

кой буфера, выражения для характеристики растягивающегося упругого элемента подвески имеют вид:

$$F_{2n}(q_2) = \frac{G}{2} \cos \gamma_0 \frac{h_0}{h_0 + q_2} \quad \text{при } q_2 > h_6;$$

$$F_{2n}(q_2) = F_{2n}(h_6) - c_\delta (q_2 - h_6) \quad \text{при } q_2 \leq h_6,$$

где $F_{2n}(h_6) = 0,5G \cos \gamma_0 [h_0 / (h_0 + h_6)]$; c_δ — жесткость буфера на ходе отбоя; h_6 — ход отбоя подвески от положения статического равновесия; h_0 — высота приведенного столба газа в гидropневматическом цилиндре; γ_0 — угол наклона штока гидropневматической подвески в поперечной плоскости.

Полученная система уравнений решалась на ЭВМ при различных боковых ускорениях до момента отрыва одного из колес от опорной поверхности. Результаты расчетов приведены на рис. 2. При этом были приняты следующие исходные данные: $h_g = 4$ м; $R = 0,5$ м; $r_{ct} = 1,6$ м; $r_6 = 1,2$ м; $L = 1,4$ м; $h_0 = 0,1$ м; $G = 500$ кН; $G_{1n} = G_{2n} = 50$ кН; $\gamma_0 = 0$; $l_1 = l_2 = 0$; $c_{ш\delta} = 2000$ кН/м; $M_\psi = 0$; $b_k = 4$ м; $h_6 = 0,25$ м; $c_\delta = 50\,000$ кН/м; $h_1 = 0,9$ м.

На рис. 2 представлены зависимости обобщенных координат (кривые 4...6) вертикальных и боковых реакций под левым и правым колесами (кривые 1, 2), радиальных деформаций шин в зависимости от относительного бокового ускорения (кривая 3). Полученные результаты указывают на адекватность математической модели принятой расчетной схеме и ее пригодность для расчетного анализа свечной подвески автомобиля, находящегося под действием боковых сил.

ЛИТЕРАТУРА

1. Журавлев С.С. Влияние геометрических параметров направляющего устройства зависимой подвески на углы крена поддрессоренных масс относительно неподдрессоренных // Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов. — Мн., 1987. — Вып. 2. — С. 42—47.

УДК 629.113-585. 23-621.825.54

С.Б.САМАРЦЕВ, В.Я.КОРЕЙВО,
А.Ф.МИТЯЕВ

К ВОПРОСУ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ В ТРАНСМИССИЯХ АВТОМОБИЛЕЙ С МНОГОВАЛЬНЫМИ ГМП

В последние годы выпуск большегрузных автомобилей с многовальными гидромеханическими передачами (ГМП) значительно увеличился. В целях повышения плавности трогания автомобилей и снижения динамической нагруженности элементов трансмиссий при переключении передач применяются различные способы, использование которых ограничено из-за повышенного буксования фрикционных. В этой связи исследуются [1]—[3] возможности включения передач при одновременной работе фрикционных переключения

диапазонов и ступеней. Тем самым делается попытка за счет разделения энергонагруженности фрикционов в комплексе повысить качество работы передач на неустановившихся режимах.

Настоящие исследования выполнялись в натуральных условиях на автомобиле-самосвале БелАЗ-548А с установленной на нем ГМП МоАЗ.

Испытания проводились на порожнем и полностью нагруженном автомобиле в различных дорожных условиях: на бетонной и снежной укатанной (со льдом) площадках. Информационно-измерительная аппаратура обеспечивала снятие и регистрацию до десяти параметров исследуемых процессов.

