

при разработке основных положений построения расчетных моделей для определения параметров нагружения деталей редукторов мотор-колес.

Предложены следующие мероприятия по снижению уровня нагружения редукторов мотор-колес: ограничение интенсивности воздействия неровностей микропрофиля дороги на самосвал в эксплуатации путем нормирования скорости движения в зависимости от высоты неровностей на поверхности дороги; увеличение динамического хода на сжатие подвески ведущего моста самосвалов в груженом состоянии; применение дифференциальной схемы тягового электропривода; введение подтормаживания тяговых электродвигателей на режимах наката.

ЛИТЕРАТУРА

1. Беленков В.П., Ревский В.Г. Нагруженность редуктора мотор-колеса карьерного самосвала при его трогании и разгоне // Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов. — Мн., 1988. — Вып. 3. С. 6—8.

УДК 629.113

Л.А.МОЛИБОШКО, М.МОНТАНЬЕС

АМПЛИТУДНО-ЧАСТОТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРАНСМИССИЙ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

При проектировании автомобиля параметры трансмиссии должны быть выбраны таким образом, чтобы получить наиболее благоприятный спектр нагрузок на ее детали с точки зрения долговечности. Этот спектр нагрузок зависит как от источников возмущений, так и от колебательных свойств трансмиссии.

Источниками возмущений являются водитель, двигатель, дорога, элементы трансмиссии и т.д. В результате их воздействия в трансмиссии возникают переменные нагрузки различной частоты. Поскольку частотный спектр возмущений достаточно широк, для их компенсации применяют различные конструктивные мероприятия.

Высокочастотные колебания в трансмиссии, возникающие вследствие неравномерной работы двигателя и элементов трансмиссии, являются локальными и гасятся диссипативными силами в системе и различного рода гасителями.

Нагрузки от воздействия водителя на органы управления и со стороны макронеровностей дороги для трансмиссии являются в основном статическими. Нагрузки при трогании автомобиля с резким отпусканием педали сцепления составляют исключение. Увеличение минимального времени нарастания момента трения сцепления (например, с помощью пневматического усилителя сцепления) приводит к их эффективному снижению.

Низкочастотные колебания (до 20 Гц) в трансмиссии обусловлены в основном микропрофилем дороги и возникают во всех звеньях системы. Представляется целесообразным снизить их уровень за счет оптимального выбора параметров колебательной системы трансмиссии, поскольку спектральная

плотность момента в i -м упругом звене трансмиссии (в линейной области) определяется известной зависимостью

$$S_i(\omega) = |K_i(j\omega)|^2 S_q(\omega),$$

где $K_i(j\omega)$ – амплитудно-частотная характеристика (АЧХ) системы при передаче возмущения от дороги до i -го упругого звена; $S_q(\omega)$ – спектральная плотность воздействия на трансмиссию микронеровностей дороги.

Очевидно, что на АЧХ оказывает влияние характер и особенности взаимодействия ведущих колес с опорной поверхностью, особенно в высокочастотной области. Анализ публикаций по данному вопросу (например, [1, 2]) позволяет сделать вывод о том, что при исследовании низкочастотных крутильных колебаний в трансмиссии можно ограничиться простейшей моделью колеса, состоящей из инерционного и упругого звеньев.

Трансмиссия автомобиля является частью более общей системы, состоящей из ряда подсистем. Однако взаимосвязанность трансмиссии с этими подсистемами (в первую очередь с подвеской) невелика, и она может рассматриваться отдельно от других подсистем.

Для расчетов принята пятимассовая колебательная система, на упругое звено s_3 которой воздействует возмущение M_q со стороны дороги.

Передаточные функции такой системы:

$$\left. \begin{aligned} W_1(s) &= M_1(s)/M_q(s) = \sigma_1 \sigma_2 G_2 G_3 s^2 R_4 / R_{14}; \\ W_2(s) &= M_2(s)/M_q(s) = \sigma_2 G_3 s^2 R_1 R_4 / R_{14}; \\ W_3(s) &= M_3(s)/M_q(s) = s^2 R_{124} / R_{14}; \\ W_4(s) &= M_4(s) / M_q(s) = \sigma_2 \sigma_4 G_3 G_5 s^2 R_1 / R_{14}; \\ \sigma_i &= c_i + b_i s; G_i = 1/l_i; \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где R_i – характеристические полиномы подсистем, состоящих из масс, соединенных упругими звеньями, номера которых указаны в индексе; R_{14} – характеристический полином всей системы; l – момент инерции масс; c , b – коэффициенты соответственно жесткости и демпфирования упругих звеньев.

Переход к соответствующим комплексным частотным характеристикам вида

$$K_i(j\omega) = e_i \frac{a_i + j\omega d_i}{g_i + j\omega h_i}$$

осуществляется заменой в формулах (1) операторов на $j\omega$.

