

НАГРУЖЕННОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ ТРАНСМИССИЙ АВТОМОБИЛЕЙ С ГМП НА ЭКСТРЕМАЛЬНЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ

Большегрузные автомобили с гидромеханическими передачами (ГМП) эксплуатируются в сложных климатических и погодных условиях, в карьерах с плохими дорогами, при повышенной загрузке машин. Вследствие разрегулирования системы управления переключением передач имеют место отклонения от нормальной работы ГМП, приводящие к нарушению функционирования отдельных систем и элементов трансмиссии.

Как правило, экстремальные режимы возникают при переходных процессах, обусловленных переключением ступеней и сопровождающихся пиковыми динамическими нагрузками на валы и перегревом фрикционных элементов управляющих муфт. Поэтому при проектировании ГМП необходим учет подобных явлений и прогнозирование их влияния на динамику переходных процессов, надежность работы трансмиссии.

Анализ рабочих процессов ГМП автомобилей типа БелАЗ и МоАЗ позволил установить следующие экстремальные состояния трансмиссии при переключении ступеней, вызванные 1) включением фрикционов при понижении или колебательном изменении давления в исполнительных цилиндрах или главной магистрали ГМП; 2) одновременной работой фрикционов переключения диапазонов и ступеней (далее не рассматривается, так как описано в [1]); 3) троганием с места с включенной передачей с разгоном коленчатого вала двигателя, а также загрузкой автомобиля выше допустимой в условиях большого дорожного сопротивления; 4) включением фрикциона при заблокированном гидротрансформаторе или работающем тормозе-гидрозамедлителе.

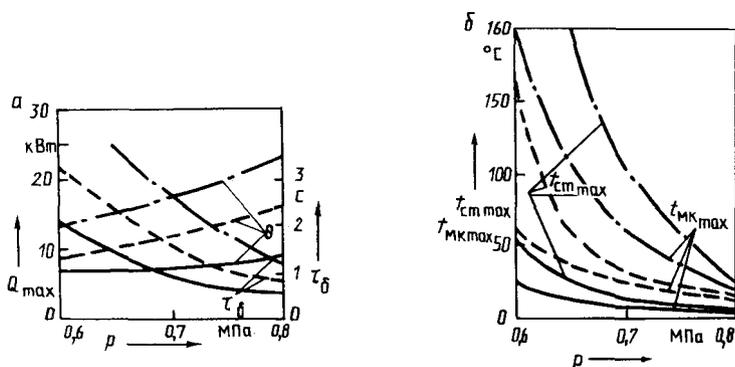


Рис. 1. Показатели энергонагруженности фрикционов автомобилей БелАЗ — теплового потока (а) и температуры поверхности дисков (б) — в зависимости от давления в главной магистрали системы обеспечения ГМП и начальной скорости скольжения дисков: — 120 рад/с; - - - 140 рад/с; - · - · - 160 рад/с

Давление в системе управления переключением передач после продолжительной эксплуатации снижается вследствие уменьшения подачи насоса или значительного износа колец в уплотнениях валов. Утечки рабочей жидкости приводят к тому, что ее давление в исполнительных цилиндрах будет значительно ниже, чем в системе. Коэффициент трения дисков фрикционов, как известно, также уменьшается во времени. Возникает опасность перегрузки фрикционов при более позднем замыкании и ухудшения качества работы ГМП на неустановившихся режимах. С другой стороны, при низких температурах окружающей среды давление p в главной магистрали также снижается или изменяется по некоторому закону. При этом (рис. 1) существенно возрастает энергонагруженность фрикционов, характеризуемая временем τ_6 буксования, максимальными тепловым потоком θ_{\max} , температурой $t_{\text{стmax}}$ в стальном и $t_{\text{мкmax}}$ в металлокерамическом дисках, превышающими допустимые значения температуры сгорания рабочей жидкости на поверхностях трения и материалов фрикционных элементов. При более низких значениях температуры повышается и динамическая нагруженность элементов трансмиссии. Так, при трогании автомобиля БелАЗ-7548 на I ступени и температуре рабочей жидкости в картере 80 и 40 °С увеличение динамического момента на карданном валу достигает соответственно 6 и 15 %.

Некоторые из указанных режимов работы ГМП предусмотрены руководством по эксплуатации автомобилей [2]. В частности, рекомендуется прогрев ГМП производить при включенных колесных тормозах и ускоряющей ступени КП с замыканием фрикциона и разгоном коленчатого вала двигателя до установленной частоты вращения. В этих условиях работа фрикциона затруднена, а при очень низких значениях температуры (-15 °С и ниже) его включение практически невозможно.

Для сравнительной оценки отмеченных режимов проведен комплекс расчетно-теоретических исследований, позволивший смоделировать на ЭВМ работу гидравлической системы управления переключением передач в ГМП, динамические и тепловые процессы, происходящие в фрикционах и элементах трансмиссий машин. Колебательное изменение усилия сжатия пакета дисков $F_{\text{сж}}$ считалось подчиняющимся гармоническому закону.

