

НОВЫЕ МЕТОДЫ РАСЧЕТА ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ТРАНСМИССИИ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА

Андрей ЗАХАРИК, кандидат технических наук
Александр ЗАХАРИК, кандидат технических наук
Юрий ЗАХАРИК, кандидат технических наук
А. ГОЛОГУШ, инженер

Надежность и долговечность транспортного средства в значительной степени обусловлена параметрами его 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, причем 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 появи-

лась 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 зацепле-

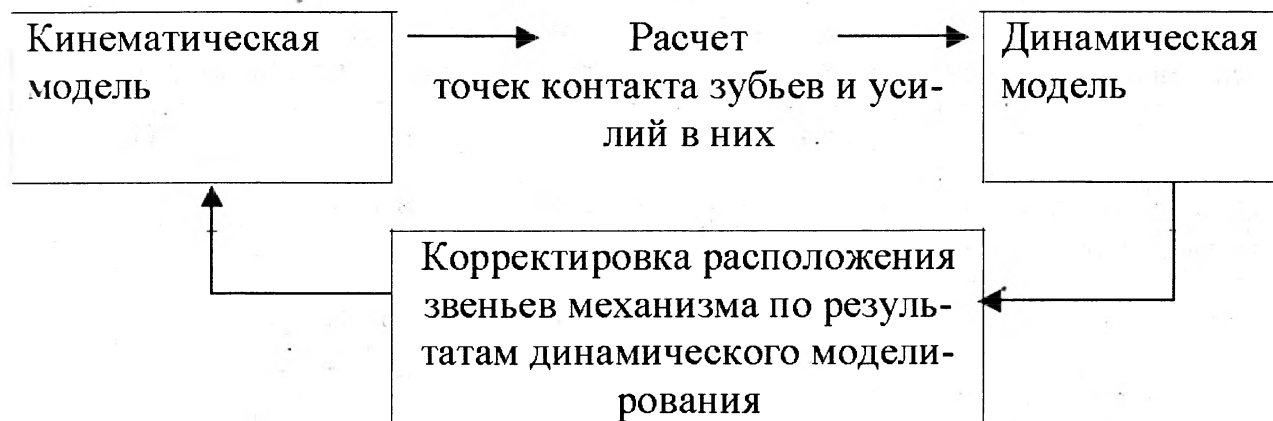


Рис. 1 Взаимосвязь элементов САМТ.

ния): 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.

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:

$$\left\| M_{a\dots g}^{A_n-A_n} \right\| = \begin{matrix} 1 \\ \vdots \\ m \end{matrix} \left\| M_{a\dots g}^{A_n-A_n} \right\| = \begin{matrix} 1 \\ \vdots \\ j \end{matrix} \begin{matrix} \left\| \begin{matrix} X_1 & Y_1 \\ X_2 & Y_2 \\ \dots & \dots \\ X_i & Y_i \end{matrix} \right\|_{a\dots g} & \left\| \begin{matrix} \cos(\varphi_{Z1a\dots g}) & -\sin(\varphi_{Z1a\dots g}) \\ \sin(\varphi_{Z1a\dots g}) & \cos(\varphi_{Z1a\dots g}) \end{matrix} \right\| & \left\| \begin{matrix} {}^n a_{xa\dots g} \\ {}^n a_{ya\dots g} \end{matrix} \right\| \\ \left\| \begin{matrix} X_1 & Y_1 \\ X_2 & Y_2 \\ \dots & \dots \\ X_i & Y_i \end{matrix} \right\|_{a\dots g} & \left\| \begin{matrix} \cos(\varphi_{Z2a\dots g}) & -\sin(\varphi_{Z2a\dots g}) \\ \sin(\varphi_{Z2a\dots g}) & \cos(\varphi_{Z2a\dots g}) \end{matrix} \right\| & \left\| \begin{matrix} {}^n a_{xa\dots g} \\ {}^n a_{ya\dots g} \end{matrix} \right\| \\ \dots & \dots & \dots \\ \left\| \begin{matrix} X_1 & Y_1 \\ X_2 & Y_2 \\ \dots & \dots \\ X_i & Y_i \end{matrix} \right\|_{a\dots g} & \left\| \begin{matrix} \cos(\varphi_{Zja\dots g}) & -\sin(\varphi_{Zja\dots g}) \\ \sin(\varphi_{Zja\dots g}) & \cos(\varphi_{Zja\dots g}) \end{matrix} \right\| & \left\| \begin{matrix} {}^n a_{xa\dots g} \\ {}^n a_{ya\dots g} \end{matrix} \right\| \end{matrix}$$

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

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

${}^n a_{xa\dots g}, {}^n a_{ya\dots g}$ - 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 горизон-

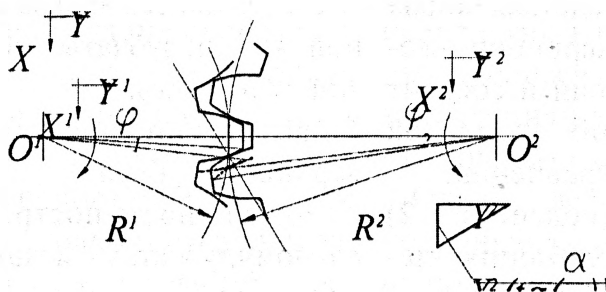


Рис. 2 Взаимосвязь крутильных и поперечных перемещений шестерён.

