

моторного тормоза, устанавливаемого в выпускной системе двигателя; сцепления и (или) гидротрансформатора и блокировочного фрикциона; коробки передач и ее элементов: синхронизаторов или многодисковых фрикционов; исполнительных механизмов управления двигателем, моторным тормозом, сцеплением, коробкой передач.

УДК 629.113.01-23

О.С.РУКТЕШЕЛЬ, д-р техн. наук,
асп. С.А.СИДОРОВ (БГПА)

МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ КАРЬЕРНОГО САМОСВАЛА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЕЁ НАГРУЖЕННОСТИ

В настоящее время для удовлетворения разнообразных требований потребителей и повышения конкурентоспособности отечественных автомобилей необходимо резко сократить сроки разработки новых и модернизации серийно выпускаемых автомобилей.

Решение данной задачи невозможно без широкого применения ЭВМ и имитационного моделирования процессов, происходящих при движении автомобиля. Кроме того, моделирование режимов движения позволяет выбрать оптимальные программы форсированных испытаний как отдельных агрегатов, так и всего автомобиля в целом.

Вопросы создания математических моделей автомобиля, его узлов и агрегатов, а также моделирования движения рассмотрены достаточно широко. Однако при моделировании движения автомобиля в изменяющихся дорожных условиях в основном рассматривались либо переходные режимы, например, трогание с места, переключение передач, торможение и т.д., либо наоборот, моделировалось движение по маршруту без учета колебательных процессов, возникающих в узлах автомобиля на неустановившихся режимах. Модели, учитывающие то и другое по причине определенной сложности математического описания и реализации на ЭВМ, практически не создавались.

Нагруженность трансмиссии и отдельных её узлов и агрегатов изучена достаточно глубоко. Этим вопросам посвящены работы В.Б.Альгина [1], С.Ф.Безверного, Б.В.Гольда, И.И.Малашкова, Н.Л.Островерного [2], В.П.Тарасика, В.И.Чечика [3], В.С.Шуплякова [4], Н.Н.Яценко [5] и др.

Нагрузочные режимы работы карьерных самосвалов существенно отличаются от общетранспортных. Прежде всего, это обусловлено тяжелыми условиями эксплуатации в карьерах и забоях. Отсутствие научно обоснованных методов форсирования и специальных испытательных трасс и сооружений для испытаний такого рода машин затрудняет экспериментальное определение их нагруженности. В связи с этим, до настоящего времени новые или модернизированные карьерные самосвалы передаются в рядовую эксплуатацию, где и происходит опытно-экспериментальная доводка. При этом темпы испытательных работ являются низкими

На кафедре «Автомобили» Белорусской государственной политехнической академии была разработана математическая модель трансмиссии карьерного самосвала (рис.1) и программа расчета её нагруженности при движении по заданному маршруту.

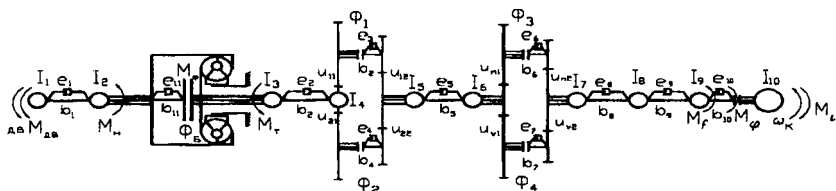


Рис.1 Схема динамической системы гидромеханической трансмиссии карьерного самосвала

Здесь $I_1 \dots I_{10}$ – моменты инерции вращающихся деталей трансмиссии;
 $e_1 \dots e_{10}$ и $b_1 \dots b_{10}$ – соответственно податливости и коэффициенты демпфирования упругих звеньев системы;
 $M_{дв}$ – крутящий момент двигателя;
 M_t и M_n – моменты на насосном и турбинном колесах гидротрансформатора;
 M_f – момент сопротивления качению колес автомобиля;
 M_i – момент сопротивления подъему автомобиля;
 M_ϕ – момент сцепления шин с опорной поверхностью;
 $U_{ij}, U_{Ni}, U_{Vi}, \eta_{ij}, \eta_{Ni}, \eta_{Vi}$ – соответственно передаточные числа и КПД пар шестерен, обеспечивающих передачу крутящего момента;
 $\Phi_1, \Phi_2, \Phi_3, \Phi_4$ и Φ_5 – фрикционные муфты.
 Данная модель позволяет обеспечивать:

- переключение передач как с разрывом, так и без разрыва потока мощности в любом направлении, в соответствии с задаваемым законом переключения передач;
- автоматическую блокировку и разблокировку гидротрансформатора в соответствии с задаваемым законом, а также разблокировку при переключении передач;
- движение самосвала по дороге переменного профиля с различными видами покрытия и ограничениями скорости движения на отдельных участках по условию безопасности движения.

Программа расчета на ЭВМ, помимо определения динамических моментов в элементах трансмиссии, позволяет имитировать работу и автоматической системы переключения передач и блокировки ГТ, действия водителя по управлению скоростью автомобиля на различных режимах движения (разгон, движение с допустимой скоростью, движение на спуске, накат, торможение двигателем, совместное торможение двигателем и тормозами).