Установлено, что для машин всех типов в рассматриваемых режимах наблюдается рост динамической нагруженности элементов трансмиссии. Причем при увеличении частоты колебаний давления до 60 Гц и средней продолжительности буксования 0,6 с она возрастает в 2 раза, что особенно заметно на средне- и высокоскоростных режимах работы агрегата.

Высокая динамическая нагруженность элементов трансмиссии обусловлена существенной скоростью нарастания усилия сжатия пакета дисков и соответствующей скоростью нарастания нагрузок на упругие элементы. При резком снижении $F_{\text{сж}}$ сохраняется значительный момент трения фрикциона из-за большого коэффициента трения, являющегося функцией относительной скорости скольжения дисков, теплового потока на поверхностях трения и средней температуры поверхности стального диска. Поэтому трансмиссия не успевает реагировать на изменение $F_{\text{сж}}$. Происходит ступенчатый рост уровня нагрузок.

В целом при колебательном изменении усилия сжатия пакета дисков фрикциона ухудшение режима работы трансмиссии и ее элементов является типичным.

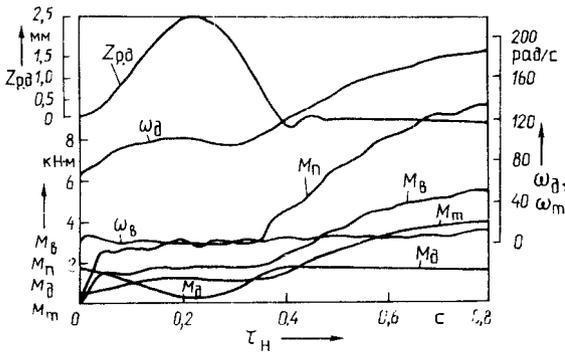


Рис. 2. Изменение параметров переходного процесса в трансмиссии автомобиля БелАЗ-548 при трогании его с места с включенным фрикционом (угол поворота рычага управления регулятором двигателя $\gamma = 10^\circ$): M_d, ω_d — крутящий момент на валу двигателя и угловая скорость его вращения; M_t — крутящий момент на турбинном колесе гидротрансформатора и угловая скорость вращения выходного вала ГМП

Другой режим — это трогание автомобиля с включенной передачей с выключением колесных тормозов и разгоном коленчатого вала двигателя с частоты вращения холостого хода. Подобный способ используется квалифицированными водителями (особенно аэродромных тягачей БелАЗ с серийной трехступенчатой ГМП), позволяет получить требуемую плавность трогания автомобиля и исключает вероятность "сгорания" фрикциона.

При моделировании режима учитывалась работа всережимного регулятора двигателя. Осциллограммы для переходного процесса приведены на рис. 2. Для оценки длительности процесса используется время нарастания динамического момента до максимума τ_H , практически совпадающее со временем буксования фрикционов.

Полученные результаты (табл. 1) свидетельствуют, что нагрузки на карданный вал $M_{вmax}$ и полуоси $M_{пmax}$ определяются временем воздействия водителя на рычаг регулятора τ_v (степенью равномерности подачи топлива в двигатель) и начальным положением $Z_{р.д}$ муфты всережимного регулятора. Увеличение этих показателей приводит к снижению динамических моментов на валах, но уровень последних ниже или соизмерим на низкоскоростных режимах с параметрами, обеспечиваемыми при программном включении передач. Кроме того, следует иметь в виду, что при очень плавной подаче топлива (τ_v свыше 3 с) и полной загрузке автомобиля двигатель заглохнет. Очевидно, что в качестве альтернативного режим возможен при наличии автоматического управления переключением передач.

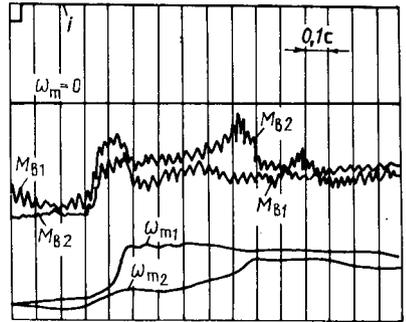
Неисправности системы управления ГМП редко, но все же приводят к включению передач в условиях блокировки тормоза-замедлителя или гидротрансформатора. В первом случае это равносильно увеличению момента со-

Табл. 1. Параметры переходных процессов при начальных значениях $\omega_d = 65$ рад/с, $Z_{р.д} = 0$, $\gamma = 10^\circ$

τ_v, c	τ_H, c	$M_{вmax}, кН·м$	$M_{пmax}, кН·м$
0,5	0,924	5,86	9,96
2	1,306	5,79	9,88
3	1,588	3,87	6,72

