

Л и т е р а т у р а

1. Калиновский И.Ф. К выбору оптимальных параметров системы рулевого управления с гидравлическим следящим приводом трактора Т-150 К. — "Тракторы и сельхозмашины", 1974, №10.

А.И. Гришкевич, В.И. Чечик, В.Б. Альгин

ИССЛЕДОВАНИЕ КОЛЕБАТЕЛЬНЫХ СВОЙСТВ ТРАНСМИССИИ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

При исследовании нагрузок, действующих в трансмиссии автомобиля, всегда возникает вопрос о выборе целесообразной расчетной схемы машинного агрегата. Для выбора расчетной схемы необходимо проанализировать диапазон частот возмущений и частоты собственных колебаний.

Частоты возмущений трансмиссии автомобиля от дорожных неровностей не превосходят 120 рад/с. Частотный диапазон возмущений от двигателя внутреннего сгорания определяется зоной рабочих чисел оборотов и числом цилиндров.

При равномерном чередовании вспышек в цилиндрах четырехтактного двигателя частота возмущений от мажорной гармоники k -го порядка может быть вычислена по формуле $f_k = 0,5 i \omega_{\varnothing} k$, где ω_{\varnothing} — частота вращения коленчатого вала; i — число цилиндров; k — порядок гармоник.

При неравномерном чередовании вспышек в цилиндрах двигателя частота f_k определяется циклом колебаний суммарного крутящего момента двигателя. Например, для двигателя ЯМЗ-236 этот цикл равен 240° по углу поворота коленчатого вала.

Для определения частот собственных колебаний машинный агрегат заменяют системой сосредоточенных маховых масс и безынерционных упругих звеньев. Конфигурация и число степеней свободы расчетной системы зависят от содержания решаемой задачи и возможности применения того или иного метода расчета.

Большинство методов определения собственных частот динамических систем предназначено для простых цепных систем и счета вручную. При анализе сложных разветвленных и кольцевых систем, к которым сводятся различные колебательные сис-

темы автомобиля, требуется универсальный метод, пригодный для реализации на ЭЦВМ. В данном случае использован матричный метод [1], сущность которого рассмотрим на примере исследования колебательной системы трансмиссии автомобиля.

Уравнения движения произвольной динамической системы без демпфирования в матричной форме имеют вид

$$M \{\ddot{\varphi}\} + K \{\varphi\} = \{0\}, \quad (1)$$

где $\{\varphi\}$ - координатная матрица; M - инерционная матрица; K - матрица жесткостей. Введем динамическую матрицу $N = M^{-1}K$, здесь M^{-1} - матрица, обратная M . Уравнение (1) принимает вид

$$\{\ddot{\varphi}\} + N \{\varphi\} = \{0\}. \quad (2)$$

Гармоническим решением уравнения (2) будет $\{\varphi\} = \{\mu\} e^{j\omega t}$, где $\{\mu\}$ - столбец постоянных, а $j = \sqrt{-1}$. Подставив это выражение в уравнение (2) и разделив на $e^{j\omega t}$, получим

$$(-\omega^2 I + N) \{\mu\} = \{0\}, \quad (3)$$

где I - единичная матрица.

Данная система уравнений, записанная в матричной форме, имеет не тривиальное решение, т.е. $\{\mu\} \neq \{0\}$, только тогда, когда определитель $|\omega^2 I - N| = 0$.

Равенство

$$\Delta \omega = \begin{vmatrix} h_{11} - \omega^2 & h_{12} & \dots & h_{1n} \\ h_{21} & h_{22} - \omega^2 & \dots & h_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ h_{n1} & h_{n2} & \dots & h_{nn} - \omega^2 \end{vmatrix} = 0 \quad (4)$$

представляет собой уравнение порядка n относительно ω^2 . Решив его, получим квадраты частот собственных колебаний.

Формы колебаний определяются после подстановки значений ω_i^2 в уравнение (3) и решения его относительно $\{\mu\}$. При этом нужно задать один элемент столбца $\{\mu\}$, например, первый элемент $\mu_{11} = 1$.

По описанному алгоритму в Проблемной лаборатории автомобилей БПИ разработана программа для ЭЦВМ "Минск-32" и рассчитаны собственные значения колебательных систем трансмиссий отечественных грузовых автомобилей.