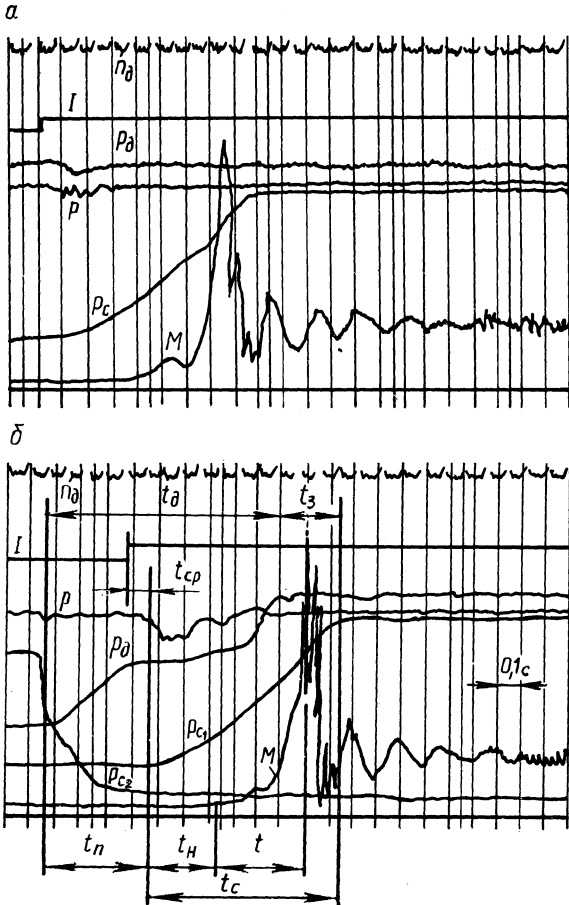


Рис. 1. Осциллограммы неустановившихся режимов в трансмиссии автосамосвала БелАЗ-548А с пятиступенчатой ГМП МоАЗ:

а — при включении фрикциона переключения ступеней и заблокированном диапазоне фрикционе; *б* — при одновременном включении фрикционов; n_d — частота вращения двигателя; M — динамический момент на карданном валу; p_d, p_{c1}, p_{c2} — давление в линиях подвода рабочей жидкости к исполнительным цилиндрам переключения диапазонов и соответствующих ступеней; p — главное давление в системе управления ГМП; I — линия фиксации момента замыкания цепи электромагнита включения ступени

Качество работы ГМП на неустановившихся режимах определялось по динамическим нагрузкам на ее выходном валу. Измерение и регистрация показателей, характеризующих тепловую нагруженность фрикционных дисков, не производились. Оценивались параметры и работа гидравлической системы управления переключением передач.

На рис. 1 представлены осциллограммы, характеризующие процесс трогания автомобиля-самосвала с места на IV ступени при начальной частоте вращения коленчатого вала двигателя $n_d = 750$ об/мин. В качестве оценочных показателей принимались временные характеристики системы (в секундах): t — длительность нарастания динамического момента M до максимального; t_d, t_c — длительность нарастания давления соответственно на входе p_d и p_c до максимальных; t_n — время начала предварительного включения гидравлического цилиндра диапазонного фрикциона; t_3 — время задержки достижения максимальных значений p_c по отношению к максимальному p_d ; t_H — промежуток времени от начала включения фрикциона переключения ступеней до начала закручивания карданного вала; t_{cp} — промежуток времени от момента срабатывания электромагнита включаемого фрикциона ступени до начала нарастания давления p_c .

При анализе данных оценка скоростного режима работы двигателя производилась по относительному значению \bar{n}_d , т.е. соотношению начальной и максимальной частот вращения коленчатого вала. Начальная частота вращения при испытаниях фиксировалась водителем и уточнялась при расшифровке осциллограмм. Ошибка ее фиксации составляла $\bar{n}_d = \pm 0,05$.

Из рис. 1, б видно, что система управления ГМП не обеспечивает одновременного включения фрикционов. Время $t_n = 0,3...0,5$ с, причем нижние его значения характерны для среднескоростных ($\bar{n}_d = 0,5...0,7$), а более высокие — для низкоскоростных ($\bar{n}_d = 0,8...0,5$) режимов работы двигателя. Задержка включения цилиндра фрикциона из-за инерционности гидропривода $t_{cp} = 0,09...0,13$ с не оказывает влияния на переходной процесс.

На всех передачах, за исключением первой, максимальные давления p_d и p_c первоначально достигаются в диапазонном фрикционе, а затем — во фрикционе переключения ступеней передач. В табл. 1, где приведены результаты испытаний ГМП порожнего автосамосвала на бетонной площадке на IV ступе-

Табл. 1. Параметры переходного процесса при включении IV ступени ГМП

Способ включения ступени	\bar{n}_d	t	t_d	t_c	t_n	t_3	t_H	t_{cp}
Фрикционом переключения ступеней при заблокированном фрикционе	0,35	0,33	—	0,78	—	—	0,28	0,12
	0,45	0,36	—	0,72	—	—	0,25	0,11
	0,60	0,47	—	0,65	—	—	0,24	0,12
Одновременно двумя фрикционами	0,30	0,27	0,95	0,75	0,40	0,20	0,23	0,09
	0,40	0,39	0,81	0,69	0,32	0,20	0,21	0,13
	0,65	0,47	0,74	0,66	0,36	0,28	0,27	0,10

