

(на 20 % и более) увеличением продолжительности буксования, приводит к существенному (на 30 % и более) возрастанию работы буксования и заметному снижению максимальной мощности трения, что в наибольшей степени проявляется при разгоне МТА на высоких передачах.

Список литературы

1. Скуртул А.И. и др. Энергетическая оценка муфты сцепления трактора кл. 1,4 и динамические свойства МТА на его базе // Депонированные научные работы. 1988. № 10. 2. Артемьев П.П. и др. Экспериментальное определение моментов инерции колес тракторов // Автотракторостроение. Мн., 1979. Вып. 12. 3. Шалыгин В.Н. Транспортные и транспортно-технологические средства повышенной проходимости: Теория рабочих процессов и системное проектирование. М., 1986. 4. Скуртул А.И. и др. Пути повышения долговечности фрикционных устройств в машиностроении / БелНИИТИ. Мн., 1985. (Обзор. информ.)

УДК 629.114.4.235

Н.Н.ГОРБАТЕНКО (Могилевский
машиностроительный институт),
В.А.КОРОБКИН, канд. техн. наук,
Н.И.ХАЛЬКО (МТЗ)

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ МЕХАНИЗМОВ ПЛАВНОГО ВКЛЮЧЕНИЯ ФРИКЦИОНОВ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ

Механизмы плавного включения фрикционов (МПВФ), применяемые в современных гидромеханических трансмиссиях (ГМТ) с целью снижения динамических нагрузок и теплонапряженности фрикционных элементов, различаются между собой устройством, принципом действия и характеристиками процесса регулирования давления. В силу указанных отличий эффективность их применения в ГМТ различна. Использование той или иной схемы механизма ПВФ определяется не только необходимостью обеспечения требуемого количества переходного процесса и особенностями кинематической схемы коробки передач [1], но и применяемой в ГМТ системой управления процессами включения и выключения фрикционов (СУФ).

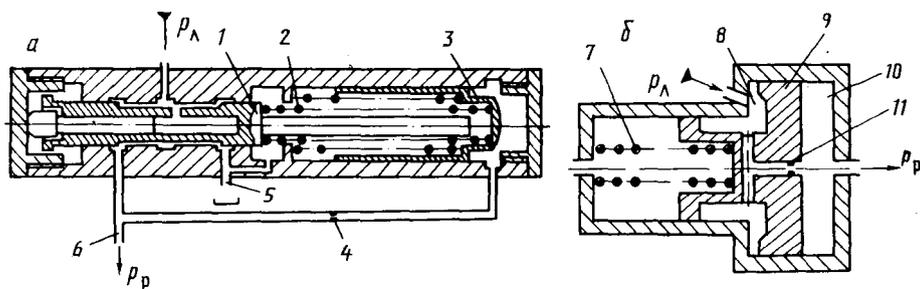


Рис. 1. Схемы механизмов плавного включения фрикционов ГМТ:
а — с серийной СУФ; б — с опытной

Ниже приведены результаты экспериментальных исследований динамической нагруженности ГМТ с четырехступенчатой планетарной коробкой передач на неустановившихся режимах ее работы (переключение передач, трогание машины с места). Исследования проводили с целью сравнения эффективности применения в ГМТ серийного и опытного МПВФ, отличающихся друг от друга принципом регулирования давления.

В испытанной ГМТ серийная СУФ построена по многоканальному принципу: включение каждой передачи осуществляется с помощью отдельного гидрораспределителя, управляемого электромагнитом. В каналах подачи рабочей жидкости к фрикционам первой и второй передач установлены механизмы плавного включения фрикционов сливного типа (рис. 1, а). Принцип действия такого механизма состоит в том, что после соприкосновения дисков фрикциона давление жидкости в канале 6 возрастает и регулирующий золотник 1 открывает сливное отверстие 5. За счет этого ограничивается расход жидкости, поступающей в цилиндр. Дальнейшее нарастание давления в канале 6 определяется характеристикой пружины 2 и перемещением плунжера гидроаккумулятора 3 по мере заполнения его полости управления через дроссель 4.

В Могилевском машиностроительном институте разработан опытный образец СУФ, которая обеспечивает одноканальный принцип управления. Отличительная особенность этой системы заключается в том, что процессами наполнения и опорожнения исполнительных цилиндров фрикционов всех передач управляет гидрораспределитель, выполненный в виде поворотного золотника. Это позволило использовать один МПВФ для включения всех передач. Он устанавливается в магистрали подвода рабочей жидкости от источника давления к поворотному гидрораспределителю. При этом существенно уменьшается количество гидравлических элементов в системе управления ГМТ.

