

А.Т. СКОЙБЕДА, д-р техн.наук,  
А.И. БОБРОВНИК, канд. техн.наук (БПИ),  
О.К. ДОВНАР (МТЗ)

## ГИДРОХОДОПРЕОБРАЗОВАТЕЛЬ ТРАКТОРА "БЕЛАРУСЬ"

В конструкциях универсально-пропашных тракторов как отечественного производства, так и ведущих зарубежных фирм наибольшее применение находят механические ступенчатые трансмиссии. Обусловлено это рядом преимуществ данных типов трансмиссий: простотой конструкции, высокой надежностью, повышенным кпд, ремонтпригодностью и т.д. В то же время при выполнении ряда работ механические ступенчатые трансмиссии не в полной мере удовлетворяют требованиям техпроцесса и затрудняют выбор оптимального скоростного режима, особенно при агрегатировании трактора с машинами, требующими привода от вала отбора мощности с постоянной частотой вращения, что резко сказывается на производительности машинно-тракторного агрегата, экономичности его работы, условиях труда механизатора и т.д.

Одним из путей повышения эффективности использования тракторов является применение на них бесступенчатых трансмиссий. Некоторое распространение в качестве вариаторов скорости в конструкциях таких трансмиссий в настоящее время получили гидродинамические и гидрообъемные передачи. Другие типы бесступенчатых передач — фрикционная, импульсная, электрическая — для универсально-пропашных тракторов практически остались на стадии проектирования и исследований.

Основными недостатками, сдерживающими широкое распространение гидродинамических и гидрообъемных передач в конструкциях тракторных трансмиссий, являются:

более низкий кпд (на 10—20 % ниже кпд механических трансмиссий);

повышенная сложность конструкции, потребность в улучшенных материалах, повышенная точность изготовления;

относительно большая удельная масса (7—16 вместо 5—11 кг/кВт для механических трансмиссий);

повышенная стоимость изготовления (в среднем стоимость тракторов в сравнении с оборудованными механической трансмиссией возрастает на 20 %);

сложность обслуживания, ремонта и т.д.

Из-за перечисленных недостатков необходима дальнейшая доработка конструкций бесступенчатых трансмиссий для обеспечения их экономичного использования на тракторах.

Анализ работ, выполняемых тракторами, показывает, что на операциях, для которых свойственно значительное колебание нагрузки или частое изменение направления движения, бесступенча-

тое регулирование скорости в широких пределах, а также возможность реверсирования направления движения позволяют повысить производительность в полтора и более раза. К первому типу работ относятся обработка почвы ротационными плугами и фрезами, уборка картофеля, корнеплодов, хлопка, зерновых, силосной массы и др. Данные операции обычно выполняются при незначительном тяговом сопротивлении, с передачей основной части мощности через вал отбора мощности, на скоростях в пределах 0,83–1,66 м/с. Второй тип работ — это работы со стогометателями, копновозами, фронтальными погрузчиками, бульдозерами и т.д. Данные машины требуют незначительной рабочей скорости переднего хода (в пределах 0–0,83 м/с), частого изменения направления движения и оказывают малое тяговое сопротивление при заднем ходе и переездах.

Реализуемая на перемещение агрегата мощность в рассмотренных случаях незначительна и потери от пониженного КПД, которым характеризуются бесступенчатые передачи, соизмеримы с потерями в механических трансмиссиях при работе с полной тяговой нагрузкой, а незначительная занятость (около 25–30 % от общей занятости трактора) позволяет использовать одну бесступенчатую передачу, выполненную в виде отдельного узла для нескольких тракторов, что компенсирует повышенную стоимость ее изготовления.

На других же операциях — транспортных, пахоте, культивации, внесении удобрений и т.п. — диапазон необходимого бесступенчатого регулирования скорости не превышает 1,1–1,3, что вполне может быть обеспечено при использовании механической ступенчатой трансмиссии за счет вывода двигателя на частичные режимы работы.

Исследование изложенных факторов показывает, что перспективным для использования в трансмиссиях тракторов окажется новый узел, который позволит объединить преимущества механической ступенчатой трансмиссии на основных работах в сочетании с положительными качествами бесступенчатых передач на ряде операций, где их применение экономически целесообразно. Такой узел получил название "гидроходообразователь".

Специфика работ, на которых предполагается использовать трактор с гидроходообразователем, а также рассмотренные предпосылки выдвигают свои требования к его конструкции.

Гидроходообразователь должен:

обеспечить бесступенчатое регулирование скорости во всем диапазоне его использования. Данный диапазон, в соответствии с ГОСТ 24096-80 [1], можно приблизительно установить как диапазон дополнительных рабочих скоростей для универсально-пропашных тракторов — 0–2,2 м/с;

обеспечивать реверсивность направления движения;

\* выполняться в виде легко монтируемого и демонтируемого

---

\* Для специальных тракторов и тракторов, которые предполагается использовать в основном на пониженных технологических скоростях, данное

узла, при установке не требующего демонтажа основных узлов трактора и не нарушающего его основных функциональных свойств;

снабжаться устройством для быстрого ввода его в работу или вывода из нее;

снабжаться устройством, исключающим работу с нагрузками, превышающими расчетные;

быть простым по конструкции, технологичным, иметь приемлемую материалоемкость и стоимость;

быть простым в управлении, соответствовать требованиям техники безопасности и эргономическим требованиям;

сочетать в себе, по возможности, функции других узлов трактора.

