Chip forming process and its investigation on basis of frequency and spectral analysis

The object of the scientific work is the development of the method and facilities for the optimal machining parameters through diagnostics of the cutting process. Within the framework of the given work the deformation characteristics of the chip forming process are studied based on the frequency and spectral analysis. The purpose of this scientific work is to set the possibility of determining optimal machining parameters on the basis of studying the deformation characteristics of the cutting process, recording and processing of vibration (information) characteristics of the machining process.

Keywords: turning, optimal parameters of machining, deformation characteristics, spectral analysis

Получено: 08.11.13

УДК 629.1.02

А. Р. Имангулов, аспирант;
Н. М. Филькин, доктор технических наук, профессор
Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова

ОБ УПРОЩЕНИИ ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ТРАНСМИССИИ ГИБРИДНОГО ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ

Упрощение динамических моделей выполняется с целью ускорения и облегчения проведения расчетов, связанных с динамикой механических систем, при практически неизменной точности. Рассмотрен вопрос о необходимости упрощения динамической модели трансмиссии легкового автомобиля с гибридной энергосиловой установкой параллельной компоновочной схемы.

Ключевые слова: гибридный автомобиль, трансмиссия, динамическая модель, метод парциальных частот

Любую механическую трансмиссию можно рассматривать как систему, состоящую из ряда сосредоточенных масс, соединенных между собой валами различной жесткости. В общем случае в силу инерционности деталей трансмиссии машины при передаче крутящего момента от двигателя к движителю происходит закручивание валов, т. е. трансмиссия работает как упругий элемент. Кроме того, в трансмиссии возникают силы неупругого сопротивления (демпфирования), зависящие от трения в трансмиссии, угловой скорости вращения, частоты изменения подводимого крутящего момента и ряда других факторов.

Для наглядного отражения динамических связей рассматриваемых объектов разрабатывают динамические модели, состоящие из отдельных элементов и представляющие собой условное графическое изображение основных свойств объекта: инерционных, упругих, диссипативных, фрикционных. Далее на их основании строятся математические модели, описывающие определенный режим работы трансмиссии.

На рис. 1 представлена приведенная к первичному валу динамическая модель трансмиссии автомобиля с гибридной энергосиловой установкой (ГЭСУ) параллельной компоновочной схемы, которая включает в себя маховые массы с моментами инерции: J_{em} – вращающихся масс электродвигателя; J_{ice} – вращающихся масс двигателя внутреннего сгорания и маховика; J_{bd} – ременной передачи согласующего редуктора и ведущих деталей сцепления; J_1 – ведомых деталей сцепления; J_2 – деталей коробки передач; J_3 – деталей карданной передачи; J_4 – деталей карданной и главной передач с дифференциалом; J_5 – полуосей и ведущих колес автомобиля; J_6 – балки ведущего моста относительно оси вращения колес; J_7 – маховика, эквивалентного поступательно движущейся массе автомобиля. Упругим звеньям соответствуют крутильные жесткости: c_{em} – привода электродвигателя; c_d – демпфера; c_1 – первичного вала; c_2 – деталей коробки передач; c_3 – карданной и главной передач; c_4 – полуосей; c_5 – шин ведущих колес; c_6 – упругих элементов подвески на выкручивание. Диссипативные свойства звеньев отражают коэффициенты демпфирования K_{em}, K_1, K_2, K_3, K_4, K_5, K_6.

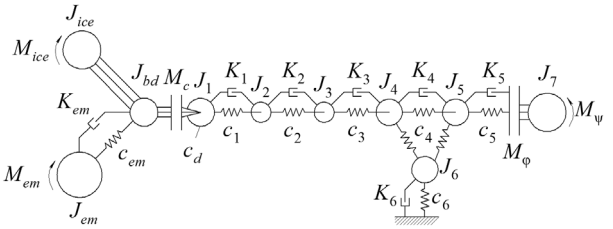

Рис. 1. Приведенная динамическая модель трансмиссии автомобиля с ГЭСУ

Электродвигатель создает крутящий момент M_{em}, а двигатель внутреннего сгорания – момент M_{ice}. Крутящие моменты M_{em} и M_{ice} определяются внешними скоростными характеристиками соответствующих двигателей. К массе J_1 приложен момент трения в сцеплении M_c. Передаваемый ведущими колесами момент ограничен моментом M_φ. К массе J_7 приложен момент сопротивления движению M_ψ.

Однако приведенная динамическая модель содержит ряд звеньев, мало влияющих на протекающие в ней процессы, поэтому ее можно упростить. Соглас-

© Имангулов А. Р., Филькин Н. М., 2013

но [1] для уменьшения числа масс цепного участка динамической модели используются следующие методы: слияния (выделяют элементы с наибольшими массами и на них сосредотачивают примыкающие массы); энергетический; замены трехмассовых систем двухмассовыми; центромассовой аналогии; парциальных частот. Наибольшее распространение получил последний метод, который иногда называют также методом парциальных систем.

