \text{ м}^2/\text{Н}$ ;  $d_3=20 \text{ мм}=2 \cdot 10^{-2} \text{ м}$ ;  $m=150 \text{ кг}$ ;  $\beta=2,5 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{с}$ ;  $D_{ц}=63 \text{ мм}$ ;  $W_1=W_2=400 \text{ см}^3$ ;  $W_4=300 \text{ см}^3$ .

Полученные решения свидетельствуют об устойчивом характере работы гидравлического привода в каждом из двух указанных режимов.

Быстродействие гидропривода блочно-порционного отделителя, определяемое временем переходного процесса ( $t_{пер}=0,85 \text{ с}$ ), удовлетворяет требованиям к приводам сельскохозяйственных машин. Колебательность переходного процесса не превысила 25% по перерегулированию при числе колебаний за время переходного процесса равном двум, что также не противоречит требованиям.

## ВЫВОДЫ

Моделирование работы предложенного гидропривода блочно-порционного отделителя консервированных кормов позволяет провести обстоятельный анализ работы в каждом из установленных технологических режимов: перемещении П-образной рамки при отрезании заданной порции корма, а также ее быстром отводе по завершению операции. Предложенная математическая модель использует экспериментально проверенные характеристики элементов гидропривода, а также позволяет использовать полученные экспериментально характеристики резания консервированных кормов, определение которых проводилось при различных климатических условиях для различных кормовых культур.

Предварительные результаты моделирования работы блочно-порционного отделителя свидетельствуют об удовлетворительном качестве его динамических характеристик. Дальнейшие исследования имеют целью выявить рациональные значения параметров гидропривода блочно-порционного отделителя консервированных кормов, позволяющие обеспечить возможность его применения в условиях изменения характеристик консервированных кормов, а также возможности согласования с характеристиками применяемых энергетических средств.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Кравчук В., Горбатов В., 2009.: Методика визначення перевитрат палива при зміні технічного стану гідроприводів сільськогосподарських машин. // MOTROL. – № 11А, 138–145.
2. Ratushna N., Mahmudov I., Kokhno A., 2007.: Методичні підходи до створення нової сільськогосподарської техніки у відповідності з вимогами ринку наукоємної продукції. // MOTROL. – № 9А, 119–123.
3. Бондарь В., 2003.: Система Load-Sensing в сельскохозяйственной технике. //Вибрации в технике и технологиях. – №4(30), 19–25.
4. Loveykin V., Dudchenko I., 2007.: Інтенсифікація процесу завантаження напірних грейферів у машинах сільськогосподарського призначення // MOTROL. –№ 9А, 32–37.

5. Козлов Л., Крещенський Л., Петров О., 2007.: Оптимізація конструктивних параметрів гідророзподільника для гідроприводів, чутливих до навантаження, мобільних робочих машин // Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. – №36, 74–76.
6. Козлов Л., Гайдамак О., Петров О., Брейнер В., 2008.: Вплив величин керуючих перепадів на динамічні характеристики гідроприводу, чутливого до навантаження //Промислова гідравліка і пневматика. – №2(20), 69-72.
7. Иванов М., Шаргородський С., Руткевич В., 2013.: Підвищення експлуатаційної ефективності блочно-порційного вивантажувача консервованих кормів шляхом гідрофікації привода робочих органів //Промислова гідравліка і пневматика. – №1(39), 89 -92.
8. Попов Д., 1987.: Динамика и регулирование гидро-и пневмосистем. – М.: Машиностроение. – 464.
9. Захаров Ю., Баранов В., Шамло И., 1962.: Определение коэффициента расхода и гидродинамической силы на золотниках гидравлических сервомеханизмов. // Станки и инструменты. –№6, 49-51
10. Мефоков И., 2000.: Расчет производительности погрузчика на выемке консервированных кормов блоками // Совершенствование рабочих процессов и обоснование параметров машин для сельскохозяйственного производства. Сб. науч. работ. Саратов. гос. агр. ун-т им Н.И. Вавилова.9–12.
11. Мефоков И., 2000.: Особенности определения цикла погрузчика при блочной выемки консервированного корма// Совершенствование рабочих процессов и обоснование параметров машин для сельскохозяйственного производства. Сб. науч. работ. Саратов. гос. агр. ун-т им Н.И. Вавилова.13–19.
12. Красников В., Дубинин В., Харченко В., Воробьев И., 1978.: Пути повышения эффективности грейферных погрузчиков //Механизация и электрификация сельского хозяйства. – №12. 28–2
13. 9.

#### MATHEMATICAL MODEL OF GIDROPRIVODA OF BLOCK-PORCION OUT OF THE CANNED FORAGE

**Summary.** The questions of design of dynamic processes, flowings in the difficult gidro-mechanical subsystem of mechanism for block-portion out loading carte separator of the canned forage are examined. The princip of operation of loading device for block-portion out loading of canned forage out of pit storage is described. The hydraulic drive of mechanism for block-portion out loading carte separator which allows to coordinate work of drive of knife mechanism with his serve is described. The mathematical model of gidroprivoda of separator and results of his research is resulted.

**Key words:** hydraulic drive, design, automatic control, block-portion out loading, canned forage, working organ.