

ной работы буксования фрикционных пар муфты и величин максимальных динамических нагрузок на деталях ВОМ, а также достижения наименьшей зависимости закона нарастания давления в бустере от скорости перемещения толкателя золотника. Это позволит достичь требуемого следящего действия при автоматическом регулировании работы муфты ВОМ, необходимым для выполнения существующих технологических процессов тракторами в агрегате с сельхозмашинами, имеющими активные рабочие органы.

УДК 629.114.2 – 3.001 – 2

А.Т.Скойбеда, В.В.Бирич

### АВТОМАТИЧЕСКАЯ БЛОКИРОВКА ДИФФЕРЕНЦИАЛА С САМОВЫКЛЮЧАЮЩЕЙСЯ МУФТОЙ ПРЕДЕЛЬНОГО МОМЕНТА

Развитие современного тракторостроения идет по пути роста производительности тракторов в основном за счет увеличения их мощности. Эффективность использования тракторов зависит от реализации мощности при выполнении сельскохозяйственных работ. Тягово-сцепные качества энергонасыщенных тракторов в значительной степени определяются типом привода ведущих колес.

Для пропашных тракторов наиболее распространен дифференциальный привод с применением устройств, исключающих раздельное буксование колес. Используемые конструкции принудительной блокировки относительно просты и надежны. Однако они используются для преодоления временных сопротивлений, а эффективность их зависит от квалификации водителя.

В конструкциях современных тракторов все больше применяются системы автоматического блокирования дифференциалов с управлением от различных деталей рулевого привода, навесной системы, управления тормозами и др. [1–3].

Для тракторов малой мощности эти системы автоматического управления неприемлемы из-за их сложности и относительно высокой стоимости.

Для трактора Т-25А класса 6 кН разработана автоматическая блокировка дифференциала (АБД), которая позволяет блокировать дифференциал при прямолинейном движении и автоматически включать при движении на повороте [4]. Эта конструкция установлена на тракторе и прошла испытания (рис. 1). С крышкой корпуса дифференциала 8, имеющей кулачки трапецеидального профиля, связана подвижная полумуфта 6, которая установлена на шлицах полуоси 5, связанной с полуосевой шестерней 1. В расточке крышки корпуса дифференциала 8 установлено разрезное кольцо 7, которое имеет кулачки аналогичного профиля. Подвижная полумуфта нагружена пружиной 3, которая упирается в кольцевую шайбу 4. По оси симметрии одного из кулачков подвижной полумуфты 6 установлен штифт 2.

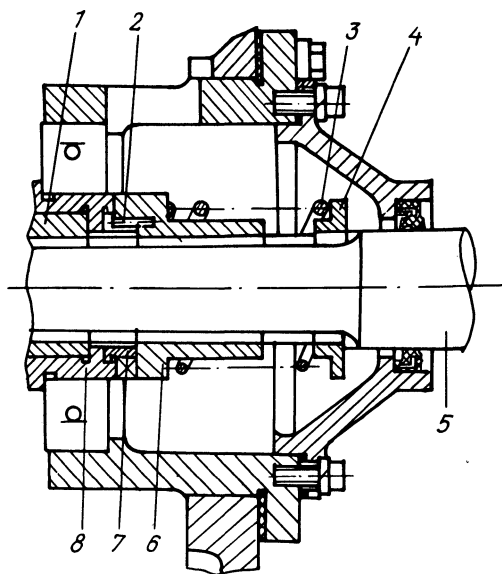


Рис. 1. Схема автоматической блокировки дифференциала.

В случае прямолинейного движения кулачковая муфта замкнута и блокирует дифференциал. При движении по криволинейной траектории корпус дифференциала и полуосевые шестерни стремятся вращаться с различными угловыми скоростями и нагружают кулачковую муфту крутящим моментом, величина которого превышает расчетный. При этом в зацеплении кулачков трапецидального профиля возникает осевая сила, которая преодолевает усилие пружины 3, перемещает подвижную полумуфту 6 в осевом направлении и разблокирует дифференциал.

При относительном повороте подвижной полумуфты 6 и корпуса дифференциала 8 штифт 2 ведет разрезное кольцо 7. При этом кулачки подвижной полумуфты опираются на кулачки разрезного кольца и препятствуют сцеплению с кулачками крышки корпуса дифференциала.