На рис. 2 представлена упрощенная приведенная динамическая модель автомобиля с ГЭСУ параллельной компоновочной схемы. Маховые массы с моментами инерции J_{123}, J_{234} и упругое звено с податливостью E_{123} и коэффициентом демпфирования K_{123} образуются в результате преобразования исходной динамической модели согласно методике, представленной в [2], путем удаления масс J_3 и J_2.

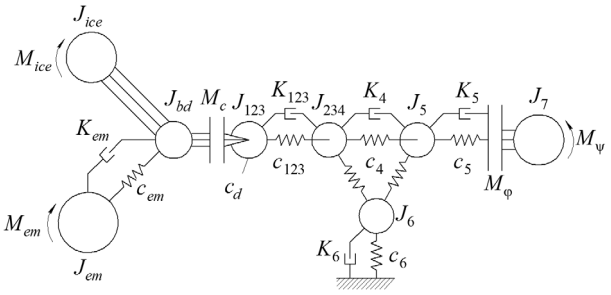

Рис. 2. Упрощенная приведенная динамическая модель автомобиля с ГЭСУ

Как правило, оценку точности решений по упрощенным схемам можно давать на основании значений частот и форм собственных колебаний. На рис. 3 представлена исходная динамическая модель для определения частот и форм собственных колебаний трансмиссии автомобиля с ГЭСУ, где $J_{ice}^* = J_{ice} + J_{bd} + J_1$, $c_1^* = \dfrac{c_d \cdot c_1}{c_d + c_1}$. Величины ее параметров представлены в табл. 1.

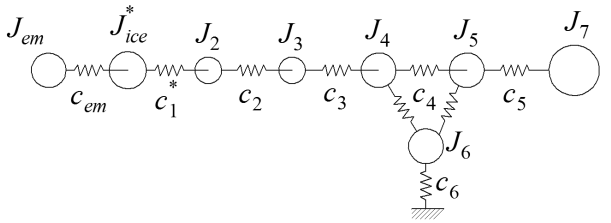

Рис. 3. Приведенная динамическая модель трансмиссии автомобиля с ГЭСУ для определения частот и форм собственных колебаний

Таблица 1. **Величины параметров исходной динамической модели**

Параметр	Единица измерения	Значение
J_{ice}	[кг·м^2]	0,0765
J_{em}	[кг·м^2]	0,07653
J_{bd}	[кг·м^2]	0,003398
J_1	[кг·м^2]	0,0032
J_2	[кг·м^2]	0,00120
J_3	[кг·м^2]	0,00047
J_4	[кг·м^2]	0,00064
J_5	[кг·м^2]	0,00984
J_6	[кг·м^2]	0,00620
J_7	[кг·м^2]	0,76132
c_{em}	[Н·м/рад]	3055,11426
c_d	[Н·м/рад]	1319,261214
c_1	[Н·м/рад]	12195,12195
c_2	[Н·м/рад]	717,29544
c_3	[Н·м/рад]	2396,81645
c_4	[Н·м/рад]	94,52707
c_5	[Н·м/рад]	662,664
c_6	[Н·м/рад]	91,56469

При переходе от восьмимассовой к шестимассовой динамической модели методом парциальных частот были получены следующие уравнения частот:

$$1,066191926 \cdot 10^{-16} \cdot \omega^{16} - 1,312178534 \cdot 10^{-9} \cdot \omega^{14} +$$
$$+ 0,002655530058 \cdot \omega^{12} - 1230,013475 \cdot \omega^{10} +$$
$$+ 164155220,6 \cdot \omega^{8} - 8,039841958 \cdot 10^{12} \cdot \omega^{6} +$$
$$+ 1,181986324 \cdot 10^{17} \cdot \omega^{4} - 3,346461862 \cdot 10^{19} \cdot \omega^{2} = 0;$$
$$3,871017725 \cdot 10^{-13} \cdot \omega^{14} - 8,424456593 \cdot 10^{-7} \cdot \omega^{12} +$$
$$+ 0,3939143161 \cdot \omega^{10} - 52672,90444 \cdot \omega^{8} +$$
$$+ 2581368505,0 \cdot \omega^{6} - 3,795580821 \cdot 10^{13} \cdot \omega^{4} +$$
$$+ 1,074611947 \cdot 10^{16} \cdot \omega^{2} = 0;$$
$$4,228186573 \cdot 10^{-10} \cdot \omega^{12} - 22,05782729 \cdot 10^{-5} \cdot \omega^{10} +$$
$$+ 30,04403321 \cdot \omega^{8} - 1479866,632 \cdot \omega^{6} +$$
$$+ 21781744099,0 \cdot \omega^{4} - 6,166886346 \cdot 10^{12} \cdot \omega^{2} = 0.$$

Данные уравнения частот были решены в программном комплексе Matlab с помощью функции roots.