С учетом данных требований прототипом для разработки гидроходообразователя может послужить гидромеханический ходоуменьшитель, конструкция которого достаточно доработана и который нашел применение, например, на тракторах "Беларусь" МТЗ-80/82 [2]. Гидроходоуменьшитель представляет собой отдельный узел, устанавливаемый, при необходимости, на левый люк ступенчатой коробки передач трактора. Основная часть гидроходоуменьшителя — дифференциальный механизм, входное звено которого связано с двигателем, а выходное — через шестерню управления, разрывающую цепь трансмиссии — с движителем. Промежуточное звено дифференциального механизма содержит гидротормоз, состоящий из гидромашины постоянного рабочего объема и дроссельного регулятора. За счет дроссельного регулятора изменяется частота вращения гидромашины и связанного с ней промежуточного звена дифференциального механизма, а следовательно, бесступенчато регулируется скорость транспортного средства.

Применение в конструкции гидроходоуменьшителя дифференциального механизма позволяет снизить установочную мощность гидромашины, а дроссельного регулирования — использовать нерегулируемую гидромашину, что упрощает конструкцию и снижает стоимость узла. Однако диапазон регулирования скорости трактора гидроходоуменьшителем незначителен и составляет 0—0,35 м/с переднего хода. Кроме того, данный узел не обеспечивает реверсирования направления движения.

Из патентной литературы известны технические решения [3,4], позволяющие увеличить скоростной диапазон, а также обеспечить реверсирование движения трактора при использовании на нем гидроходоуменьшителя по рассмотренной схеме. Для этого он снабжается дополнительным насосом постоянного рабочего объема с приводом от входного звена дифференциального механизма, а основная гидромашинка выполняется в виде реверсивного мотор-насо-

---

требование является необязательным, а гидроходообразователь в данном случае может стать основной частью трансмиссии.

са. Переключение режимов работы осуществляется с помощью распределителя.

С учетом рассмотренных технических решений для универсально-пропашных тракторов предложена структурная схема гидроходопреобразователя (рис. 1).

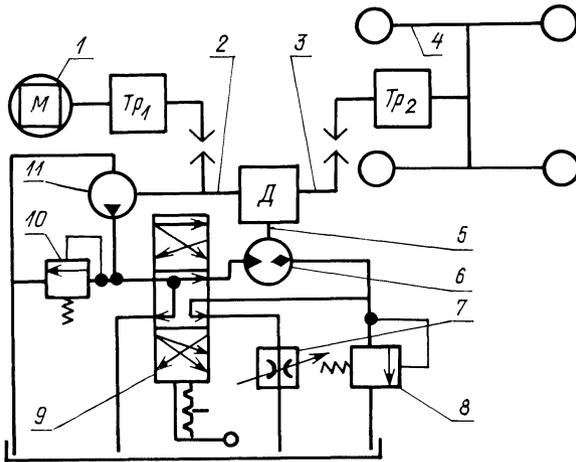


Рис. 1. Структурная схема гидроходопреобразователя.

Гидроходопреобразователь содержит трехзвенный дифференциальный механизм с входным 2, выходным 3 и промежуточным 5 звеньями, включаемый в разрыв трансмиссии между двигателем 1 и движителем 4. Насос 11 связан с входным звеном дифференциального механизма, а мотор-насос 6 — с промежуточным. Гидросистема гидроходопреобразователя содержит трехпозиционный распределитель 9, дроссельный регулятор 7, а также предохранительные элементы — клапаны 8 и 10.

Работу гидроходопреобразователя рассмотрим на основании кинематического уравнения дифференциального механизма [5]:

$$\omega_1 - \omega_2 i + \omega_3 (i - 1) = 0,$$

где  $\omega_1, \omega_2, \omega_3$  — угловые скорости соответственно входного, выходного и промежуточного звеньев;  $i$  — передаточное число дифференциального механизма при остановленном промежуточном звене.

Скорость входного звена  $\omega_1$ , связанного с двигателем, постоянна, в связи с чем график данного уравнения, построенный в прямоугольных координатах с осями  $\omega_2$  и  $\omega_3$ , имеет вид прямой (рис. 2). Для построения прямой нужны две точки. Первая точка определяется при  $\omega_2 = 0$ ,  $\omega_3$  при этом равна  $-\omega_1 (i - 1)$ . Вторая точка определяется при  $\omega_3 = 0$ ,  $\omega_2$  при этом равна  $\omega_1 / i$ .