Принцип действия опытной СУФ состоит в следующем. В нейтральном положении гидрораспределителя или после включения соответствующей передачи поршень 9 (рис. 1, б) занимает крайнее левое положение, так как сила давления жидкости, действующая на нескомпенсированную площадь поршня со стороны полости 10, больше упругой силы пружины 7. При переключении передач поворотный гидрораспределитель сообщает исполнительный цилиндр включаемого фрикциона с полостью 8 механизма включения фрикционов. Поскольку полости 8 и 10 разделены дросселем 11, имеет место перепад давлений в них. Поршень 9 перемещается вправо, вытесняя рабочую жидкость из полости 10 в исполнительный цилиндр включаемого фрикциона. После выбора зазоров между дисками фрикциона течение жидкости в гидромагистрали между МПВФ и исполнительным цилиндром прекращается. Давление в полости 10 возрастает, и поршень медленно возвращается в исходное положение. Давление в цилиндре фрикциона при этом плавно увеличивается.

При экспериментальном исследовании эффективности применения в ГМТ серийного и опытного механизмов плавного включения фрикционов работу машины имитировали на моторно-трансмиссионном стенде. Последний включает приводные электрические машины, ГМТ, маховые массы (поступательно движущиеся массы машины) и индукционные тормоза.

Программа испытаний предполагала исследование динамической нагруженности трансмиссии не только с серийным и опытным МПВФ, но и без них. Различные установившиеся скоростные и нагрузочные режимы работы ГМТ

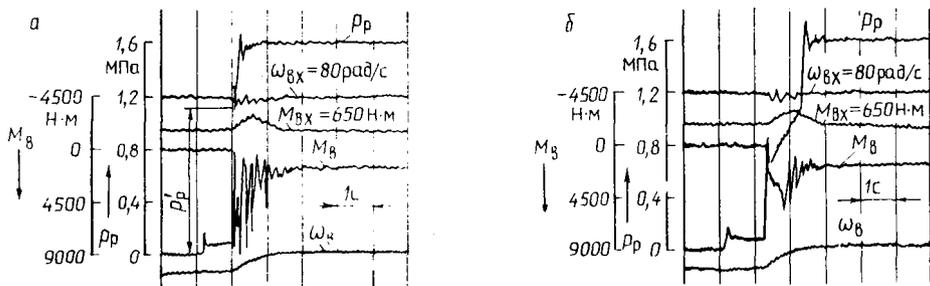


Рис. 2. Осциллограммы процесса включения первой передачи с нейтралю при тормозном моменте на выходном валу ГМТ $M_T = 3000$ Н·м и скорости его вращения $\omega_{вх} = 80$ рад/с:

а — при серийной СУФ; б — опытной

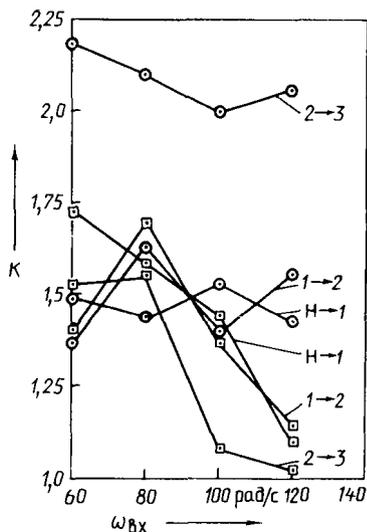
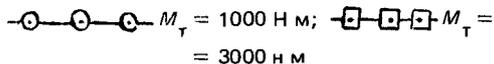
обеспечивали путем изменения угловой скорости вращения входного вала $\omega_{вх}$ приводной электрической машины и регулирования тормозного момента M_T . В каждом режиме работы ГМТ производили включение первой передачи с нейтралю ($H \rightarrow 1$), а также переключение передач $1 \rightarrow 2 \rightarrow 3 \rightarrow 4$ и $4 \rightarrow 3 \rightarrow 2 \rightarrow 1$. При этом на ленте осциллографа регистрировались давление в канале подачи жидкости к исполнительному цилиндру фрикциона p_p , динамические моменты и скорости входного $M_{вх}$, $\omega_{вх}$ и выходного $M_{в}$, $\omega_{в}$ валов.