После окончания поворота при переходе к прямолинейному движению управляемые колеса совершают, как правило, одно—два колебания. При этих колебаниях изменяются направления относительного вращения полуосевых шестерен и корпуса дифференциала. Кулачки подвижной полумуфты сходят с кулачков разрезного кольца и под действием пружины сцепляются с крышкой корпуса дифференциала.

Момент блокировки кулачковой муфты определяется в зависимости от возможной разности коэффициентов сцепления колес оси [5]:

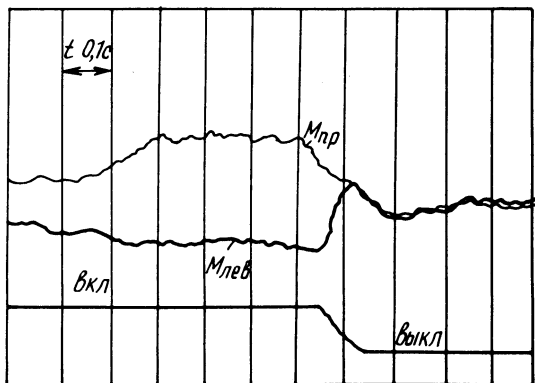


Рис. 2. Осциллограмма крутящих моментов и перемещения подвижной полушестерни в процессе выключения.

$$M_{\text{б}} = \frac{\Delta\varphi G_3 r_{\text{д}}}{i_{\text{б.п}} Z_{\text{д}}},$$

где  $\Delta\varphi$  — разность коэффициентов сцепления с почвой ведущих колес трактора;  $G_3$  — эксплуатационный вес, приходящийся на заднее колесо;  $r_{\text{д}}$  — динамический радиус качения задних колес;  $i_{\text{б.п}}$  — передаточное отношение бортовой передачи;  $Z_{\text{д}}$  — коэффициент, учитывающий схему блокирования.

Усилие пружины, необходимое для обеспечения заданного момента блокировки,

$$P_{\text{пр}} = \frac{2\Delta\varphi G_3 r_{\text{д}}}{Z_{\text{д}} i_{\text{б.п}} D} \left[ \operatorname{tg}(\alpha - \psi) - \frac{D}{d} f_{\text{ст}} \right],$$

где  $D$  — наружный диаметр кулачков;  $\alpha$  — угол скоса кулачков;  $\psi$  — угол трения между кулачками;  $d$  — наружный диаметр шлиц;  $f_{\text{ст}}$  — статический коэффициент трения в шлицевом соединении.

При выключении кулачковой муфты происходит сжатие пружины, т.е. осевая сила на муфте растет. Некоторые авторы указывают, что при этом возрастает момент, передаваемый муфтой [6].

Однако это справедливо только для муфт с углом скоса кулачков в пределах  $45^\circ$ – $55^\circ$ . Для уменьшения осевой силы, которая нагружает подшипники бортового редуктора и корпуса дифференциала, была изготовлена и испытана кулачковая муфта с углом скоса  $20^\circ$ . При этом процесс выключения происходит без увеличения передаваемого момента. На рис.2 представлен образец осциллограммы, на котором показано нарастание моментов и перемещение подвижной полушестерни. Нарастание моментов происходит до величины, обусловленной осевой силой пружины и величиной статического коэф-

Таблица 1

| Фон     |    | Количество<br>выключений | Количество<br>включений |
|---------|----|--------------------------|-------------------------|
| Асфальт | II | 23                       | 22                      |
|         | IV | 24                       | 23                      |
| Пахота  | II | 21                       | 20                      |
|         |    | 22                       | 21                      |

фициента трения. В процессе выключения величина момента падает, так как динамический коэффициент трения меньше статического.

Для расчета усилия пружины и заданного момента блокировки необходимо учитывать статический коэффициент трения в шлицевом соединении и силу пружины при включенной муфте блокировки.

Экспериментальные исследования показали, что коэффициент трения в шлицевом соединении находится в пределах 0,09–0,1.

Работоспособность АБД определяли при движении трактора по синусоиде с амплитудой, равной 2 м, и периодом — 8 м. Испытания проводили на II и IV передачах при движении по асфальту и пахоте.

Данные испытаний приведены в табл. 1.

