

В нижней части рис. 3 построен график угловой скорости буксования, равный  $\omega_1 - \omega_2$ . Работа буксования на поверхностях трения синхронизатора

$$L_T = \int_0^{t_c} M_c (\omega_1 - \omega_2) dt .$$

Заменяя символ производной  $dt$  дискретным интервалом квантования  $\Delta t$ , получим:

$$L_T = \Delta t \sum_{i=1}^k M_{ci} (\omega_1 - \omega_2)_i ,$$

где  $i$  — номер уровня квантования по времени;  $k$  — количество уровней квантования по времени.

Предложенный метод нахождения работы буксования на поверхностях трения синхронизатора может найти применение для предварительной оценки процесса синхронизации.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Алексеев Н.А. К расчету синхронизаторов коробок передач на долговечность. — В кн.: Конструирование и расчет гусеничных и колесных машин. — Курган, 1970, с. 20–25. 2. Лукин П.П., Гаспарянц Г.А., Радионов В.Ф. Конструирование и расчет автомобиля. — М., 1984. — 376 с. 3. Стефанович Ю.Г. О сопоставлении стендовых и дорожных испытаний сцеплений на износостойкость. — Тр. НАМИ, М., 1965, вып. 72. Исследование нагруженности трансмиссии автомобиля и ее деталей, с. 102–115.

УДК 621.891:585.13:629.114.3

С.Б. САМАРЦЕВ, канд.техн.наук (ММИ)

### ВЫБОР ФРИКЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕМЕНТОВ ТРЕНИЯ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Динамика переходных процессов в гидромеханических передачах (ГМП) автомобилей при переключении ступеней существенно зависит от фрикционных характеристик элементов трения и определяется тепловым режимом многодисковых муфт и динамическими нагрузками в трансмиссии.

Применяемые для фрикционных пар материалы обеспечивают либо линейные, либо параболические скоростные зависимости коэффициента трения, которые оцениваются по отношению статического (в момент замыкания муфты)  $\mu_c$  и динамического  $\mu_d$  (в процессе скольжения дисков с некоторой постоянной скоростью) коэффициентов трения [1,2]. То или иное значение этого отношения (табл. 1) достигается: применением смазочных веществ определенного типа или изменением их расхода; соответствующим соотношением композиционных материалов, накладок, подбором требуемой ширины накладок или типа канавок на них и т.д.

В процессе эксплуатации ГМП коэффициент трения изменяется вследствие повышения теплового режима работы муфты или из-за наволакивания про-

Табл. 1. Фрикционные пары муфт со смазкой

Отношение $\mu_c/\mu_d$ для пар трения							
Сталь—металлокерамика* (БелАЗ, МоАЗ)	Сталь—бумага** (Твин Диск)	Сталь—металлокерамика* (Твин Диск)	Сталь—металлокерамика* (Феродо)	Сталь—"Графитикс"*** (Твин Диск)	Сталь—сталь* (Кировец)	Сталь—металлокерамика*** (Шелл)	Сталь—металлокерамика* (Дженерал Моторс, Форд)
Не менее 1,5	1,17	1,56/4,67 в зависимости от степени изнашивания	1,86/2,86 в зависимости от степени нагрева	1,52	3	0,57/1/1,34 в зависимости от типа смазки	0,68/2,1

\* Параболические скоростные зависимости коэффициента трения.

\*\* Линейные скоростные зависимости коэффициента трения.

\*\*\* Параболические и линейные скоростные зависимости коэффициента трения.

Пр и м е ч а н и е. В скобках указаны названия фирм-изготовителей.

дуктов изнашивания дисков и сгорания пленки масла на поверхностях трения. Увеличение температуры смазочного вещества, например с 50 до 120 °С, вызывает рост нагруженности трансмиссии на 5...6 %. В таких случаях значения динамического коэффициента трения (обычно принимаемого в качестве расчетного) для пары сталь—металлокерамика могут отличаться в 1,3...3 раза. Так как рассмотренная пара трения получила наибольшее распространение в ГМП большегрузных автомобилей, то исследования проводились на примере автомобилей МоАЗ-6401 и БелАЗ-548А.

Представленные на рис. 1 графики максимальных динамических моментов  $M_{в\max}$  на выходном валу ГМП и  $M_{п\max}$  на полуоси автомобиля получены при коэффициентах трения  $\mu = \mu_d = \mu_c$ , что имитирует возможное изменение фрикционных характеристик. Здесь же приведены кривые, соответствующие реальному коэффициенту трения  $\mu$  фрикционной пары: в функции относительной скорости скольжения дисков  $\omega_{отн}$ , теплового потока  $\theta$  и температуры поверхности наиболее нагретого диска  $\vartheta$  [1].