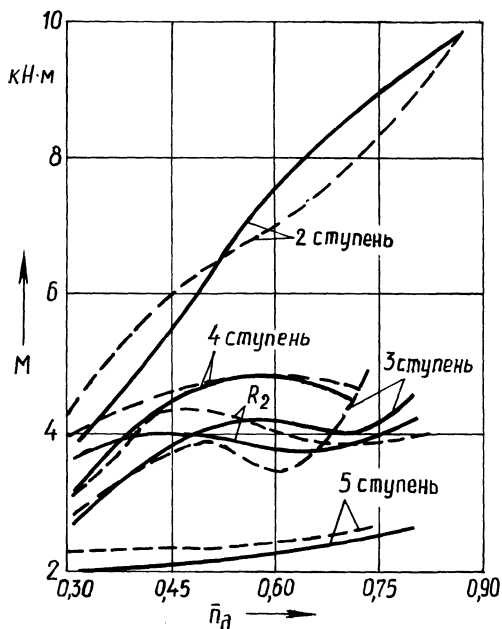


Рис. 2. Динамический момент на выходном валу ГМП при различных начальных угловых скоростях коленчатого вала двигателя:

сплошные линии — включение ступени одним фрикционом; штриховые линии (P соответствует ступеням заднего хода) — двумя

ни (высший диапазон), показано, что с повышением \bar{n}_d время t_n увеличивается вследствие уменьшения t_d ($t_z + t_d = t_n + t_c$). Аналогичная зависимость наблюдается и при работе фрикциона переключения ступеней. Время нарастания давления для соответствующих фрикционов $t_d = 0,7...0,95$ с и $t_c = 0,6...0,8$ с.

Поскольку насос системы обеспечения фрикционов приводится во вращение непосредственно от вала насосного колеса гидротрансформатора, изменение частоты вращения коленчатого вала оказывает прямое влияние на подачу насоса и динамику заполнения жидкостью исполнительных цилиндров фрикционов.

Время буксования с учетом допущения о замыкании фрикциона переключения ступеней (диапазонный фрикцион уже замкнут) в момент достижения максимального динамического момента M с достаточной степенью точности можно считать равным t . При этом с увеличением скоростного режима возможно повышение t на 10...50 %, не зависящее от способа включения ступеней.

Естественно, что влияние упругих и инерционных свойств трансмиссии в основном сказывается на показателях t , T (период колебаний динамического момента на валу), а также на соотношении t/T , которое часто учитывается при оценке качества работы ГМП на неустановившихся режимах при включении фрикционов. В табл. 2 даны показатели, полученные при трогании автосамосвала на II ступени (низший диапазон). Период колебаний динамического момента в этом случае равен 0,33 с, а для IV ступени — 0,2 с. Продолжительность буксования фрикциона переключения ступеней на передачах прямого хода составляет 0,3...0,5 с, а на передачах заднего хода — 0,2...0,4 с. Различия в t_n (табл. 1), t и t/T (табл. 2) незначительны.

Табл. 2. Параметры переходного процесса при включении II ступени ГМП

Способ включения ступени	\bar{n}_d	t_n	t	t_3	t/T
Фрикционным переключения ступеней при заблокированном	0,35	0,24	0,32	—	0,97
диапазонном фрикционе	0,50	0,20	0,36	—	1,09
Одновременно двумя фрикционами	0,65	0,23	0,37	—	1,12
	0,30	0,30	0,27	0,35	0,82
	0,40	0,25	0,30	0,38	0,91
	0,60	0,23	0,34	0,31	0,94

Последнее обстоятельство указывает на то, что динамическая нагруженность трансмиссий при подобном функционировании системы не может быть существенно понижена. Основной фактор — продолжительность буксования фрикционов фактически не увеличивается. Из-за раннего включения диапазонного фрикциона в течение периода времени t_n (диски еще не сжаты, происходит перемещение поршня в цилиндре фрикциона) крутящий момент не передается, а замыкание фрикционов в большинстве случаев происходит одновременно или с запаздыванием диапазонного на t_3 , причем время t_n достаточно близко к t_3 .

