

МОДЕЛИРОВАНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ КАРЬЕРНОГО САМОСВАЛА

СИДОРОВ С. А.

Белорусский национальный технический университет

Одной из важнейших задач при создании новой и модернизации серийно выпускаемой техники является сокращение сроков разработки, повышение надежности и долговечности. Эксплуатационные испытания, безусловно, – самый достоверный способ оценки долговечности узлов и агрегатов карьерных самосвалов, однако, к сожалению, требующий значительных затрат времени, труда, и, конечно, дорогостоящий.

Один из путей сокращения сроков проектирования – применение современных программных комплексов, позволяющих создать компьютерную модель автомобиля и оценить нагрузку основных его агрегатов.

Белорусским национальным техническим университетом совместно с Белорусским автомобильным заводом проведены расчетно-экспериментальные исследования нагруженности гидромеханической трансмиссии (ГМТ) карьерных самосвалов БелАЗ-7555 и БелАЗ-75473, для чего была разработана программа моделирования реализаций нагруженности гидромеханической трансмиссии карьерного самосвала Transmission.

Программа Transmission является самостоятельным программным продуктом и не требует специального программного обеспечения для функционирования. Кроме того, она не требует инсталляции (установки на жесткий диск) и может быть запущена с любого носителя.

Схема расчетной динамической системы трансмиссии карьерного самосвала, использованной при разработке программы, представлена на рис. 1.

На схеме I_1 – I_{10} – моменты инерции вращающихся деталей; e_1 – e_{11} , b_1 – b_{11} – податливости и коэффициенты демпфирования упругих звеньев; U_{11} , U_{12} , U_{21} , U_{22} , U_{V1} , U_{V2} , U_{N1} , U_{N2} – передаточные числа пар шестерен; $M_{дв}$ – крутящий момент двигателя; M_n , M_t – моменты на насосном и турбинном колесах ГТ; M_ϕ – момент сцепления колес с опорной поверхностью; M_f – момент сопротивления качению колес автомобиля; M_i – то же подъему автомобиля; Φ_1 – Φ_4 , Φ_B – фрикционы.

Особенностью рассматриваемой расчетной динамической системы считается наличие пяти фрикционных муфт Φ_1 , Φ_2 , Φ_3 , Φ_4 , Φ_B , расцепляющих систему. Включение или выключение

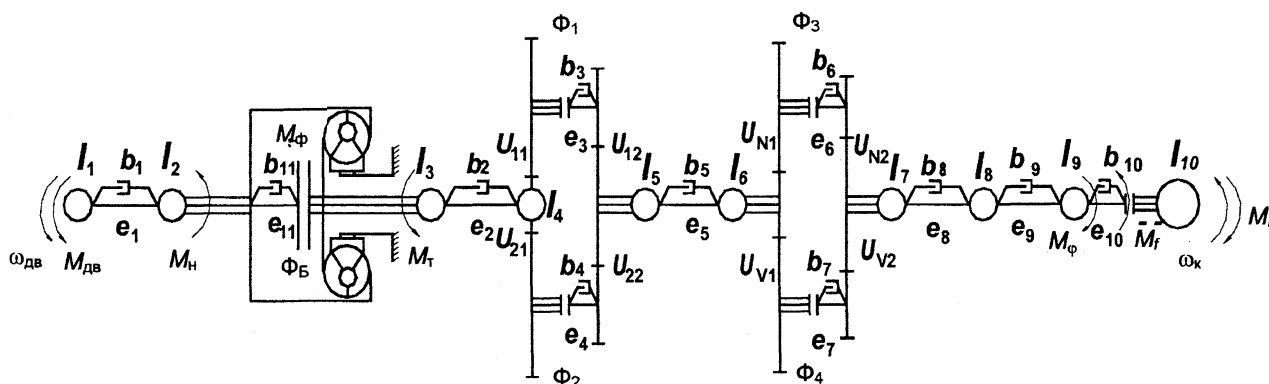


Рис. 1

любой из них в процессе переключения передач приводит к перестройке структуры и изменению параметров модели с последующим согласованием кинематических и силовых факторов ведущей и ведомой частей. Движение масс динамической системы в каждом фиксированном структурном состоянии описывалось с помощью дифференциальных уравнений Лагранжа 2-го рода. Данная модель позволяет реализовывать:

1. Переключение передач как с разрывом, так и без разрыва потока мощности в любом направлении в соответствии с задаваемым законом переключения передач.

2. Автоматическую блокировку и разблокировку гидротрансформатора в соответствии с задаваемым законом, а также разблокировку при переключении передач.

3. Движение самосвала по дороге переменного профиля с различным коэффициентом сцепления и ограничениями скорости движения на отдельных участках по условию безопасности движения.

Численное интегрирование дифференциальных уравнений математической модели трансмиссии осуществлялось с использованием метода Рунге – Кутты 4-го порядка.

Программа реализована на языке программирования Object Pascal в интегрированной среде программирования Delphi 5,0 и состоит из пяти компонентов: головной программы Transmission, файлов исходных данных Data (параметры динамической модели), DVS (характеристики двигателя и регулятора), Low (характеристики фрикционных и законы изменения давления во фрикционных) и Road (характеристики макропрофиля дороги и режимов движения).

Русскоязычный интерфейс программного пакета, одно из окон которого представлено на рис. 2, интуитивно понятен и не вызывает неоднозначного толкования назначения его элементов. Кроме того, при наведении указателя мыши на любой элемент рядом с ним появляется подсказка о назначении этого элемента или пункта.

