

УДК 62-82: 631.354

**А. Н. Тюрин**, доктор технических наук, профессор,

**М. Ж. Байғұтты**, магистрант, гр. МАТТҒ-12

Западно-Казахстанский аграрно-технический университет им. Жангир хана, г.Уральск, РК

## **ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ПРИВОД ВАЛКОВОЙ ЖАТКИ**

### **Аннотация**

В данной статье рассматривается возможность решения одной из проблем сельского хозяйства – раздельной уборки зерновых культур валковыми жатками. Разработана конструкция сельскохозяйственного агрегата, состоящего из колесного трактора и валковой жатки с гидроприводом, позволяющим повысить эффективность использования валковых жаток и тракторного парка крестьянского хозяйства, а также проведен расчет основных элементов гидропривода.

***Ключевые слова:** валковые жатки, гидропривод, крестьянские хозяйства.*

На кафедре «Механизированные технологии и землеустройство» проводятся исследования по совершенствованию рабочих органов сельскохозяйственных машин и агрегатов.

На сегодняшний день существует проблема, что большинство малых крестьянских хозяйств не имеет финансовых возможностей обновить свой парк агрегатов и спецтехники, используемых на сельскохозяйственных работах в том числе и комбайны, которые используются в 65% крестьянских хозяйств. Многие комбайны являются неработоспособными и создают проблемы многим крестьянским хозяйствам при уборке зерновых культур на свал при раздельной уборке.

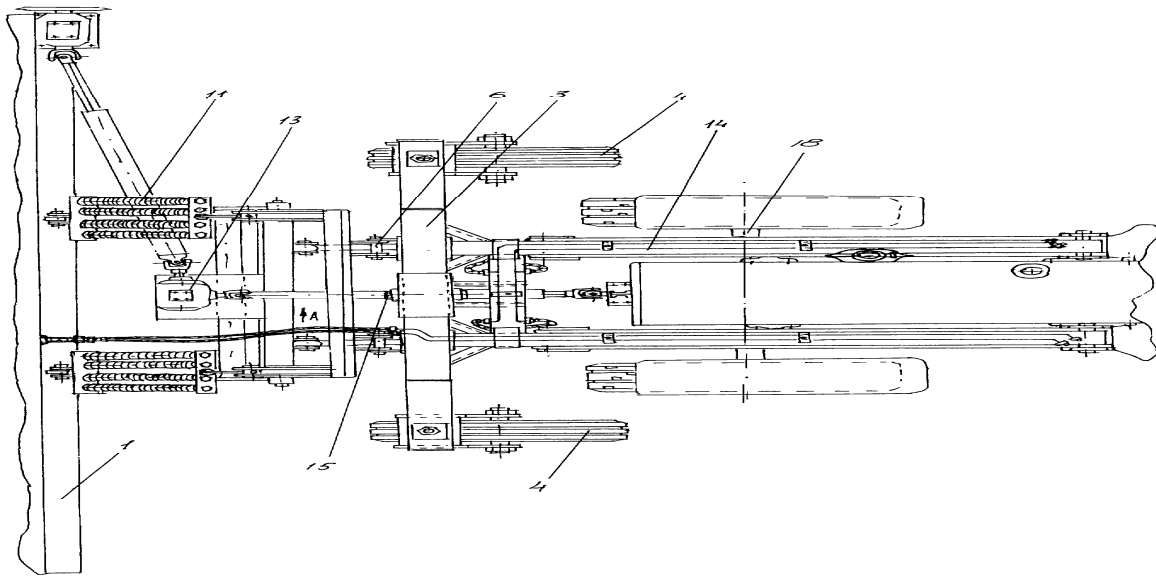
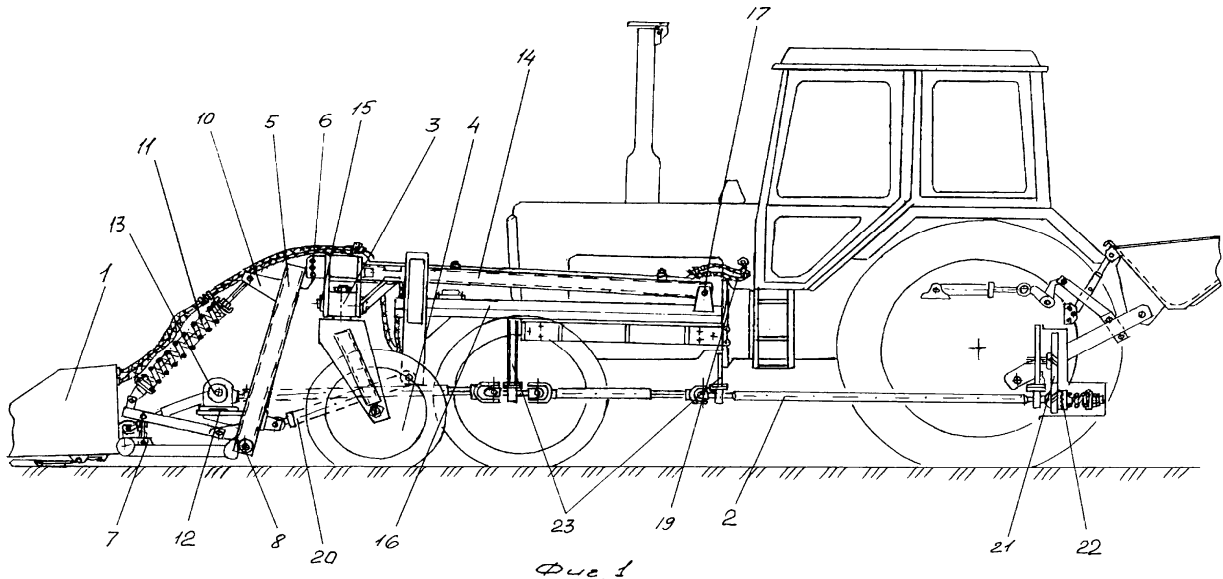
Конструкция существующих сельскохозяйственных агрегатов, состоящих из трактора и валковой жатки, предусматривает привод рабочих органов валковой жатки от ВОМа трактора через карданные передачи и редуктор (рисунок 1). Однако данная конструкция имеет ряд недостатков, и в частности является достаточно сложной с точки зрения кинематики и безопасности эксплуатации [1].