Результаты испытаний показывают, что при изменении направления относительного вращения колес АБД включается. Для оценки влияния АБД на тяговые показатели трактора проведены сравнительные испытания при работе на пахоте с двухкорпусным плугом на песчаной почве. Данные испытания представлены в табл. 2.

Из табл. 2 видно, что применение блокировки дифференциала позволяет исключить раздельное буксование колес трактора и тем самым снизить общее буксование.

Таблица 2

| Глубина пахоты,<br>м |         | $\delta_{\text{пр}}$ | $\delta_{\text{лев}}$ | $\delta_{\text{тр}}$ | $V_{\text{ср}}$ ,<br>м/с | $M_{\text{пр}}$ | $M_{\text{лев}}$ | $\Delta M_{\text{ср}}$ |
|----------------------|---------|----------------------|-----------------------|----------------------|--------------------------|-----------------|------------------|------------------------|
|                      |         | %                    |                       |                      |                          | кН м            |                  |                        |
| 0,15 —               | с АБД   | 16                   | 16                    | 16                   | 1,9                      | 2,31            | 1,70             | 0,61                   |
| 0,17                 | без АБД | 19,4                 | 24                    | 21,7                 | 1,81                     | 2,04            | 2,0              |                        |
| 0,18 —               | с АБД   | 25                   | 25                    | 25                   | 1,6                      | 2,58            | 1,80             | 0,78                   |
| 0,20                 | без АБД | 51                   | 26                    | 41                   | 1,38                     | 2,24            | 2,20             |                        |
| 0,21 —               | с АБД   | 45                   | 45                    | 45                   | 0,94                     | 3,10            | 2,40             | 0,7                    |
| 0,23                 | без АБД | 55                   | 46                    | 51                   | 0,85                     | 2,76            | 2,78             |                        |

Из изложенного следует, что разработанная автоматическая блокировка дифференциала при своей конструктивной простоте обеспечивает блокирование дифференциала при выполнении основных видов работ и способствует увеличению тяги и снижению буксования.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Селиванов И.И. Автомобили и транспортные гусеничные машины высокой проходимости. — М., 1967. — 220 с. 2. Харви Дж.Р., Бернард Дж.Д. Механизм блокировки дифференциала на тракторах "Джон-Дир". — Сельскохозяйственная техника, 1964, № 12, с. 6—12. 3. Тракторы "Беларусь" МТЗ—80, МТЗ—80Л, МТЗ—82, МТЗ—82Л: Руководство по эксплуатации и уходу. — Минск, 1973. — 230 с. 4. Механизм блокировки дифференциала транспортного средства: Положительное решение по заявке № 2705896/27—11 от 17.1.79 г. 5. Скойбеда А.Т. Автоматизация ходовых систем колесных машин. — Минск, 1979. — 280 с. 6. Тепенкичев В.К. Предохранительные устройства от перегрузки станков. М., 1968. — 120 с.

УДК 629.113.585

В.П.Тарасик, С.Д.Галужин, В.И.Мрочек

#### ИССЛЕДОВАНИЕ СТАТИЧЕСКОЙ ОШИБКИ РЕГУЛИРОВАНИЯ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ

Могилевским машиностроительным институтом совместно с Минским тракторным заводом создана гидромеханическая система автоматического переключения передач (САПП) трактора МТЗ—80А.

Информационным параметром САПП, характеризующим загрузку двигателя, является положение рейки топливного насоса. Чтобы исключить влияние внешних сил на всережимный регулятор двигателя (ВРД) при снятии информации о положении рейки топливного насоса, в качестве датчика САПП использован центробежный регулятор (РСАПП) с приводом от вала двигателя, отличающийся от ВРД только тем, что вместо рейки с промежуточным рычагом соединен золотник аналого-дискретного преобразователя (АДП). Очевидно, что для обеспечения требуемых характеристик переключения передач необходимо синхронное движение рейки топливного насоса и золотника АДП. Стендовые испытания САПП, проведенные в институте, показали, что такое требование не всегда обеспечивается и несинхронность движения рейки топливного насоса и золотника АДП по отношению к зоне нечувствительности АДП, характеризуемая статической ошибкой регулирования  $\Delta h$ , достигает при переключении на высшую передачу и работе двигателя на высоких скоростных режимах 20—50%, а на средних — 120—140%. При переключении на низшую передачу ошибка  $\Delta h$  составляет не более 20%.