При расчете моделировалась трансмиссия карьерного самосвала БелАЗ-7555. При этом имитировались следующие случаи нагружения:

- трогание с места и разгон на горизонтальном участке с асфальтобетонным покрытием при различных положениях педали управления двигателем (50, 70, 80, 90 и 100%);
- трогание с места и разгон при фиксированном положении педали управления двигателем на различных подъемах ($t=0...0,1$);
- трогание с места и разгон при фиксированном положении педали управления двигателем на горизонтальном участке при различной начальной частоте вращения коленчатого вала двигателя (860, 955, 1050, 1150 и 1240 мин⁻¹);
- трогание с места и разгон при фиксированном положении педали управления двигателем на горизонтальном асфальтобетонном участке при различной полной массе самосвала (100%, 110% и 120% полной массы).

При трогании и разгоне на первой передаче гидротрансформатор был разблокирован. Переключение передач и блокировка гидротрансформатора осуществлялись по достижении автомобилем заданной скорости движения на каждой передаче. На первой передаче гидротрансформатор не блокировался. При переключении передач гидротрансформатор принудительно разблокировался. Переключение происходило с разрывом потока мощности.

Оценка нагруженности ГМТ проводилась по следующим показателям:

- максимальные динамические моменты на карданном валу привода заднего моста;
- темпы накопления усталостных повреждений по контактным и изгибным напряжениям зубчатых колес и роликовых подшипников.

Сравнение проводилось по темпу накопления повреждений зубчатых колес по контактным напряжениям.

Результаты исследования на ЭВМ нагруженности деталей трансмиссии для различных режимов трогания и разгона приведены в таблице 1.

Проведенные исследования показали, что при трогании самосвала на ровном горизонтальном участке карьерной дороги при различных положениях педали управления двигателем (от 50% до 100% нажатия) максимальный динамический момент на карданном валу привода заднего моста увеличился в 1.8 раза. Темп накопления усталостных повреждений зубчатых колес по контактным напряжениям возрос в 1.9 раза.

При увеличении крутизны преодолеваемого подъема с 0 до 0,1 максимальный динамический момент на карданном валу привода заднего моста увеличился в 1,3, а темп накопления повреждений - в 1,9 раза.

С увеличением начальной частоты вращения коленчатого вала двигателя при трогании с места на 1-ой передаче последовательно с 860 мин⁻¹ до 1240 мин⁻¹ максимальный динамический момент на карданном валу привода заднего моста увеличился на 40%.

Табл. 1

Условия трогания и разгона			Темп накопления повреждений по контактным напряжениям зубчатых колес заднего моста
Дорожное сопротивление	Положение педали управления двигателем, %	Начальные обороты коленвала двигателя, мин ⁻¹	
0,02	70	955	1,52·10 ¹¹
0,02	100	955	2,15·10 ¹¹
0,02	100	1240	2,37·10 ¹¹
0,10	100	1240	2,84·10 ¹¹

Увеличение полной массы самосвала на 10% и 20% привело к увеличению максимального динамического момента на карданном валу привода заднего моста и темпа накопления усталостных повреждений на 10%.

Таким образом, разработанная модель и программа расчета на ЭВМ позволяет ещё на этапе проектирования оценить нагруженность трансмиссии карьерного самосвала и определить ресурс её основных

узлов и агрегатов, что существенно сократит сроки разработки новых машин и доводки серийно выпускаемых.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Альгин В.Б. Динамика, надежность и ресурсное проектирование трансмиссий мобильных машин. –Мн.: Наука і тэхніка, 1995. –256 с. 2. Островерхов Н.Л. Прогнозирование нагруженности и долговечности трансмиссий колесных транспортных машин на ранних стадиях проектирования: Дис. ... д-ра.техн.наук: 05.05.03.- М., 1990.- 180 с. 3. Чечик В.И. Исследование и разработка методики расчетного определения нагрузочного режима трансмиссии автомобиля. Дисс. ... канд.техн.наук. –Мн., 1982. 4. Шупляков В.С. Колебания и нагруженность трансмиссии автомобиля. –М.: Транспорт, 1974.-328 с. 5. Яценко Н.Н., Шупляков В.С. Нагруженность трансмиссии автомобиля и ровность дороги.-М.:Транспорт, 1967. –164 с.

УДК 629.113.01

Б.У.БУСЕЛ,
канд. техн. наук (БГПА)

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ НАГРУЖЕННОСТИ ДОТРАНСФОРМАТОРНОГО УЧАСТКА ТРАНСМИССИЙ САМОСВАЛОВ БЕЛАЗ

Известно, что в дотрансформаторных участках трансмиссий машин могут развиваться крутильные колебания большой интенсивности на отдельных режимах, вплоть, до резонансных [1]. Колебания возбуждаются крутящим моментом двигателя внутреннего сгорания. Поэтому при конструировании этого участка трансмиссии предварительно необходимо решить все вопросы по снижению уровня колебаний при условии гарантированного исключения или подавления резонансных режимов и обеспечить достаточную долговечность элементов. Для решения сформулированной задачи применительно к самосвалам БелАЗ с гидромеханической трансмиссией были проведены расчетно-экспериментальные исследования крутильных колебаний в дотрансформаторном участке трансмиссии.

Для моделирования колебательного процесса в дотрансформаторном участке трансмиссии была принята цепная динамическая система "двигатель-трансмиссия-автомобиль" [2]. Суммарный крутящий момент двигателя воздействует на массу, имитирующую массу маховика и де-