При исследовании колебаний в трансмиссии, возбуждаемых двигателем [2] и неровностями дороги [3], обычно используют соответственно цепные пятимассовые и трехмассовые системы. В более общем виде модель трансмиссии автомобиля с колесной формулой 4x2 может быть описана динамической системой (рис. 1, а), имеющей следующие уравнения движения:

$$\begin{aligned}
 I_1 \ddot{\varphi}_1 + c_{12} \varphi_1 - c_{12} \varphi_2 &= 0; \\
 I_2 \ddot{\varphi}_2 - c_{12} \varphi_1 + (c_{12} + c_{23}) \varphi_2 - c_{23} \varphi_3 &= 0; \\
 I_3 \ddot{\varphi}_3 - c_{23} \varphi_2 + (c_{23} + c_{34}) \varphi_3 - c_{34} \varphi_4 &= 0; \\
 I_4 \ddot{\varphi}_4 - c_{34} \varphi_3 + (c_{34} + 2c_{45p}) \varphi_4 - c_{45p} \varphi_5' - c_{45p} \varphi_5'' - 2c_{45p} \varphi_p &= 0; \\
 I_5' \ddot{\varphi}_5' - c_{45p} \varphi_4 + (\frac{1}{2} c_{45p} + c_{56}) \varphi_5' + \frac{1}{2} c_{45p} \varphi_5'' - c_{56} \varphi_6 + c_{45p} \varphi_p &= 0; \\
 I_5'' \ddot{\varphi}_5'' - c_{45p} \varphi_4 + \frac{1}{2} c_{45p} \varphi_5' + (\frac{1}{2} c_{45p} + c_{56}) \varphi_5'' - c_{56} \varphi_6 + c_{45p} \varphi_p &= 0; \\
 I_6 \ddot{\varphi}_6 - c_{56} \varphi_5' - c_{56} \varphi_5'' + 2c_{56} \varphi_6 &= 0; \\
 I_p \ddot{\varphi}_p - 2c_{45p} \varphi_4 + c_{45p} \varphi_5' + c_{45p} \varphi_5'' + (2c_{45p} + c_p) \varphi_p &= 0.
 \end{aligned}$$

(5)

Здесь коэффициенты при $\ddot{\varphi}_i$ представляют собой элементы инерционной матрицы, коэффициенты при φ_i - элементы матрицы жесткостей, а вся система равенств (5) - развернутую запись матричного уравнения (1).

Рассматриваемая система получена упрощением многомассовой системы по методу Е.И. Ривина. Ее элементы имеют следующие значения:

приведенные моменты инерции маховых масс: I_1 - вращающиеся части двигателя и сцепления; I_2 - массы коробки передач (КП), главным образом первичный вал, промежуточный вал с шестернями и входящие с ними в зацепление шестерни вторичного вала; I_3 - остальные массы КП, часть масс карданной передачи и для автомобилей ГАЗ-53А и ЗИЛ-130 трансмиссионный тормоз; I_4 - остальные массы карданной передачи, главная передача с дифференциалом, часть полуосей и для автомобиля МАЗ-500А трансмиссионный тормоз; $I_5', (I_5'')$ - часть массы полуоси и колесный узел одного борта; I_6 - маховик, эквивалентный поступательно движущейся массе автомобиля; I_p - заднего моста;

Таблица 1. Параметры расчетных динамических систем, приведенные к первичному валу КП

