

МЕТОД РАСЧЕТА ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ТРАНСМИССИИ С УЧЕТОМ КИНЕМАТИЧЕСКОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ПРИ ПЕРЕДАЧЕ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА

*Белорусский национальный технический университет, РУП МАЗ.
Минск, Беларусь*

Динамическая нагруженность трансмиссии транспортного средства, а следовательно, и её надёжность и долговечность, в значительной степени обусловлена параметрами её составляющих узлов. Поэтому на этапе проектирования конструктор должен руководствоваться определённой схемой, в основе которой лежит в наиболее полном объёме динамическое моделирование с учётом реального взаимодействия элементов в процессе работы, для построения безрезонансной долговечной конструкции трансмиссии.

При этом на первом этапе происходит построение кинематическо-динамической модели, основывающееся на исходных данных, полученных из тягово-динамического расчёта, на основании параметров прототипа и др. Выходными параметрами её исследования являются частоты собственных колебаний, амплитуды резонансных режимов, долговечность зубчатых передач с расчётным коэффициентом динамичности.

С ростом производительности ЭВМ и с появлением в связи с этим мощных пакетов трехмерного моделирования появилась возможность создавать точные модели реальных механизмов, которые впоследствии можно изучить с точки зрения кинематического согласования и получения заданного закона движения выходного звена.

В таких программах можно компоновать различные шарниры, сложные взаимосвязи деталей. Имеется также возможность моделирования контакта поверхности по поверхности, открывая большие перспективы для моделирования сложных процессов, происходящих в зубчатых зацеплениях автомобильных и автобусных трансмиссий.

Однако следует отметить, что, создавая подобную модель, исследователю важно не просто получить аналог реального механизма с заданным законом движения ведомого звена, что в основном и представляется в большинстве пакетов трехмерного моделирования. Обобщая основной их недостаток, можно выделить основное требование к программам такого рода (не обязательно касаясь зубчатого зацепления): необходимость объединения модулей "механизм" и расчетных методов (например, МКЭ) с целью получения реальных взаимодействий реальных тел, а не упрощенных абсолютно жестких моделей.

Поэтому и возникает необходимость разработки математического и программного обеспечения для моделирования указанных процессов.

При этом трансмиссия транспортного средства рассматривается как состоящая из 2-х элементов – динамического и кинематического (рис. 1) в соответствии с разработанной т.н. "Системой адекватного моделирования трансмиссии" (САМТ).

Динамическая модель, представляющая подсистему 1, описывает инерционно-жесткостную часть трансмиссии и состоит из матриц соответствующих элементов связи дифференциальных уравнений.



Рис. 1 Взаимосвязь элементов САМТ.

Кинематическая модель (подсистема 2) представляет реальные положения элементов трансмиссии в каждый момент времени с учётом взаимодействия зубьев зубчатых колёс. Предложенная кинематическая модель однозначно определяет положение составляющих звеньев в соответствии с балансом действующих сил, возникающих в процессе зацепления в точках контакта зубчатых колёс. При этом в САМТ моделируются элементы трансмиссии с полным набором погрешностей изготовления и сборки, который является дополнительным источником динамического нагружения.

Объединение 2-х подсистем в кинематическо-динамической модели позволяет исследовать взаимодействие не только упругосоединённых и демпфирующих элементов, каковыми в классическом моделировании представляется трансмиссия, но и контактирующих по поверхностям тел, что наиболее важно для исследования надёжности зубчатых соединений.

При формировании подсистемы 2 САМТ ставится задача создания адекватной модели зубчатых колёс, которая должна учитывать:

- высокую точность моделирования поверхности зубьев,
- адекватность построенной модели реальному зубчатому механизму с учётом переходных поверхностей,
- компактность математического описания модели,
- возможность динамичной модификации модели с целью моделирования погрешностей изготовления зубчатых колёс,
- возможность моделирования динамической податливости зубьев,

При этом компьютерная модель зубчатых колёс, состоящая из ведущего (а), сателлита (b) и ведомого (g) колеса, представляется в виде матрицы расчётных сечений

$$\left\| M_{a\dots g}^{A_{n+1}-A_{n+1}} \right\| = \left\| M_{a\dots g}^{A_n-A_n} \right\| \cos(\beta), \quad (1)$$