В связи с этим нами разрабатывается конструкция сельскохозяйственного агрегата, состоящего из колесного трактора и одной из жаток, предназначенных для раздельной уборки зерновых. Конструкция данного сельскохозяйственного агрегата предусматривает привод рабочих органов валковой жатки от ВОМа трактора через отдельно разработанную гидравлическую систему привода жатки, что значительно повысит эффективность работы жатки и позволит высвободить значительное количество комбайнов для использования их при прямом комбайнировании или на подборе, при этом более рационально используется парк колесных тракторов (рисунок 2) [2].

К основным преимуществам гидропривода относятся:

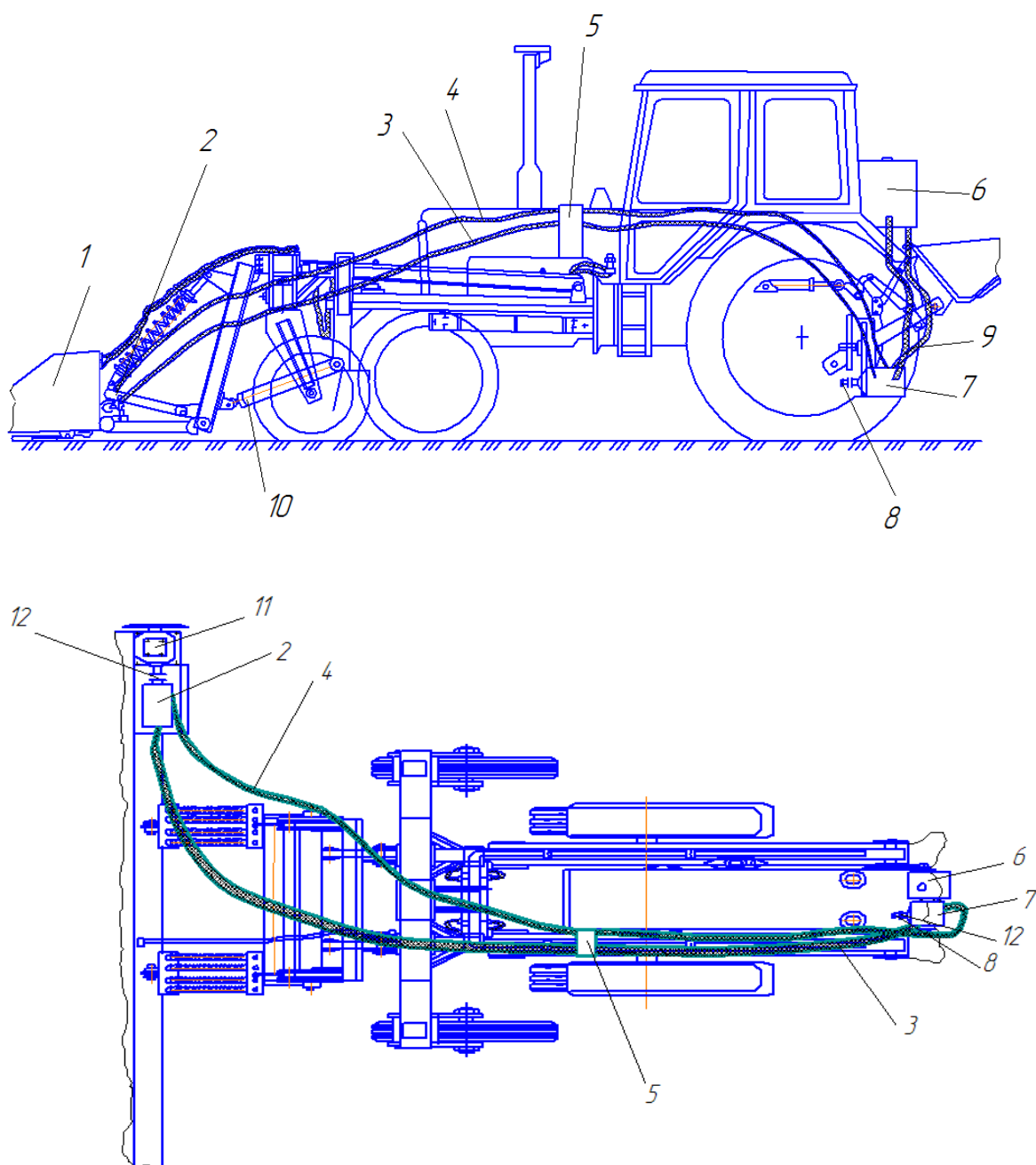
- возможность универсального преобразования механической характеристики приводного двигателя в соответствии с требованиями нагрузки;
- простота управления и автоматизации;
- простота предохранения приводного двигателя и исполнительных органов машин от перегрузок; например, если усилие на штоке гидроцилиндра становится слишком большим (такое возможно, в частности, когда шток, соединённый с рабочим органом, встречает препятствие на своём пути), то давление в гидросистеме достигает больших значений — тогда срабатывает предохранительный клапан в гидросистеме, и после этого жидкость идёт на слив в бак, и давление уменьшается;
- надёжность эксплуатации;
- широкий диапазон бесступенчатого регулирования скорости выходного звена; например, диапазон регулирования частоты вращения гидромотора может составлять от 2500 об/мин до 30-40 об/мин, а в некоторых случаях, у гидромоторов специального исполнения, доходит до 1-4 об/мин, что для электромоторов трудно реализуемо;