тальной 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 (см табл.).

На рис. 3 показано соотношение деформации зуба ведущей шестерни d , (в долях модуля упругости E), высоты зуба h (в долях модуля) и угла наклона зуба b , полученное обоими методами. Поверхности 1 – расчёт МКЭ, 2 – аналитический метод расчёта получены для деформаций зубьев ведущей шестерни бортового редуктора ведущего моста автобуса.

Для окончательного, уточненного, расчета динамические податливости зубьев находятся в результате решения конечно-элементной задачи для каждого зубчатого колеса передачи при моделировании последовательно в пакетах Unigraphics, Nastran/Patran.

Пример такого расчета приведен на рис. 4 для ведущей шестерни бортового редуктора ведущего моста автобуса МАЗ-101.

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

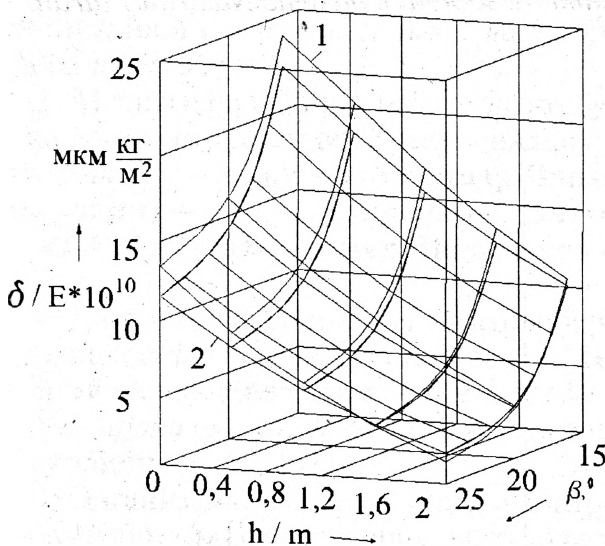


Рис. 3 Деформация зубьев при расчёте различными методами

Пример податливости зуба по разным источникам

Расстояние от вершины зуба в долях модуля	Деформация зуба, МКЭ, $\delta E \cdot 10^{10}$ мкм кг/м ²	Деформация зуба, расчет, $\delta E \cdot 10^{10}$ мкм кг/м ²	Деформация зуба, МКЭ, $\delta E \cdot 10^{10}$ мкм кг/м ²	Деформация зуба, расчет, $\delta E \cdot 10^{10}$ мкм кг/м ²	Деформация зуба, МКЭ, $\delta E \cdot 10^{10}$ мкм кг/м ²	Деформация зуба, расчет, $\delta E \cdot 10^{10}$ мкм кг/м ²
	$\alpha=15^\circ$		$\alpha=20^\circ$		$\alpha=25^\circ$	
0,4	31,214	27,321	28,312	24,553	23,426	19,124
2,0	0,321	0,471	0,034	0,072	0,032	0,062

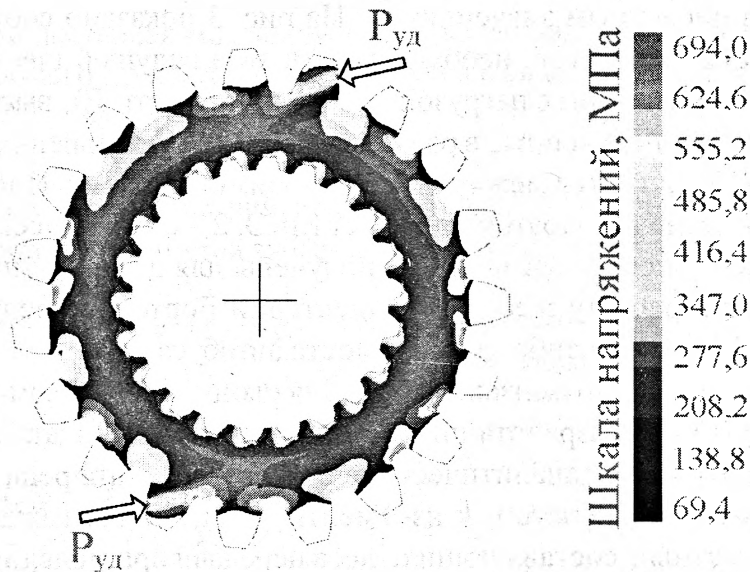


Рис. 4. Результаты решения конечно-элементной задачи в пакете Nastran/Patran.



Рис. 5. Взаимосвязь кинематической и динамической моделей в едином расчетном блоке модели трансмиссии.

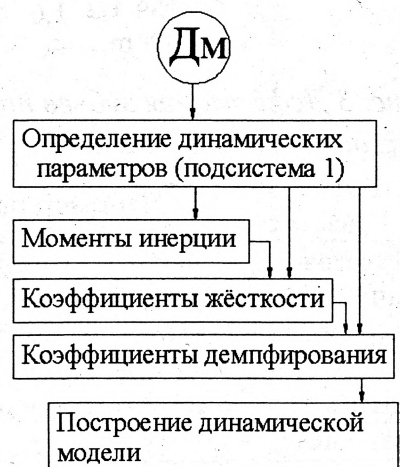


Рис. 6 Построение динамической модели.