где β - угол между осями симметрий сечений в плоскостях n и $n+1$;

матрица координат поверхностей зубьев зубчатого колеса:

$$\|M_{a..g}^{A_n - A_n}\| = \begin{matrix} \|M_{a..g}^{A_n - A_n}\| \\ \|M_{a..g}^{A_n - A_n}\| \\ \dots \\ \|M_{a..g}^{A_n - A_n}\| \end{matrix} = \begin{matrix} \|X_1 & Y_1\| \\ \|X_2 & Y_2\| \\ \dots & \dots \\ \|X_i & Y_i\| \end{matrix} \begin{matrix} \| \cos(\varphi_{Z1a..g}) & -\sin(\varphi_{Z1a..g}) & {}^n a_{xa..g} \| \\ \| \sin(\varphi_{Z1a..g}) & \cos(\varphi_{Z1a..g}) & {}^n a_{ya..g} \| \\ \dots & \dots & \dots \\ \| \cos(\varphi_{Z2a..g}) & -\sin(\varphi_{Z2a..g}) & {}^n a_{xa..g} \| \\ \| \sin(\varphi_{Z2a..g}) & \cos(\varphi_{Z2a..g}) & {}^n a_{ya..g} \| \\ \dots & \dots & \dots \\ \| \cos(\varphi_{Zja..g}) & -\sin(\varphi_{Zja..g}) & {}^n a_{xa..g} \| \\ \| \sin(\varphi_{Zja..g}) & \cos(\varphi_{Zja..g}) & {}^n a_{ya..g} \| \end{matrix} ;$$

где X_i, Y_i - координаты точек профиля зубчатого колеса, $i = 1 \dots N_p$ (N_p - количество точек),

$\varphi_{Zma..g}$ - угловая толщина зуба Z_j , $j = (1 \dots m)$;

${}^n a_{xa..g}$, ${}^n a_{ya..g}$ - координаты оси зубчатого колеса;

$A_n - A_n, A_{n+1} - A_{n+1}$ - расчётные сечения шестерни плоскостью, перпендикулярной оси вращения.

Модель динамической системы бортового редуктора используется для расчёта крутильных и поперечных колебаний ведущей шестерни (в вертикальной и горизонтальной плоскостях), связь которых обеспечивается кинематическим соотношением соответствующих перемещений (рис. 2):

$$R_1 \varphi_1 = R_2 \varphi_2 - X_1 - Y_1 \operatorname{tg}(\alpha), \quad (2)$$

где $R_1, \varphi_1, R_2, \varphi_2$ - делительные радиусы и углы поворота соответственно ведущей и ведомой шестерён;

α - угол профиля зубчатого зацепления;

X_1, Y_1 - смещение центра масс ведущей шестерни

Рекомендации по численным значениям коэффициентов жесткости зубьев, необходимые для получения расчетных нагрузок (в соответствии с рис. 2), полученные в различных источниках, отличаются между собой в значительных пределах. Поэтому для анализа действующей конструкции за основу берутся данные по расчёту жёсткости зубьев, полученные МКЭ, как наиболее точного метода, а для решения оптимизационных задач при отсутствии разработанных конструкций зубчатых колес – аналитические расчёты, основанные на учете как изгибных, так и контактных составляющих деформации.

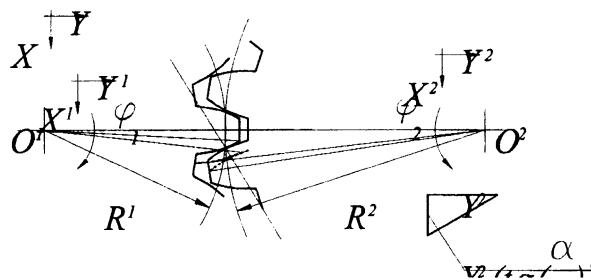


Рис. 2 Взаимосвязь крутильных и поперечных перемещений шестерён.