Сравнительную оценку эффективности применения в ГМТ механизмов плавного включения фрикционов выполняли по коэффициенту $K = M_{вmax}^c / M_{вmax}^o$, где $M_{вmax}^c$, $M_{вmax}^o$ — абсолютные значения максимальных динамических моментов на выходном валу трансмиссии соответственно с серийной и опытной СУФ.

Анализ осциллограмм (рис. 2) показывает, что серийный МПВФ практически не регулирует давления в магистрали подвода рабочей жидкости к цилиндру фрикциона первой передачи. Это объясняется существенной зависимостью характеристики регулирования давления этим механизмом от гидравлического сопротивления магистрали на участке от МПВФ до цилиндра фрикциона [1]. При большом сопротивлении давление в цилиндре будет гораздо меньше давления на выходе из МПВФ. В результате после соприкосновения дисков давление жидкости в цилиндре скачкообразно возрастает до $p_p' \approx 1,1$ МПа (рис. 2, а) и включение фрикциона носит ударный характер. На выходном валу трансмиссии возникают интенсивные как по амплитуде, так и по частоте колебания момента $M_{в}$. Максимальный динамический момент $M_{вmax}^c$ соответствует испытанию ГМТ без механизмов плавного включения фрикционов.

Динамическая нагруженность трансмиссии с опытным МПВФ ниже. Для рассматриваемого режима включения первой передачи $M_{вmax}^c \approx 9000$ Н·м, а $M_{вmax}^o \approx 6000$ Н·м. Такая существенная разница обусловлена различием в характеристиках регулирования давления опытным и серийным МПВФ. Опытный механизм в отличие от серийного регулирует давление в магистрали управления исполнительным цилиндром фрикциона. Поэтому темп нарастания момента трения включаемого фрикциона, а следовательно, и динамическая нагруженность ГМТ с опытным механизмом меньше, чем с серийным (в последнем случае на пакет дисков фрикциона действует ударная нагрузка).

Рис. 3. Зависимость коэффициента эффективности применения МПВФ в ГМТ от угловой скорости входного вала $\omega_{вх}$ и тормозного момента M_T на выходном валу трансмиссии:



Установлено, что эффективность применения в ГМТ механизмов плавного включения фрикционов в значительной степени зависит от скоростного и нагрузочного режимов работы трансмиссии, а также от номера включаемой передачи. Так, при включении первой передачи с нейтрالي ($H \rightarrow 1$) и $M_T = 3000 \text{ Н·м}$, $\omega_{вх} = 60\text{--}100 \text{ рад/с}$ (рис. 3) эффективность опытного МПВФ в 1,4–1,7 раза выше, чем серийного. С увеличением скорости вращения входного вала эффективность опытного механизма снижается: $\omega_{вх} = 120 \text{ рад/с}$ ($H \rightarrow 1$), $K \approx 1,1$. Аналогична зависимость коэффициента K от скоростного и нагрузочного режимов работы ГМТ и при переключении передач $1 \rightarrow 2$ при $M_T = 3000 \text{ Н·м}$. Следует подчеркнуть, что с уменьшением тормозного момента на валах ГМТ эффективность использования опытного МПВФ повышается.

Наиболее эффективен опытный механизм при переключении передач $2 \rightarrow 3$ (см. рис. 3). С ужесточением скоростного режима работы ГМТ $M_{в\max}^c$ и $M_{в\max}^o$ примерно одинаковы. Однако несмотря на это, субъективная оценка плавности переключения передач $2 \rightarrow 3$ всегда была в пользу опытного механизма. Объясняется это тем, что при включении третьей передачи на валах ГМТ с серийной СУФ формируется знакопеременный динамический момент. При установке в ГМТ опытной СУФ знак моментов на валах ГМТ не изменяется.

Таким образом, проведенные исследования позволили установить, что предлагаемая СУФ с одним механизмом плавного включения всех фрикционов упрощает конструкцию ГМТ. Динамическая нагруженность трансмиссии с опытной СУФ существенно (почти в 2,2 раза) ниже, чем серийной, и зависит от ее скоростного и нагрузочного режимов работы.

Список литературы

1. Тарасик В.П. Фрикционные муфты автомобильных гидромеханических передач. Мн., 1973.