Отсюда квадраты модулей АЧХ

$$|K_i(j\omega)|^2 = e_i^2 \frac{a_i^2 + \omega^2 d_i^2}{g_i^2 + \omega^2 h_i^2}.$$

Данный алгоритм был реализован в виде программы на языке ФОРТРАН, и некоторые результаты расчета представлены в табл. 1. Индекс 1 соответствует деталям коробки передеч и карданному валу, а индекс 2 – полуосям.

Табл. 1. Некоторые показатели АЧХ для первого и второго упругих звеньев колебательной системы трансмиссии грузовых автомобилей

Марка автомобиля	Передача	Максимумы АЧХ и соответствующие им частоты, рад/с						Площади под АЧХ в диапазоне 0...125 рад/с	
		I максимум			II максимум			A_1	A_2
		K_1	K_2	ω_1	K_1	K_2	ω_2		
МАЗ	I	12,2	12,2	8,6	1,37	1,23	97,9	67,1	62,5
	II	9,14	9,26	11,9	1,37	1,23	97,8	68,5	63,9
	III	5,58	5,84	19,2	1,40	1,20	97,4	70,6	64,9
	IV	3,88	4,26	26,7	1,42	1,16	96,6	71,0	64,8
	V	2,75	3,27	35,4	1,50	1,03	95,3	69,4	58,5
ЗИЛ	I	12,8	12,8	7,10	0,69	0,64	103,3	35,6	33,8
	II	8,63	8,71	10,3	0,69	0,63	103,2	36,6	34,6
	III	5,28	5,46	16,4	0,70	0,63	103,2	38,3	36,1
	IV	3,50	3,79	23,7	0,72	0,62	103,0	39,4	37,4
	V	2,40	2,83	31,9	0,74	0,60	102,8	39,8	37,9
ГАЗ	I	8,42	8,44	8,20	0,73	0,71	112,1	37,8	37,0
	II	5,95	6,03	13,9	0,76	0,70	111,8	40,1	38,6
	III	6,18	6,54	23,8	0,85	0,74	108,0	46,4	44,1
	IV	2,02	2,40	33,9	0,86	0,64	109,8	42,5	39,3

Расчеты показывают, что из четырех теоретических максимумов (по числу степеней свободы) система содержит два: первый, узкополосный, значительный по амплитуде, в диапазоне 7...35 рад/с и второй, широкополосный, небольшой по амплитуде, в диапазоне 95...112 рад/с. Остальные максимумы, соответствующие третьей и четвертой собственным частотам, отсутствуют вследствие интенсивного гашения колебаний имеющимися в системе силами трения.

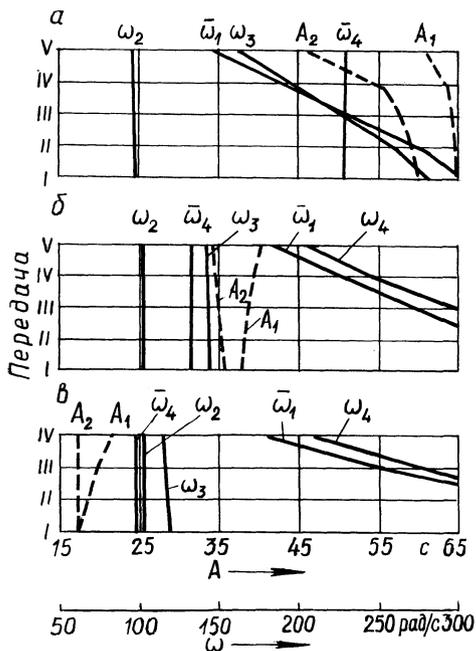
Амплитуда первого максимума и его расположение на частотной оси зависят от номера передачи. Второй максимум практически постоянен как по амплитуде, так и по частоте для всех рассматриваемых автомобилей.

Площади A_i под АЧХ косвенным образом характеризуют уровень переменных нагрузок в трансмиссии. Действительно, если принять $S_q(\omega) = \text{const}$, то дисперсия момента в i -м упругом звене

$$D_i = \frac{1}{\pi} S_q(\omega) \int |K_i(j\omega)|^2 d\omega = \frac{1}{\pi} S_q(\omega) A_i^2$$

Как видно из табл. 1, площади A_i для колебательной системы трансмиссии МАЗ имеют большие значения, чем для ЗИЛ и ГАЗ. Однако сопоставлять по этому параметру между собой трансмиссии трудно из-за нестабильности сил трения, от которых зависят АЧХ. В связи с этим были рассчитаны АЧХ трансмиссий рассматриваемых автомобилей без учета сил трения, но с ограничением максимальных амплитуд (принято $K_i(j\omega) \leq 10$). Различие в значениях площадей в этом случае оказалось меньше, хотя площади A_1 и A_2 для МАЗ по-прежнему больше, чем для ЗИЛ и ГАЗ.