Результаты расчета частот собственных колебаний при переходе от восьмимассовой динамической модели к шестимассовой методом парциальных частот приведены в табл. 2.

Анализ результатов расчета, приведенных в табл. 2, показал, что при переходе от восьмимассовой динамической модели к шестимассовой относительная погрешность частот собственных колебаний составляет соответственно: $\Delta\omega_1 = 0\%$, $\Delta\omega_2 = 0,083\%$, $\Delta\omega_3 = 0,035\%$, $\Delta\omega_4 = 0,083\%$, $\Delta\omega_5 = 8,562\%$.

Таблица 2. **Частоты собственных колебаний ω, [рад/с], исходной и упрощенных динамических моделей**

Число масс	ω_1	ω_2	ω_3	ω_4	ω_5	ω_6	ω_7	Удаленные массы
8	16,993	158,555	271,839	282,117	640,499	1344,734	3147,966	–
7	16,993	158,539	271,833	282,087	640,088	1260,035		3
6	16,993	158,423	271,745	281,883	585,658			2

Следовательно, необходимые расчеты можно выполнять и по упрощенным схемам практически с той же точностью, реализуемой в исходной динамической модели. Однако необходимо понимать, что при удалении массы значение ее момента инерции в определенном соотношении перераспределяется с соседними массами, вследствие чего нельзя дать точное название полученным массам и упруго-демпфирующим участкам.

Таким образом, упрощение динамических моделей выполняется с целью ускорения и облегчения проведения расчетов при практически неизменной точности. Но так как на сегодняшний день существует большое количество компьютерных прикладных программ, позволяющих реализовать решение сложных математических задач, то расчеты, связанные с динамикой трансмиссии гибридного легкового автомобиля, можно проводить, не упрощая исходную динамическую модель.

Библиографические ссылки

1. *Цитович И. С., Альгин В. Б.* Динамика автомобиля / Ин-т проблем надежности и долговечности машин. – Минск : Наука и техника, 1981. – 191 с.

2. *Молибошко Л. А.* Компьютерные модели автомобилей : учебник для студентов учреждений высш. образования по автотрансп. специальностям. – М. : ИНФРА-М ; Минск : Новое знание, 2012. – 294 с. – (Высш. образование).

* * *

A. R. Imangulov, Post-graduate, Kalashnikov Izhevsk State Technical University
N. M. Filkin, DSc in Engineering, Professor, Kalashnikov Izhevsk State Technical University

On the simplification of dynamic model of powertrain of the hybrid car

Simplification of dynamic models is carried out for the purpose of speedup and ease of performing computations connected with dynamics of mechanical systems when accuracy is approximately constant. The question of necessity of simplifying the parallel hybrid car transmission dynamic model is examined in the article.

Keywords: hybrid car, transmission, dynamic model, method of partial frequencies

Получено: 08.11.13

УДК 656.13.658

Л. Ш. Кадырова, аспирант;
А. Ф. Мкртчян, кандидат технических наук, доцент
Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова

ВЫБОР ПОКАЗАТЕЛЕЙ УТИЛИЗАЦИИ ВО МНОЖЕСТВЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КАЧЕСТВА АВТОМОБИЛЯ

Рассмотрены вопросы утилизации автомобилей, а именно выбор показателей качества автомобиля. Определено, что для выбора показателя качества автомобиля с точки зрения его утилизационной способности необходимо решить две задачи: определение количественных значений показателей утилизации по известным значениям проектных параметров и нахождение наилучшего решения из множества методов утилизации автомобилей.

Ключевые слова: автомобиль, утилизация, вторичное использование материалов

Для оценки качества автомобиля используют различные показатели: надежности, стандартизации и унификации, патентной чистоты, безопасности, технологические, экологические, эргономические, экономические и прочие.

При оценке качества автомобилей показатели необходимо классифицировать. Принято показатели качества продукции классифицировать в соответствии с характером удовлетворяемых потребностей на три группы [1, 5].

К первой группе относят показатели, характеризующие ее функциональную пригодность, надежность, эргономичность, эстетические показатели.

Ко второй группе показателей относятся показатели, отражающие технологичность продукции в сфере ее изготовления, контроля, технического обслуживания и ремонта, а также показатели расхода топлива и экономичности.

В третью группу можно условно выделить показатели, характеризующие способность автомобиля оказывать вредное воздействие на человека и окружающую природную среду.

В зависимости от числа характеризуемых свойств различают единичные и комплексные показатели качества автомобиля.

Единичные показатели характеризуют одно из свойств автомобиля, которое может быть выделено и оценено независимо от других свойств.

Комплексные показатели характеризуют совокупность взаимосвязанных свойств из всего множества свойств, образующих качество автомобиля.

© Кадырова Л. Ш., Мкртчян А. Ф., 2013