На рис. 3 показано соотношение деформации зуба ведущей шестерни δ , (в долях модуля упругости E), высоты зуба h (в долях модуля) и угла наклона зуба β , полученное обоими методами. Поверхности 1 – расчёт МКЭ, 2 – аналитический метод расчёта полу-

жены для деформаций зубьев ведущей шестерни бортового редуктора ведущего моста автобуса.

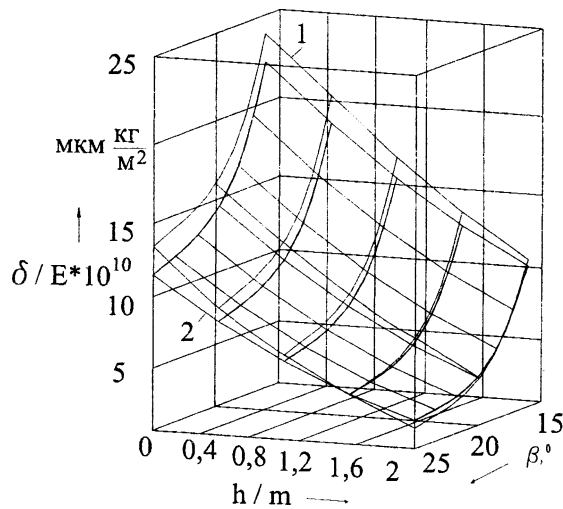


Рис. 3 Деформация зубьев при расчёте различными методами

Видно, что деформации, рассчитанные аналитическим методом (поверхность 2) оказываются несколько ниже на вершине зуба и выше у его корня из-за учёта податливостей обода зацепляющихся колёс.



Рис. 4. Взаимосвязь кинематической и динамической моделей в едином расчетном блоке модели трансмиссии.

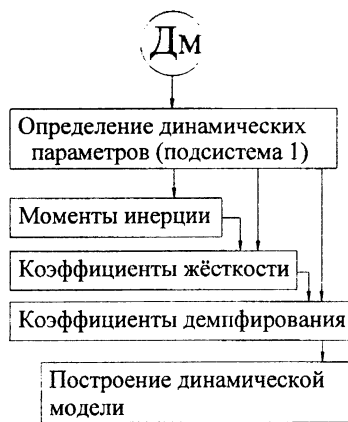


Рис. 6 Построение динамической модели.

На рис. 5 и 6 представлена схема автоматизированного построения модели трансмиссии с учетом взаимодействия обеих подсистем в соответствии с рис. 1.

УДК 629.11: 004.89

В.П. Тарасик, С.А. Рынкевич

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ АВТОМОБИЛЕМ НА ОСНОВЕ ТЕОРИИ НЕЧЕТКИХ МНОЖЕСТВ

*Могилевский государственный технический университет
Могилев, Беларусь*

Автоматизация управления автомобилями позволяет существенно повысить показатели их эффективности и качество процессов функционирования механизмов и подсистем, обеспечить высокий технический уровень и конкурентоспособность. В связи с бурным развитием электронных вычислительных средств и микроэлектроники на современных автомобилях перспективным направлением автоматизации является создание интеллектуальных систем управления (ИСУ) [1].

Цель выполненных исследований — разработка алгоритма интеллектуального управления автомобилем с использованием методологии на основе теории нечетких множеств (ТНМ) [2, 3] и оценка его эффективности на конкретном автомобиле.

В качестве объекта управления выбран автомобиль-самосвал БелАЗ грузоподъемностью 45-60 т, оснащенный дизельным двигателем мощностью 537 кВт и гидромеханической коробкой передач (ГМКП) с блокируемым гидродинамическим трансформатором (ГДТ).

В соответствии с методологией системного подхода в процессе исследований объект автоматизации рассматривается как система с сосредоточенными параметрами, функционирующая в условиях внешней среды, оказывающей многофакторные случайные воздействия. Физические свойства объекта описываются системой обыкновенных нелинейных дифференциальных уравнений. Сложность теоретической математической модели не позволяет в приемлемые сроки решать поставленные проблемы и не годится для создания алгоритма работы контроллера системы управления. Для построения алгоритма функционирования автоматизированной системы управления (АСУ), оценки показателей качества и эффективности автотранспортных средств (АТС) целесообразно