Рис. 1. Резонансные ω_i и антирезонансные $\bar{\omega}_i$ частоты и площади A_i амплитудно-частотных характеристик (соответствующие второй резонансной частоте ± 10 рад/с) трансмиссий грузовых автомобилей:
 а — МАЗ; б — ЗИЛ; в — ГАЗ



Объясняется это следующим. Любая колебательная система имеет резонансные ω_i и антирезонансные $\bar{\omega}_j$ частоты. Первые определяются знаменателем передаточной функции, а вторые — ее числителем [3]. Если частота внешнего воздействия ν близка к резонансной, амплитуды моментов в упругих звеньях резко увеличиваются. Если же совпадение ν происходит с антирезонансной частотой $\bar{\omega}_j$, то, наоборот, амплитуды колебаний будут минимальны (а для консервативных систем равны нулю, т.е. в этом случае система инвариантна частоте ν). При сближении резонансной и антирезонансной частот ширина резонансной зоны уменьшается и при равенстве $\nu = \omega_i = \bar{\omega}_j$ данная резонансная зона может вообще отсутствовать.

Для рассматриваемой колебательной системы антирезонансные частоты определяются корнями характеристических уравнений R_1, R_4 и R_{124} . Расчеты показывают, что антирезонансные частоты далеки от первой резонансной частоты ω_1 и могут совпадать или приближаться к ω_2 (рис. 1). Из уравнений (1) видно, что звенья 1 и 2 имеют общую антирезонансную частоту $\bar{\omega}_4$, определяемую полиномом R_4 . Звено 2 имеет дополнительную антирезонансную частоту $\bar{\omega}_1$, определяемую R_1 . С увеличением номера передачи частота $\bar{\omega}_1$ приближается к ω_2 .

Близость частот $\bar{\omega}_j$ и ω_2 можно оценить их отношением $\bar{\omega}/\omega_2$. Для автомобилей МАЗ, ЗИЛ и ГАЗ эти отношения соответственно равны: $\bar{\omega}_4/\omega_2 = 2,33; 1,27; 0,87$ и $\bar{\omega}_1/\omega_2 = 1,45; 1,72; 1,57$ (высшая передача).

Таким образом, площади АЧХ в значительной степени определяются расположением резонансных и антирезонансных частот относительно друг друга, что следует учитывать при проектировании трансмиссий автомобилей.

ЛИТЕРАТУРА

1. A p e t a u r M., Š a l a m o u n Ā. Motorá vozidla. II. — Praha, 1979. 2. Ц и т о - в и ч И.С., А л ь г и н В.Б. Динамика автомобиля. — Мн., 1981. 3. Влияние амплитудных частотных характеристик машинно-тракторного агрегата на нагружение трансмиссии / Л.А.Молибошко, А.А.Рожанский, К.Т.Беляк и др. // Экспресс-информ. Методы и организация испытаний сельскохозяйств. техники. — М., 1974. — № 6. — с. 1—7.

УДК 629.113-578-523.8

С.Г.СТАСКЕВИЧ, И.И.ЛЕПЕШКО

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО СЦЕПЛЕНИЯ С САМОУСИЛЕНИЕМ

В связи с применением бортовых ЭВМ в системах автоматического управления ступенчатой механической трансмиссией автомобиля появилась необходимость разработки новых конструкций механизмов управления сцеплением, коробкой передач и двигателем, использующих общий энергоноситель — электрический ток. При этом электрическая энергия должна использоваться и для выполнения работы по перемещению исполнительных органов.

На автомобиле, оборудованном ЭВМ, целесообразно применять электромагнитное сцепление, как наиболее полно удовлетворяющее требованиям автоматизации по типу привода и по быстродействию. Можно в два раза и более уменьшить требуемую мощность электромагнита по сравнению с известными конструкциями, если использовать передаваемый сцеплением момент для дополнительного сжатия поверхностей трения. Введение в конструкцию обратной связи повышает также плавность включения сцепления и способствует снижению максимальных динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля [1].

На рис. 1 изображена расчетная схема электромеханического сцепления с шариковым усилителем. Сцепление содержит ведущий 1, ведомый 2 и нажимной 3 диски. Сердечник электромагнита 8 связан с ведущим диском, а якорь 9 — с нажимным. Последний установлен в специальном подшипнике с винтовыми канавками на сопряженных поверхностях внутренней 7 и наружной 4 обойм, в которых расположены шарики 5, удерживаемые сепаратором 6. Направление винтовых канавок противоположно направлению вращения двигателя. На схеме приняты обозначения: r_m — средний радиус трения, r_y — радиус установки усилителя, δ — воздушный зазор между сердечником и якорем при включенном сцеплении.

Задачей проектного расчета является выбор параметров механической и электрической частей сцепления, удовлетворяющих функциональным требованиям.

Сцепление с самоусилением работает по принципу замкнутых систем автоматического регулирования с положительной обратной связью, где объектом регулирования является ведомый диск, а нажимной диск воспринимает часть передаваемого момента M и преобразует его в дополнительное нажим-