Автомобиль	Передача КП	Приведенные моменты инерции масс, кгссмс ²							Приведенные жесткости звеньев, с x 10 ⁴ кгссм					
		J ₁	J ₂	J ₃	J ₄	J ₅ (J _{5''})	J ₆	J _p	c ₁₂	c ₂₃	c ₃₄	c _{45p}	c ₅₆	c _p
ГАЗ-53А	I	5,2	0,047	0,023	0,004	0,09	8,0	0,14	4,6	4,0	0,49	0,016	0,09	0,13
	II	5,2	0,058	0,101	0,016	0,39	35,4	0,60	4,6	7,7	1,91	0,069	0,41	0,57
	III	5,2	0,089	0,330	0,053	1,28	115,2	1,95	4,6	10,1	6,13	0,222	1,32	1,86
	IV	5,2	0,175	1,214	0,151	3,74	336,8	5,70	4,6	25,6	18,0	0,655	3,85	5,43
ЗИЛ-130	I	10,2	0,284	0,031	0,011	0,12	10,5	0,11	8,5	3,2	0,52	0,019	0,12	0,19
	II	10,2	0,286	0,110	0,036	0,41	34,6	0,37	8,5	6,3	1,72	0,062	0,39	0,64
	III	10,2	0,300	0,350	0,117	1,30	111,0	1,17	8,5	17,5	5,50	0,198	1,24	2,04
	IV	10,2	0,324	0,855	0,284	3,16	270,0	2,84	8,5	40,2	13,35	0,481	3,0	4,95
	V	10,2	0,372	1,851	0,614	6,83	583,0	6,15	8,5	80,6	28,84	1,041	6,5	10,56
МАЗ-500А	I	37,9	0,932	0,020	0,097	0,38	27,8	0,08	21,3	8,9	2,67	0,134	0,29	0,41
	II	37,9	0,916	0,181	0,316	1,24	90,6	0,25	21,3	26,7	7,69	0,441	0,96	1,31
	III	37,9	1,014	0,638	1,148	4,58	328,0	0,93	21,3	56,8	28,0	1,6	3,5	4,8
	IV	37,9	1,018	1,651	2,687	10,50	770,0	2,15	21,3	153,0	65,0	3,7	8,05	11,2
	V	37,9	0,977	3,940	6,070	23,65	1740,0	4,84	21,3	130,0	145,2	8,4	18,3	25,2

приведенные жесткости: c_{12} - демпфер в ведомом диске сцепления и валы КП, главным образом первичный вал; c_{23} - шлицевые и шпоночные соединения и валы КП; c_{34} - карданная и главная передачи; c_{45p} - главная передача и полуось; c_{56} - шины одного борта; c_p - рессоры на выкручивание.

Такие значения элементов трансмиссии имеют место для всех автомобилей на всех передачах. При дальнейшем упрощении цепной части системы методом Е.И. Ривина на низших передачах обычно происходит объединение парциальных систем КП и карданной передачи, а на высших - демпфера и КП. В результате у разных автомобилей и на разных передачах элементы динамических систем принимают неодинаковые значения, что затрудняет сравнение форм колебаний и амплитудно-частотных характеристик исследуемых систем. Это обстоятельство было учтено при выборе расчетной восьмимассовой системы. Параметры расчетных динамических систем сведены в табл. 1.

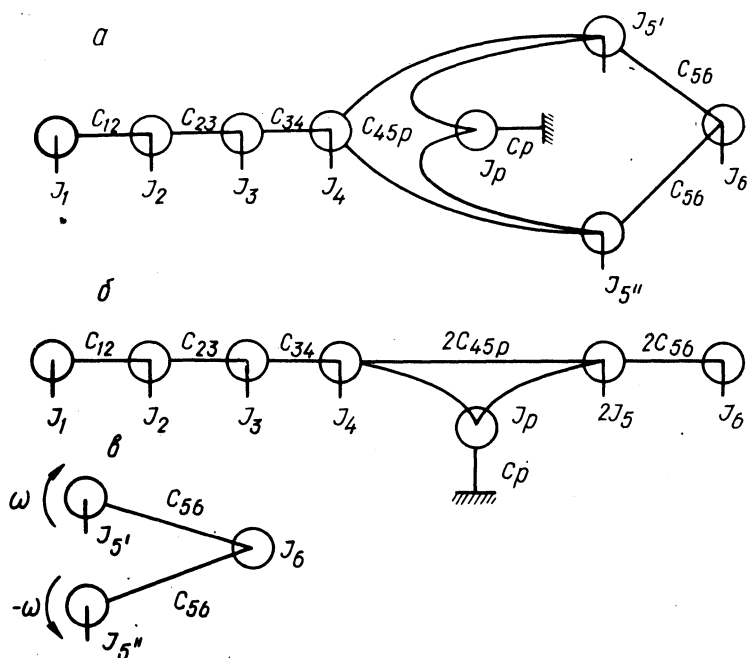


Рис. 1. Расчетные динамические системы машинного агрегата автомобиля.