Рис. 3. Осциллограммы, полученные при переключении передач с III на IV ступень в ГМП автомобиля БелАЗ при начальной угловой скорости вращения вала двигателя 190 рад/с:

i — линия фиксации включения ступени электромагнитом; ω_T — угловая скорость вращения турбинного колеса; индексы: 1 — при разблокированном гидротрансформаторе; 2 — при заблокированном



противления перемещению ведущей массы динамической системы. Этот момент при моделировании процесса принимали постоянным и максимальным, т.е. считали, что совместная работа замедлителя с фрикционом имеет место в условиях установившегося торможения (исследованы серийный тормоз-замедлитель автомобилей БелАЗ и двухполостная муфта с более высокой эффективностью работы). Оказалось, что при таком режиме повышение нагрузок на элементы трансмиссии тем больше, чем выше тормозной момент замедлителя. Так, в зависимости от типа применяемого механизма возможен рост пиковых крутящих моментов на 17–20 %. Причем наибольшее их увеличение соответствует нагрузкам на полуоси при средне- и высокоскоростных режимах. Однако оно сопровождается снижением (на 7–26 %) степени нагрева фрикционных элементов, которая выше при торможении двухполостной муфты-замедлителя и высокоскоростных режимах.

Заметим, что трогание с места автомобиля, нагрузка которого на 2–5 т выше допустимой, в тяжелых дорожных условиях (коэффициент сопротивления движению до 0,4) сопровождается аналогичными явлениями. Поскольку трогание осуществляется на высокоскоростных режимах, наблюдается значительное (почти в 2 раза) увеличение динамического момента на полуосях автомобиля. Переходный процесс в ГМП сопровождается ростом степени нагрева (на 5 %) фрикционных дисков. На низших скоростных режимах, несмотря на замыкание фрикционов, разгона машины не наблюдалось. Двигатель работал устойчиво за счет проскальзывания гидротрансформатора.

Исследования показали, что в моделях подобных режимов можно учитывать бесконечные значения сопротивления движению или поступательно движущейся массы автомобиля, что равносильно троганию автомобиля при включенных тормозах. Этот режим, как наиболее тяжелый, достаточно часто имеет место в натуральных экспериментах.

Таким же сложным и тяжелым является режим включения передач при заблокированном гидротрансформаторе (рис. 3), который характеризуется ухудшением всех критериев качества процесса — повышением динамических нагрузок в трансмиссии в 1,2–2,3 раза, а степени нагрева дисков фрикционов в 1,2–2 раза.

Итак, возникающие при переключении ступеней передач “нетипичные” режимы с точки зрения динамической и тепловой нагруженности элементов являются весьма опасными и их необходимо учитывать при проектировании ГМП. Другие режимы, такие, как трогание автомобиля с выключенным фрик-

ционом, не связаны с ухудшением оценочных показателей переходных процессов. При этом рациональное управление ГМП может быть достигнуто только с помощью системы автоматизированного переключения передач.

Список литературы

1. Самарцев С.Б., Корейво В.Я., Митяев А.Ф. Энергонагруженность трансмиссий с многоскоростными ГМП / Автомоб. пром-сть. 1987. № 12. 2. Автомобили БелАЗ. Руководство по эксплуатации. Мн., 1985.

УДК 629.113

А.И. ГРИШКЕВИЧ, д-р. техн. наук,
САЛМАН АБЕИД (БПИ)

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ КРИВОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ

В общем случае криволинейного движения автомобиля расчетные параметры траектории существенно зависят от характеристик увода шин. Наиболее часто при расчетах боковую силу и увод автомобильного колеса связывают экспериментальными зависимостями. Для определенной шины соотношения между углом увода и действующей на колесо боковой силой зависят от многих факторов: нормальных реакций дороги, давления воздуха в шине, состояния дорожного покрытия, окружной силы на колесе и др. Поэтому непосредственно использовать экспериментальные зависимости можно только при наличии большого объема опытных данных. Более эффективным методом исследования криволинейного движения автомобиля является метод, основанный на нелинейной теории увода колеса, разработанной Д.А. Антоновым.

Будем рассматривать, как это обычно принято, движение автомобиля, имеющего n колес, в неподвижной XOY и подвижной xoy системах координат. Начало подвижной системы координат расположено в центре масс автомобиля, ось x направлена вдоль продольной оси автомобиля, а ось y — перпендикулярно к ней (рис. 1). Центр контактной площадки колеса с номером i имеет координаты x_i, y_i , а плоскость колеса составляет с продольной осью автомобиля угол θ_i .

Движение автомобиля описывается системой трех дифференциальных уравнений

$$\left. \begin{aligned} m_a a_x + \sum_{i=1}^n R_{xi} &= 0; \\ m_a a_y + \sum_{i=1}^n R_{yi} &= 0; \\ I_a \omega_a + \sum_{i=1}^n M_{(x,y)i} &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где m_a, I_a — масса и момент инерции автомобиля относительно вертикальной