- большая передаваемая мощность на единицу массы привода; в частности, масса гидравлических машин примерно в 10-15 раз меньше массы электрических машин такой же мощности;
- самосмазываемость трущихся поверхностей при применении минеральных и синтетических масел в качестве рабочих жидкостей; нужно отметить, что при техническом обслуживании, например, мобильных строительно-дорожных машин на смазку уходит до 50% всего времени обслуживания машины, поэтому самосмазываемость гидропривода является серьёзным преимуществом;
- возможность получения больших сил и мощностей при малых размерах и весе передаточного механизма;
- простота осуществления различных видов движения – поступательного, вращательного, поворотного.



- 1- Жатка навесная; 2- основной привод; 3- поперечная балка; 4- опорные колеса; 5- навесная рама; 6- шарнир; 7-кронштейны; 8- упорные ролики; 9 – шарнир; 10- кронштейны; 11- пружины растяжения; 12-опорная площадка; 13-угловой редуктор; 14-полурама; 15-шарнир; 16-лонжерон; 17- шарнир; 18- передний мост; 19- рукова высокого давления; 20- гидроцилиндр; 21- зубчатая передача; 22- муфта; 23- промежуточные стойки

Рисунок 1 – Схема механического привода жатки



1-валковая жатка; 2 - гидромотор; 3 - входная трубопровод; 4 - выходная трубопровод; 5 - гидрораспределитель; 6- масляный бак; 7- гидронасос; 8- ВОМ трактора; 9- трубопровод, соединяющий масляный бак и насос; 10 – гидроцилиндр; 11 - редуктор валковой жатки; 12- соединительная крестообразная муфта

Рисунок 2 – Схема гидравлического привода жатки

Для осуществления привода жатки необходимо обеспечить крутящий момент на выходном вале редуктора 160 Н·м и число оборотов, равный 540 об/мин.