Критерием оценки точности значений параметров имитационной модели может служить

совпадение результатов моделирования с записью реального процесса. В этом случае проверяются как правильность математического и алгоритмического описания, так точность ее реализации на ЭВМ. Поэтому с целью оценки достоверности разработанной имитационной модели проводилось сравнение экспериментально полученного процесса нагружения ГМТ карьерного самосвала БелАЗ-7555 с результатами моделирования.

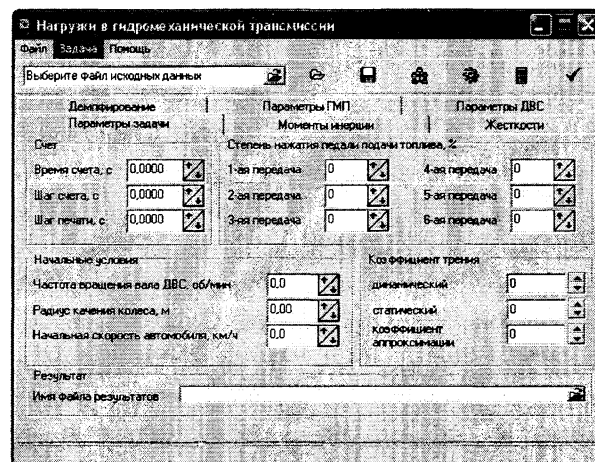


Рис. 2

Как видно из результатов сравнения, представленных на рис. 3, параметры процесса нагружения, полученные в ходе эксперимента, несколько отличаются от соответствующих параметров, полученных моделированием на ЭВМ. Это объясняется рядом допущений, имеющих место при разработке модели.

Здесь $M_{зм}$ – крутящий момент на карданном валу привода заднего моста; $n_{ГМП}$ – частота вращения карданного вала привода ГМП; $n_{зм}$ – то же заднего моста.

Параметры с индексом «эксп» относятся к экспериментально полученным данным, а с индексом «мод» – к моделированным на ЭВМ.

Таким образом, помимо качественной идентичности, сопоставляемые осциллограммы имеют однородный характер, что свидетельствует об адекватности разработанной модели реальным условиям нагружения.

Программа опробована и используется в работе бюро гидромеханических передач Белорусского автомобильного завода.

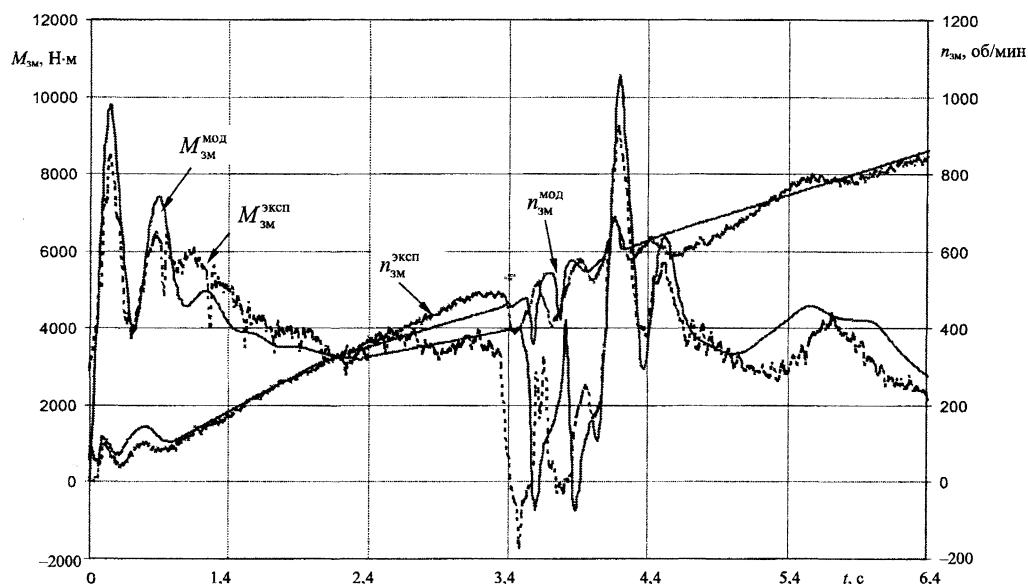


Рис. 3. Осциллограмма процесса трогания и разгона самосвала на подъеме

ВЫВОДЫ

1. Разработанная модель учитывает характеристики агрегатов карьерного самосвала, управляющих воздействий водителя и дороги и позволяет исследовать влияние этих факторов на нагруженность трансмиссии.

2. Разработанный программный пакет позволяет с большой достоверностью оценить нагруженность гидромеханической трансмиссии карьерного самосвала еще на стадии проектирования, что существенно снизит сроки разработки и повысит конкурентоспособность отечественной техники.

ЛИТЕРАТУРА

1. Тарасик В. П. Математическое моделирование технических систем. – Мн.: Дизайн ПРО, 2004. – 640 с.
2. Сидоров С. А. Моделирование гидромеханической трансмиссии карьерного самосвала и определение ее нагруженности // Конструирование и эксплуатация автомобилей: Сб. науч. тр. / Под ред. О. С. Руктешеля. – Мн.: УП «Технопринт», 2001. – Вып. 7. – С. 10–14.
3. Сидоров С. А., Руктешель О. С. Моделирование переходных процессов в трансмиссии карьерного самосвала с гидромеханической коробкой передач // Новые математические методы и компьютерные технологии в проектировании, производстве и научных исследованиях: Тез. докл. науч. конф., Гомель, 13–18 марта, 2000 г. / Гомель, ГГУ. – 2000. – С. 97–98.