Общих закономерностей (рис. 2) изменения динамических нагрузок (при погрешности измерения 2...3 %) на выходном валу ГМП при сравнении обоих способов включения ступеней не выявлено. В отличие от ГМП, в которых диапазонные фрикционы расположены на промежуточном валу и момент уменьшается при одновременном включении двух фрикционов [2, 3], в ГМП МоАЗ распределение нагрузок имеет свои особенности. Динамический момент на валу при одновременном включении фрикционов выше тогда, когда $t_3 = 0,15...0,4$ с, и снижается при $t_3 \leq 0,1$ с или позднем замыкании диапазонного фрикциона. Поэтому для обеспечения наилучшего режима работы исследуемой ГМП необходимо, чтобы замыкание фрикционов происходило одновременно или с опережающим замыканием фрикциона переключения ступеней. Система управления переключением передач обеспечивает требуемую последовательность блокировки фрикционов на ступенях (I—III) низшего диапазона при большинстве скоростных режимов. Сложнее обстоит дело на ступенях (IV—VI) высшего диапазона и передачах заднего хода, для которых тоже желательно более позднее включение диапазонного фрикциона (доведение t_n до нуля) или замыкание его после включения фрикциона переключения ступеней (энергонагруженность диапазонного фрикциона будет находиться в допустимых пределах [1—3]). Включение диапазонного фрикциона с задержкой возможно при условии гарантированного замыкания фрикциона при передаче им моментов более высоких, чем фрикционами переключения ступеней.

Сложность настройки системы управления ГМП (МоАЗ) с фрикционами, располагающимися на выходном валу, заключается в существенном различии параметров их исполнительных цилиндров и магистралей подвода рабочей жидкости. Кроме того, на буксование фрикционов влияют усилия, действующие в динамической системе, упругие и инерционные свойства объекта исследу-

дований, фрикционные характеристики элементов трения. Так, время нарастания динамического момента на валу до пиковых значений зависит от загрузки автомобиля.

Таким образом, испытания ГМП подтвердили возможность переключения передач при одновременной работе фрикционов. В ряде случаев отмечается улучшение качества переходных процессов даже при работе серийной системы управления ГМП. Направлениями совершенствования многовальных трансмиссий являются выбор моментов времени срабатывания электромагнитов в зависимости от номера ступени и задержки включения того или иного фрикциона.

ЛИТЕРАТУРА

1. Самарцев С.Б. Динамическая и тепловая нагруженность элементов трансмиссии с тремя степенями свободы при включении передач автомобиля // Вестн. АН БССР. Сер. физ.-техн. наук. — 1985. — § 1. — С. 75—81. 2. Динамика многовальных ГМКП транспортных машин в условиях одновременного включения фрикционов / В. Я. Корейво, А.М.Марьянков, А.Ф.Митяев, С.Б. Самарцев // Второе всесоюз. научно-техн. совещание "Динамика и прочность автомобиля". — М., 1986. — С. 145—146. 3. Самарцев С.Б., Корейво В.Я., Митяев А.Ф. Энергонагруженность трансмиссий с многовальными ГМП // Автомоб. пром-сть. — 1987. — № 12. — С. 17—18.

УДК 629.113-597.5

НГУЕН ВАН БАНГ, П.Р.БАРТОШ

К РАСЧЕТУ ПИТАЮЩЕЙ ЧАСТИ ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ БОЛЬШЕГРУЗНОГО АВТОМОБИЛЯ

С каждым годом увеличивается выпуск автомобилей, растет интенсивность транспортных потоков. Безопасность их движения обеспечивается повышением эффективности действия тормозных систем транспортных средств. Так как большегрузные автомобили-самосвалы работают на сравнительно коротких участках дорог с большими уклонами, циклы торможение — оттормаживание повторяются часто. Такой режим работы тормозных систем связан со значительным расходом сжатого воздуха из ресиверов, что в ряде случаев отрицательно сказывается на эффективности торможения автомобиля. Поэтому вопросы исследования питающей части тормозных систем большегрузных автомобилей-самосвалов весьма актуальны. Без соответствующего математического моделирования переходных процессов, протекающих в этих системах, сложно проводить исследование и выбор параметров тормозной системы.

На рис. 1 приведена расчетная схема пневматической тормозной системы большегрузного автомобиля-самосвала. В контуре привода тормозов переднего моста включен клапан ограничения давления 13, а в контуре привода тормозов заднего — ускорительный клапан 11, синхронизирующие работу тормозной системы. Математическое моделирование питающей части производится во взаимосвязи с математическим описанием тормозного привода, так как расход сжатого воздуха при торможении зависит в основном от режима работы привода. Кроме того, в модели учитываются подача компрессора, объем