Таблица 2. Частоты собственных колебаний трансмиссий (рад/с) отечественных грузовых автомобилей 4х2

Автомобиль	Передача в КП				
	I	II	III	IV	V
ГАЗ-53А	8,07	13,86	22,57	33,82	
	99,86	100,53	100,12	100,13	
	116,80	117,42	115,98	115,04	
	723,16	467,31	301,70	205,77	-
	1234,43	1189,56	1165,00	1171,65	
	1794,44	1664,18	1399,00	1399,27	
ЗИЛ-130	6,95	10,32	16,36	25,52	31,78
	102,78	103,81	103,35	103,28	103,14
	144,43	153,10	143,02	140,14	134,24
	493,59	408,55	321,46	257,59	209,02
	687,33	714,54	762,94	786,89	794,66
	1190,47	1039,46	1162,33	1399,34	1680,53
МАЗ-500А	8,50	11,76	19,10	26,54	35,01
	98,31	98,69	98,05	97,32	96,40
	283,40	274,77	240,23	204,30	159,79
	426,03	372,28	326,33	315,01	312,12
	563,77	605,05	666,42	724,80	747,92
	2421,44	1487,09	1362,14	1652,49	1386,90

Вернемся к уравнениям системы (5). Положив $I_{5'} = I_{5''}$; $\varphi_{5'} = \varphi_{5''}$; $\ddot{\varphi}_{5'} = \ddot{\varphi}_{5''}$, получим систему уравнений (6), которая описывает динамическую систему, изображенную на рис. 1,б:

$$\begin{aligned}
 & \dots \\
 & I_4 \ddot{\varphi}_4 - c_{34} \varphi_3 + (c_{34} + 2c_{45p}) \varphi_4 - 2c_{45p} \varphi_5 - 2c_{45p} \varphi_6 = 0; \\
 & (J_{5'} + J_{5''}) \ddot{\varphi}_5 - 2c_{45p} \varphi_4 + (2c_{45p} + c_{56}) \varphi_5 - 2c_{56} \varphi_6 + 2c_{45p} \varphi_p = 0; \\
 & I_6 \ddot{\varphi}_6 - 2c_{56} \varphi_5 + 2c_{56} \varphi_6 = 0; \\
 & I_p \ddot{\varphi}_p - 2c_{45p} \varphi_4 + 2c_{45p} \varphi_5 + (2c_{45p} + c_p) \varphi_p = 0.
 \end{aligned} \tag{6}$$

Решение этой системы уравнений дает шесть из семи собственных частот исходной системы (5). Еще одну частоту ω_k находим, рассмотрев колебания масс $I_{5'}$ и $I_{5''}$ в противофазе (рис. 1,в). При этом для всех передач получаем одинаковые

значения $\omega_k = \sqrt{\frac{c_{56}}{I_{5'}}}$, которые равны $\omega_k = 101,5 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$ - для ГАЗ-53А, $\omega_k = 97,6 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$ - ЗИЛ-130 и $\omega_k = 88,0$ - для МАЗ-500А.

Остальные значения частот расчетной динамической системы сведены в табл. 2. Таким образом, сложная кольцевая система (рис. 1,а) при расчете собственных значений может быть упрощена сведением к системам, представленным на рис. 1,б и в, что подтверждается непосредственным расчетом систем.

Анализируя соотношение собственных частот и частот возмущений, действующих на трансмиссию, можно рекомендовать использовать при расчете нагрузок от неравномерной работы дизельного двигателя семимассовую разветвленную систему, изображенную на рис. 1,б (поскольку на низких оборотах двигателя частоты возмущений оказываются близкими ко второй и третьей собственным частотам без учета ω_k , а величины этих частот находятся в сильной связи с реактивными параметрами системы). Для машинных агрегатов с карбюраторными двигателями - цепную шестимассовую систему; при расчете нагрузок от неровностей дороги - динамическую систему с меньшим числом степеней свободы (четыре), но обязательно содержащую реактивные элементы и межосевой дифференциал.

Л и т е р а т у р а

1. Цзе Ф.С., Морзе И.Е., Хинкл Р.Т. Механические колебания. М.,1966. 2. Успенский И.Н., Савинов Б.В. Крутильные колебания в трансмиссии грузовых автомобилей Горьковского автозавода. - "Автомобильная промышленность",1970, №9, с. 16 - 19. 3. Яценко Н.Н. Колебания, прочность и форсированные испытания грузовых автомобилей. М.,1972.