Увеличение  $\mu$  вследствие более жесткого включения муфты приводит к повышению динамических нагрузок на всех скоростных режимах работы машинного агрегата автомобиля. Однако снижение степени нагрева стальных дисков муфты при однократном ее включении возможно лишь на высокоскоростных режимах ( $\bar{\omega} = 0,85...1$ ). Степень нагрева металлокерамических дисков практически не зависит от режима движения. Сопоставление коэффициентов динамичности трансмиссии (отношения максимальных и номинальных моментов, действующих на упругие элементы динамической системы) показывает, что при  $\bar{\omega} = 0,55...0,6$  и  $\mu_d = 0,12; 0,08; 0,05$  коэффициент динамичности

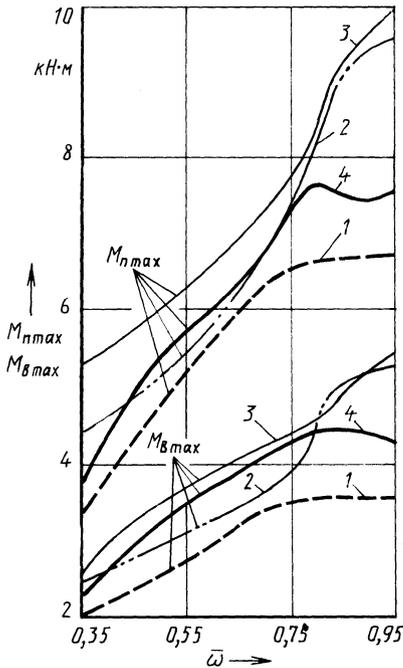


Рис. 1. Динамическая нагруженность трансмиссии автопоезда МоАЗ-6401 при трогании на III передаче в различных скоростных режимах: 1 -  $\mu_{д} = 0,05$ ; 2 -  $\mu_{д} = 0,08$ ; 3 -  $\mu_{д} = 0,12$ ; 4 -  $\mu = f(\omega_{отн}, \theta, \vartheta)$

$K_{д.в}$  на выходном валу ГМП равен соответственно 1,98; 1,96; 1,89, а на полуоси автомобиля  $K_{д.п}$  - 2,25; 2,01; 1,95.

В ряде случаев применение пар трения с  $\mu_0 \leq 0,08$  обуславливает скачкообразное повышение нагрузок на отдельных скоростных режимах ( $\bar{\omega} = 0,75 \dots 0,85$ ) - они становятся выше, чем на высокоскоростном режиме  $\bar{\omega} = 1$ , который обычно характеризуется максимальной динамичностью трансмиссии.

Отмеченное явление обуславливается зависимостью переходного процесса в трансмиссии от упругих свойств динамической системы автомобиля. Устраняется оно путем: 1) подбора рациональных параметров упругих элементов трансмиссии [3]; 2) построения оптимальной характеристики усилия сжатия пакета дисков муфты [4,5]; 3) изменения коэффициента трения. Два последних способа следует считать предпочтительными ввиду их простоты.

Изображенные на рис. 2 зависимости получены для реальных фрикционных пар [1] в соответствии с табл. 1. Возникновение "пиковых" моментов характерно для пар трения с  $\mu_0 \leq 0,08$  (рис. 2, кривые 2, 4) и вызывает увеличение динамической нагруженности трансмиссии. Установлено, что для улучшения качества переходных процессов должно быть  $\mu_c / \mu_0 \leq 1$ .

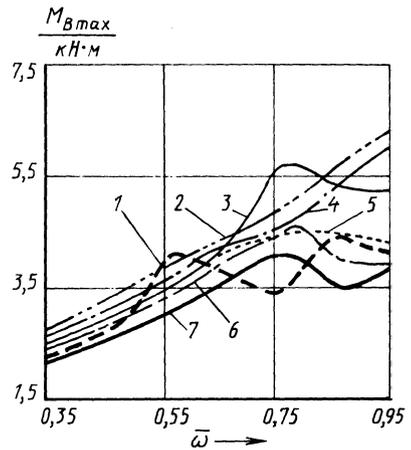


Рис. 2. Динамические нагрузки на выходном валу ГМП при различных отношениях  $\mu_c / \mu_0$ : 1 - 3; 2 - 1,56; 3 - 3,4; 4 - 1,17; 5 - 1,5; 6 - 4,67; 7 - 2

Табл. 2. Характеристики динамичности трансмиссии автопоезда МоАЗ-6401 при трогании на III передаче

Муфта	$\mu_c/\mu_d$					
	0,57		1		1,34	
	$K_{д.в}$	$K_{д.п}$	$K_{д.в}$	$K_{д.п}$	$K_{д.в}$	$K_{д.п}$
Серийная	1,73	2,12	2,07	2,14	1,98	2,08
С улучшенной характеристикой	1,29	1,46	1,6	1,67	1,58	1,6

Накладки на основе бумаги или типа "Графитикс", обеспечивающие требуемое соотношение, имеют низкую допустимую тепловую нагрузку (первые – до 35 кВт/м<sup>2</sup>) и поэтому в ГМП большегрузных автомобилей не применяются. Согласно опытным данным [1], желаемое соотношение  $\mu_c/\mu_d$  можно получить и с помощью пары сталь–металлокерамика (допустимая удельная мощность трения до 180 кВт/м<sup>2</sup>).