#### Выбор гидромоторов

Определяем мощность на рабочем органе:

$$N_p = M_c \times \omega = M_c \times \pi \times n / 30 = 458 \cdot 3,14 \cdot 600 / 30 = 28,8 \text{ кВт}, \quad (1)$$

где  $M_c$  – заданные крутящие моменты на валу гидромотора, Н·м.

Считаем, что гидромотор с рабочим органом будет соединен через редуктор. Тогда требуемая мощность гидромотора равна

$$N_{M.ТР} = N_P / \eta_H = 28,8/0,9=32 \text{ кВт}; \quad (2)$$

По найденному значению  $N_{M.ТР}$  из [1,3,4] выбираем наиболее близкие по мощности гидромоторы, например, нерегулируемые аксиально-поршневой гидромотор типа 210.20 и аксиально-поршневой гидромотор типа 210.25. Из таблицы [3] выпишем основные технические показатели этих гидромоторов:

ГМШ100–3

- рабочий объем 100 см<sup>3</sup>
- частота вращения номинальная 25 с<sup>-1</sup>
- минимальная 8,33 с<sup>-1</sup>
- номинальный расход 175,5 л/мин
- номинальный крутящий момент 213,83 Н·м
- номинальная эффективная мощность 32,9 кВт
- гидромеханический КПД 0,85
- полный КПД 0,9
- тонкость фильтрации 25 мкм

Момент на валах гидромоторов

$$M_M = V_0 \times \Delta p_M \times \eta_{ГМ} / (2 \times \pi) = 100 \cdot 10^{-6} \cdot 16.5 \cdot 10^6 \cdot 0,87 / (2 \cdot 3,14) = 228.58 \text{ Н·м}; \quad (3)$$

Передаточное число редуктора:

$$u_P = M_C / (M_M \times \eta_P) = 458 / (228.58 \cdot 0,98) = 2.04; \quad (4)$$

При определении передаточного числа КПД редуктора принят равным 0,98, так как

$$M_C / M_M = 458 / 228.58 = 2.003; \quad (5)$$

Так как  $2.003 < 8$ , то редуктор одинарный (имеет одну пару зацепления,  $\eta_P = \eta_{1n}^z = 0,98$ ).

Частота вращения вала гидромоторов

$$n_M = n \times u_P = 600 \cdot 2.003 = 1224 \text{ об/мин} = 20.4 \text{ об/с}; \quad (6)$$

Действительный расход рабочей жидкости через гидромоторы:

$$Q_M = V \times n_M / n_{O.M} = 100 \cdot 10^{-6} \cdot 19.64 / 0,8 = 2.5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}; \quad (7)$$

Примем объемные КПД устройств, установленных между насосом и гидромотором, равными 1. Значит действительный расход рабочей жидкости в напорной линии насоса, необходимый для питания гидромоторов, равен  $2.5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ .

#### Выбор гидронасоса

В связи с тем, что гидроцилиндр и гидромотор одновременно не работают (что видно из циклограммы рабочего процесса), подача насоса при работе гидроцилиндра должна быть  $0,402 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ , а при работе гидромотора  $-1,454 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ .

Для обеспечения указанных подач целесообразно использовать регулируемый насос, например аксиально-поршневой насос типа 207.32 [3]. Основные характеристики этого насоса следующие:

- номинальная подача 205.2 л/мин ( $3.42 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ )
- номинальное давление на выходе 20 МПа
- КПД на номинальном режиме: полный – 0,91,
- номинальная тонкость фильтрации 40 мкм

Насос подходит по номинальному давлению, так как принятое номинальное давление в системе равно номинальному давлению насоса. Диапазон изменения подачи выбранного насоса охватывает требуемые значения, необходимые для питания цилиндра и моторов.

#### Выбор гидрораспределителей

Проектируемая схема содержит два контура управления. В одном контуре установлен гидромотор, а в втором – гидроцилиндр. В схеме реализована параллельная схема управления. В нейтральной позиции распределителей предусматривается разгрузка насоса. Для управления двумя контурами необходимо, чтобы распределитель имел два золотника. В корпусе

распределителя устанавливается также предохранительный клапан. Конструктивное исполнение распределителя может быть секционным или моноблочным. Установим в проектируемую систему секционный распределитель, содержащий пять секций. Обозначение и характеристики секций следующие: 20-напорная с обратным клапаном и предохранительным клапаном прямого действия; 01-рабочая трехпозиционная с двумя запертыми отводами 05-рабочая трехпозиционная с двумя запертыми отводами, с блоком предохранительных клапанов (используем для управления гидроцилиндром); 30-сливная.

Обозначение гидрораспределителя: P25 25–20–01–01–05–30. Потери давления на распределителе: при управлении гидромотором  $\Delta p_{P.M.} = 0,4$  МПа, а при управлении гидроцилиндром  $\Delta p_{Ц} = 0,1$  МПа.

#### **Выбор гидрозамка**

В линию управления поршневой полостью цилиндра установлен односторонний гидрозамок типа 541.12 [4]:

условный проход 12 мм,  
номинальный расход  $1,05 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/с,  
номинальное давление 25 МПа.

#### **Выбор гидробака**

Требуемая максимальная подача насоса составляет  $2,5 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>/с = 150 дм<sup>3</sup>/мин. Объем гидробака должен составлять не менее одной трети минутной подачи насоса, то есть  $V_{НОМ} = 0,3 \cdot 150 = 45$  дм<sup>3</sup>. С учетом требований ГОСТ 16770–71 округляем полученное значение объема бака и принимаем номинальную вместимость гидробака  $V_{НОМ} = 60$  дм<sup>3</sup>. Бак заполняется рабочей жидкостью на  $0,8 \cdot V_{НОМ}$ , то есть объем масла в баке  $V_M = 0,8 \cdot 60 = 48$  дм<sup>3</sup>.

#### **Выбор фильтра**

Наиболее дорогостоящими устройствами проектируемой схемы являются гидромотор и гидронасос. Заводы-изготовители этих устройств рекомендуют обеспечить тонкость фильтрации, равную 40 мкм. Установим в проектируемой системе полнопоточный фильтр на сливе рабочей жидкости [3]. Обозначение фильтра 1.1.32–25 (ОСТ 22–883–75). Технические характеристики фильтра:

$$D_y = 32 \text{ мм,}$$

$$Q_{НОМ} = 100 \text{ дм}^3/\text{мин,}$$

$$\delta = 25 \text{ мкм,}$$

$$p_{НОМ} = 0,63 \text{ МПа,}$$

$$\text{потеря давления } \Delta p_M = 0,06 \text{ МПа.}$$

Учитывая, что при работе гидромотора через фильтр будет проходить наибольший расход, равный 150 дм<sup>3</sup>/мин, потеря давления на фильтре составит  $\Delta p_\phi = 150 \cdot 0,06 / 100 = 0,09$  МПа.

### **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1 Патент 2208927 РФ, Жатка навесная фронтальная / И.А. Майоров, М.О. Шакалов, Г.Е. Шиневский, С.Б. Сызганский; патентообладатель Открытое акционерное общество "Сальксельмаш", опубл. 20.02.2007

2 Тюрин А.Н., Байғұтты М.Ж. Совершенствование конструкции привода валковой жатки// Perspektywiczne opracowania sa nauka I technikami. – 15 ноябрь 2014 г. – 2014. – С.8-11.

### **ТҮЙІН**

Бұл мақалада дәнді дақылдарды десте жаткасымен бөліп жинау кезіндегі ауыл шаруашылығының бір мәселесі қарастырылған. Дөңгелекті трактордан және десте жаткасы гидравликалық жетектен тұратын ауылшаруашылық агрегатының конструкциясы ойластырылған, шаруа қожалықтарының машина трактор паркін және десте жаткасын қолданылуының тиімділігін көтеру.

**RESUME**

The solution of one agriculture problem is to separate cleaning of grain crops by roller harvesters is considered in this article. The design of the agricultural unit consisting of wheel tractor and roller harvester with the hydraulic actuator, allowing to increase the use efficiency of roller harvesters and tractor park of a farm was developed.