Две данные точки определяют первый режим работы гидроходообразователя. Распределитель в данном случае включается в среднюю позицию, при этом нагнетательная магистраль насоса подключается ко всасывающей магистрали мото-насоса, нагнетательная магистраль которого связывается с дросселем. При открытом дросселе мотор-насос, работающий в данном случае в режиме насоса, вращается без сопротивления и промежуточное звено дифференциального механизма имеет максимальную в данном режиме скорость вращения  $\omega_3 = \omega_1 (i - 1)$ , а выходное звено остановлено. При закрытом дросселе мотор-насос и промежуточное звено остановлены, а выходное имеет максимальную в данном режиме скорость  $\omega_2 = \omega_1 / i$ .

Для увеличения скорости выходного звена распределитель включается в нижнюю позицию, при этом нагнетательная магистраль насоса связывается с дросселем и нагнетательной магистралью мото-насоса, а его всасывающая магистраль — со сливом. Теперь при закрытом дросселе масло от насоса начинает поступать в мотор-насос, работающий в данном случае в режиме мотора, и вращает его с увеличивающейся скоростью в противоположном относительно первого режима направлении, тем самым увеличивая скорость промежуточного и выходного звеньев относительно максимальной в первом режиме. При выравнивании скоростей промежуточного и входного звеньев выходное звено также получает скорость входного —  $\omega_1$ .

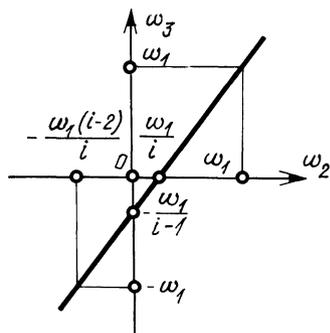


Рис. 2. Зависимость угловой скорости промежуточного звена от угловой скорости выходного.

Третий режим работы гидроходообразователя — реверс. Распределитель в данном случае включается в верхнюю позицию. Нагнетательная магистраль насоса подключается к дросселю и всасывающей магистрали мото-насоса, а его нагнетательная магистраль — к сливу. Теперь при закрытом дросселе мотор-насоса будет вращаться в том же направлении, что и в первом режиме, но с увеличивающейся относительно упомянутого режима скоростью, что заставит выходное звено вращаться в обратном направлении. При выравнивании угловых скоростей промежуточного и входного звеньев выходное звено получит скорость

$$\omega_2 = - \frac{\omega_1}{i} (i - 2).$$

Выполненный чисто по предложенной схеме гидроходообразователь будет иметь большие тепловые потери на дросселирование. По этой причине цепь трансмиссии, в которой установлен гидрохо-

допреобразователь, должна иметь возможность ступенчатого изменения передаточного числа, что обеспечит несколько диапазонов бесступенчато регулируемой скорости, в каждом из которых тепловые потери будут уменьшены на число данных диапазонов.

При выборе составных элементов гидроходопреобразователя целесообразно учитывать следующее:

предпочтительная схема дифференциального механизма — со смешанным зацеплением шестерен, обладающая меньшими габаритами и материалоемкостью, а также повышенной надежностью;

в качестве мотор-насоса, который должен быть реверсивным и работать во всем диапазоне изменения его оборотов (что шестеренные гидромашины обеспечить не в состоянии), наиболее подходящим является аксиально-поршневой;

в качестве насоса, работающего при постоянных оборотах без изменения направления вращения возможно применение обычного шестеренного;

предложенная гидросистема управления гидроходопреобразователя не окончательна. Целесообразно ее усовершенствовать, объединить элементы управления.

В соответствии с разработанными требованиями, а также предложенной структурной схемой на Минском тракторном заводе проводятся работы по созданию гидроходопреобразователя для тракторов "Беларусь" МТЗ-80/82. Разрабатывается он на базе гидроходоуменьшителя, с которым унифицирован по дифференциальному механизму. Расчетные скорости трактора, которые предполагается обеспечить гидроходопреобразователем: прямой ход 0—0,18 м/с; реверс 0—0,07 м/с.

Кроме обеспечения бесступенчатого регулирования скорости, в данном узле предполагается совместить функции гидросистемы отбора мощности (ГСОМ).

## ЛИТЕРАТУРА

1. ГОСТ 24096-80. Тракторы сельскохозяйственные: Основные параметры, обеспечивающие требования агротехники. Введ. 01.01.82. — 5 с. 2. М а с т е р о в о й В.М., Ч а б о т ь к о А.П. Ходоуменьшитель к тракторам "Беларусь" МТЗ-80/82. — Информ. листок № 9. Сер. Тракторы, тракторостроение. М.: ЦНИИТЭИ тракторосельхозмаш, 1972, с. 7. 3. А. с. № 673477 (СССР). Ходоуменьшитель транспортного средства/В.М. Мастеровой, К.И. Городецкий, А.М. Абрадушкин и др. — Оpubл. в Б.И., 1979, № 26. 4. А. с. № 925689 (СССР) Ходоуменьшитель транспортного средства/А.М. Абрадушкин, К.И. Городецкий, В.М. Мастеровой и др. — Оpubл. в Б.И., 1982, № 17. 5. Б а р с к и й И.Б. Конструирование и расчет тракторов. 3-е изд. — М.: Машиностроение, 1980.— 335 с.