В табл. 2 приведены результаты исследований для серийной муфты МоАЗ и муфты с улучшенной характеристикой [5] и плавным включением. Фрикционные характеристики были выбраны при  $\mu_d = 0,11...0,12$ , но при различных значениях  $\mu_c$ . Тем самым оценивалась возможность совместного использования второго и третьего способов повышения качества переходных процессов. Рассмотрен скоростной режим  $\bar{\omega} = 0,75$ , при котором в серийной ГМП возникали пиковые моменты.

Если коэффициенты динамичности трансмиссии при  $\mu_c/\mu_d \geq 1$  почти одинаковы, то с уменьшением этого отношения  $K_{д.в}$  и  $K_{д.п}$  снижаются. В зависимости от характеристики усилия сжатия пакета дисков муфты коэффициенты динамичности при  $\mu_c/\mu_d = 0,57$  уменьшаются более существенно (до 14...23 %) при высокой плавности включения и отсутствии пиковых моментов на упругих элементах трансмиссии на всех режимах. Степень нагрева же дисков практически не меняется. Аналогичные результаты получены и для автомобиля БелАЗ-548А.

Недостатком фрикционных пар с отношением  $\mu_c/\mu_d < 1$  является низкий момент трения при замыкании дисков, в связи с чем повышается опасность срыва муфты. Высокой надежностью обладают муфты с парами трения с отношением  $\mu_c/\mu_d > 1$  и высоким статическим коэффициентом трения. Однако включение муфты, за исключением низкоскоростных режимов ( $\bar{\omega} \leq 0,4$ ), происходит на нерегулируемом участке характеристики усилия сжатия пакета дисков или при максимальном его значении. Изменение момента трения зачастую носит ударный характер, что является причиной повышения динамичности трансмиссии на высокоскоростных режимах при установке муфт с высокой плавностью включения и  $\mu_d \leq 0,08$  [5]. Значительно более плавно протекает нарастание момента трения при линейной скоростной зависимости коэффициента трения. Запас момента трения при включении муфты увеличивается благодаря обеспечению небольших усилий сжатия пакета дисков, а нагруженность трансмиссии автомобиля, как уже было установлено ранее (см. табл. 2), не ухудшается.

Таким образом, для трансмиссий большегрузных автомобилей с ГМП наилучшие динамические характеристики переходных процессов могут быть получены при использовании фрикционной пары сталь–металлокерамика.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Самарцев С.Б., Тарасик В.П. Коэффициент трения фрикционной муфты со смазкой. – Трение и износ, 1981, т. II, № 4, с. 687–692. 2. Сергеев Л.В., Кадо́бно в В.В. Гидромеханические передачи быстроходных гусеничных машин. – М., 1980. – 200 с. 3. Самарцев С.Б. Влияние упругих свойств динамической системы автомобиля с ГМП на показатели качества переходных процессов. – Изв. вузов: Машиностроение, 1982, № 8, с. 58–61. 4. Самарцев С.Б., Корейко В.Я., Митяев А.Ф. Выбор закона включения муфты автомобиля по критериям оптимальности. – В кн.: Автотракто́ростроение. Минск, 1983, № 18, с. 36–41. 5. Динамика многодисковых фрикционных муфт гидромеханических передач автомобилей большой грузоподъемности/Н.Н. Филиппова, С.Б. Самарцев, В.П. Тарасик, О.Н. Казюк. – Автомобильная промышленность, 1982, № 7, с. 15–17.

УДК 629.113:656.13.052.444

Ф.Л. ПЕКЕР, канд.техн.наук (БПИ),  
Е.М. ГЕЦОВИЧ, канд.техн.наук (ХАДИ)

### ОБ ИЗМЕНЕНИИ СУММАРНОЙ ТОРМОЗНОЙ СИЛЫ ПРИ ТОРМОЖЕНИИ АВТОМОБИЛЯ НА ПОВОРОТЕ

Максимальное значение постоянно действующей суммарной тормозной силы на колесах автомобиля в случае его торможения на прямолинейном участке дороги и отсутствии возмущающих факторов определяется по формуле [1]:

$$P_{T \max}^{\circ} = \varphi G_a, \quad (1)$$

где  $\varphi$  – коэффициент сцепления,  $G_a$  – вес автомобиля.

Отличительной особенностью торможения автомобиля на повороте является то, что необходимо уменьшить суммарную тормозную силу, так как возникающая при криволинейном движении боковая сила приводит к блокированию колес и заносу автомобиля при значениях  $P_{T \max}^{\circ}$ , определяемых формулой (1). Необходимое уменьшение суммарной тормозной силы зависит от ряда факторов: радиуса поворота; начальной скорости торможения; основных конструктивных характеристик автомобиля ( в первую очередь от отношения высоты центра масс к базе и колес, а также распределения статической нагрузки между мостами автомобиля).

Одной из задач, связанных с разработкой автоматических устройств управления торможением, является анализ влияния перечисленных факторов на оптимальный уровень суммарной тормозной силы, обеспечивающей максимальную эффективность торможения автомобиля при сохранении им устойчивости против заноса и опрокидывания.

Для решения этой задачи введем коэффициент  $K$ , определяемый соотношением: