



Министерство образования  
Республики Беларусь

БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ  
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

---

---

Кафедра «Автомобили»

О.С. Руктешель

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ  
НАГРУЗОК В ТРАНСМИССИИ  
АВТОМОБИЛЯ**

*Учебно-методическое пособие*

Минск  
БНТУ  
2010

Министерство образования Республики Беларусь  
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ

---

Кафедра «Автомобили»

О.С. Руктешель

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ  
НАГРУЗОК В ТРАНСМИССИИ  
АВТОМОБИЛЯ

Учебно-методическое пособие  
для студентов специальности  
1-37 01 02 «Автомобилестроение»

*Рекомендовано учебно-методическим объединением  
высших учебных заведений Республики Беларусь  
по образованию в области транспорта  
и транспортной деятельности*

Минск  
БНТУ  
2010

УДК 629.33.028 (075.8)

ББК 39.33-01я7

Р 85

Рецензенты:

*Л.А. Молибошко, Г.М. Кухаренок*

**Руктешель, О.С.**

Р 85      Определение динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля:  
учебно-методическое пособие для студентов специальности 1-37 01 02  
«Автомобилестроение» / О.С. Руктешель. – Минск: БНТУ, 2010. –  
50 с.

ISBN 978-985-525-370-0.

Учебно-методическое пособие предназначено для приобретения студентами автотранспортных специальностей практических навыков по составлению расчетных схем динамических систем трансмиссий автомобилей и определения действующих в них динамических нагрузок, что необходимо как при проектировании новых автомобилей, так и при модернизации существующих. Также будет полезно при выполнении курсовой (контрольной) работы и дипломного проекта при оценке нагруженности элементов трансмиссии автомобиля и их расчете.

УДК 629.33.028. (075.8)  
ББК 39.33-01я7

ISBN 978-985-525-370-0

© Руктешель О.С., 2010  
© БНТУ, 2010

## Введение

Всем явлениям природы присущи колебания. Везде, где есть движение, есть и колебания. По мере развития техники люди все больше соприкасаются с колебательными процессами. Колебания нагрузки вызывают усталостные разрушения деталей автомобиля. В настоящее время колебания в трансмиссии автомобиля приобретают особое значение в связи с ростом скоростей движения, мощности двигателей, значительным уменьшением массы деталей и необходимостью увеличения их надежности.

Детали трансмиссии автомобиля вместе с вращающимися частями двигателя, колесами, картерными деталями и массой всего автомобиля образуют многомассовую упругую систему, которая при изменении скоростного режима приходит в колебательное движение.

Свободные колебательные движения системы состоят из ряда периодических колебаний с постоянными собственными частотами, число которых равно числу степеней свободы системы. Сами по себе свободные колебания практически не оказывают влияния на износостойкость деталей трансмиссии, т. к. по своей амплитуде они очень малы и под действием различных сил сопротивления быстро затухают. Однако если на систему будут действовать периодические моменты, частота которых приближается к одной из составных частот свободных колебаний, в трансмиссии могут возникнуть большие амплитуды колебаний, достигающие максимальных значений в момент резонанса.

Резонансные явления в трансмиссии автомобиля, особенно на эксплуатационных режимах, недопустимы. Эти явления увеличивают нагрузку на валы, шестерни, корпусные детали, подшипники, а также могут вызвать вибрации и шум в кузове. Сдвиг резонансов с эксплуатационных скоростей возможен при соответствующем подборе масс и жесткостей в упругой системе трансмиссии автомобиля, а если это невозможно, то при установке гасителей колебаний, целью которых является снижение амплитуд колебаний при резонансных явлениях.

Крутильные колебания в валах трансмиссии автомобиля возникают из-за неравномерности крутящего момента, как движущих сил, так и сил сопротивления. Неравномерность крутящего момента вызывает неравномерность изменения угловой скорости вращения валов трансмиссии, т. е. то ускорение, то замедление вращения этих валов. Так как

валы обладают упругостью и на них размещаются инерционные массы, то в каждом сечении вала будет своя степень неравномерности. Это объясняется тем, что массы за один и тот же промежуток времени проходят разные углы, т. е. движутся с разными скоростями, что создает переменные закрутки в сечениях вала, которые определяют его прочность. Следовательно, знакопеременные крутящие моменты вызывают в валах трансмиссии знакопеременные напряжения. Последние могут превысить предел выносливости материала, что приведет к его усталости и поломке вала.

Для математического описания процессов, происходящих в трансмиссии автомобиля, составляют расчетную схему динамической системы его силового агрегата.

# 1. СОСТАВЛЕНИЕ РАСЧЕТНОЙ СХЕМЫ ДИНАМИЧЕСКОЙ (КОЛЕБАТЕЛЬНОЙ) СИСТЕМЫ МАШИННОГО АГРЕГАТА АВТОМОБИЛЯ

В динамике транспортных машин важное место занимают задачи, относящиеся к исследованию колебательных процессов в машинном агрегате автомобиля. Под *машинным агрегатом* подразумевается система, состоящая из двигателя, трансмиссии, движителя, поступательно движущейся массы автомобиля и реактивных элементов, а под *колебательными процессами* – всевозможные динамические процессы, характеризующие поведение системы в течение определенного промежутка времени.

Одним из наиболее распространенных видов колебаний являются *вынужденные колебания*, вызываемые возмущающими силами. При совпадении частоты этих сил с одной из собственных частот динамической системы машинного агрегата имеют место наиболее интенсивные вынужденные колебания, так называемые, *резонансные колебания*, которые могут привести к поломке деталей трансмиссии.

Вторым основным видом колебаний являются *переходные процессы*, наблюдающиеся при неустановившихся режимах работы автомобиля. К ним относятся: трогание автомобиля с места, увеличение и сброс нагрузки двигателя, включение и выключение сцепления, разгон, торможение, переключение передач, т. е. переходы с одного установившегося режима на другой.

Исследование колебаний машинного агрегата автомобиля позволяет выбрать оптимальные характеристики отдельных его узлов и деталей.

Важнейшим этапом, предшествующим математическому изучению динамических процессов, происходящих в реальной системе, является схематизация этой системы, т. е. составление расчетной схемы динамической системы. Схематизация реальной системы заключается в выборе идеализированной физической модели, правильно отображающей поведение этой системы при изучении определенного вида явлений.

## 1.1. Дискретизация параметров динамической системы машинного агрегата автомобиля

Автомобиль в целом и его машинный агрегат, как составная часть автомобиля, представляют собой системы с распределенными параметрами, т. е. с распределенной массой, податливостью и демпфиро-

ванием. Однако для удобства анализа переходных (колебательных) процессов в агрегатах автомобиля последние обычно представляют в виде физической модели, состоящей из системы сосредоточенных масс, соединенных безынерционными упругими звеньями, т. е. в виде системы с дискретными параметрами. Основанием для дискретизации является то, что крутильные колебания в машинном агрегате автомобиля имеют ярко выраженный дискретный спектр собственных частот в диапазоне до 200 Гц. Поэтому дискретные колебательные системы пригодны для расчета протекающих в них переходных процессов в данном частотном диапазоне.

В системах, приведенных к дискретному виду, все детали заменяются элементами, каждый из которых характеризуется только одним из параметров: инерционностью или податливостью. Дискретизация динамической системы машинного агрегата автомобиля производится путем выделения элементов, относящихся к сосредоточенным массам, и элементов, обладающих только податливостью. К *сосредоточенным массам* относят массы деталей, диаметр которых в два и более раз превышает их размер вдоль оси вращения. *Распределенные массы*, если они малы по сравнению с сосредоточенными, приближенно учитываются путем отнесения их к сосредоточенным, расположенным по концам рассматриваемого участка. Так, для учета момента инерции вала третья часть его распределяется по сосредоточенным массам на концах вала.

К сосредоточенным массам обычно относят маховик двигателя, диски сцепления, зубчатые колеса, фланцы, детали подшипников, корпуса агрегатов.

К элементам, обладающим только жесткостью (податливостью), как правило, относят валы, специально введенные в трансмиссию автомобиля упругие узлы или детали и упругие элементы подвесок агрегатов. Учет и правильное определение податливости перечисленных элементов имеет определяющее значение при составлении расчетной схемы машинного агрегата автомобиля.

Податливость зубчатых зацеплений и опор валов сравнительно мала. Но их тщательный учет необходим при расчетах высокочастотных колебаний в трансмиссии автомобиля.

Шины и упругие муфты, если последние имеются в трансмиссии, обладают большой массой и высокой податливостью. Поэтому при дискретизации они заменяются сосредоточенной массой с присоединенной податливостью.

Таким образом, машинный агрегат автомобиля представляется в виде механической крутильной колебательной системы (механической модели), состоящей из множества сосредоточенных масс, соединенных безынерционными упругими звеньями. В механической модели машинного агрегата автомобиля должны быть отражены все кинематические связи между валами и агрегатами, осуществляемые зубчатыми передачами или рычажными механизмами; указаны силы и моменты, действующие на элементы динамической системы, в том числе и силы трения, рассеивающие энергию колебаний. Собственные крутильные колебания такой системы определяются значениями моментов инерции масс относительно их оси вращения и крутильными податливостями упругих звеньев между ними.

Механическая модель машинного агрегата автомобиля составляется путем анализа рабочих чертежей его деталей и выделения элементов, относящихся к сосредоточенным массам или упругим звеньям.

## 1.2. **Определение параметров динамической системы машинного агрегата автомобиля**

Моменты инерции масс и податливости упругих звеньев находят аналитическим или экспериментальным методами.

### 1.2.1. *Аналитическое определение значений параметров*

Аналитический метод применяется для деталей, имеющих форму, которую можно расчленить на простые геометрические тела.

Пример такого расчленения для шестерни представлен на рис. 1.1. Сечения колец, на которые разбивается шестерня, выделены перекрещивающимися линиями. Момент инерции шестерни равен сумме моментов инерции отдельных ее частей, т. е.  $I = I_1 + I_2 + I_3 + I_4$ .

При вычислении момента инерции тела относительно оси вращения, параллельной оси, проходящей через центр тяжести тела и отстоящей от нее на расстояние  $R$ , применяют известную формулу перехода

$$I = I_S + m \cdot R^2,$$

где  $I$  и  $I_S$  – соответственно моменты инерции тела массой  $m$  относительно оси его вращения и оси, проходящей через центр тяжести тела.



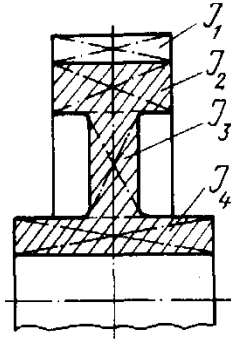


Рис. 1.1. К определению момента инерции шестерни

Момент инерции коленчатого вала  $I_k$  (рис. 1.2) относительно оси его вращения складывается из момента инерции прилегающих к колену частей коренных шеек  $I_{к.ш}$  (эти части берутся равными половине длины  $l_1$  коренной шейки между соседними коленами), двух моментов инерции щек колена  $2 I_{щ}$  и момента инерции шатунной шейки  $I_{ш.ш}$ :

$$I_k = I_{к.ш} + 2 \cdot I_{щ} + I_{ш.ш},$$

$$I_{к.ш} = \frac{\pi \cdot \rho}{32} \cdot (D_1^4 - d_1^4) \cdot l_1,$$

$$I_{щ} = \rho \cdot \left[ b \cdot h \cdot l \cdot \left( \frac{h^2 + l^2}{12} + \frac{R^2}{4} \right) - \frac{\pi}{4} \cdot b \cdot \left( \frac{d_1^4 + d_k^4}{8} + R^2 \cdot d_k \right) \right],$$

$$I_{ш.ш} = \frac{\pi \cdot \rho}{4} \cdot I_k \cdot (D_k^2 - d_k^2) \cdot \left( \frac{D_k + d_k}{8} + R^2 \right).$$

Момент инерции кривошипно-шатунного механизма (КШМ) поршневых двигателей зависит от угла поворота кривошипа. При расчете на крутильные колебания с достаточной степенью точности можно заменить его средним значением за один оборот вала.

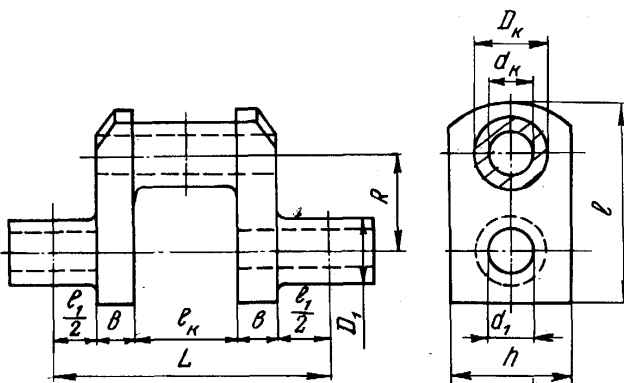


Рис. 1.2. Схема коленчатого вала

Кривошипный механизм заменяется двумя массами, сосредоточенными на цапфе кривошипа  $m_1$  и пальце верхней головки шатуна  $m_2$ . Формула момента инерции эквивалентной массы КШМ имеет вид:

$$I_{\text{к.м}} = \left[ m_1 + \frac{1}{2} \cdot m_2 \cdot \left( 1 + \frac{R^2}{4 \cdot r^2} \right) \cdot R^2 \right];$$

$$m_1 = \left( \frac{2}{3} \right) \cdot m_{\text{шат}}, \quad m_2 = m_{\text{п.к}} + \left( \frac{1}{3} \right) \cdot m_{\text{шат}},$$

где  $m_{\text{шат}}$  – масса шатуна;

$m_{\text{п.к}}$  – масса поршневого комплекта.

Если момент инерции колена  $I_{\text{к}}$ , момент инерции всего КШМ

$$I_{\text{кшм}} = I_{\text{к}} + I_{\text{к.м.}}$$

Момент инерции подвижных деталей двигателя:

$$I_{\text{д}} = n \cdot I_{\text{кшм}} + I_{\text{м}},$$

где  $n$  – число цилиндров;

$I_{\text{м}}$  – момент инерции маховика.

Определяя моменты инерции тел по формулам, приведенным в табл. 1.1, плотность  $\rho$  некоторых материалов находим по табл. 1.2.

Таблица 1.1

Формулы для расчета моментов инерции и податливостей


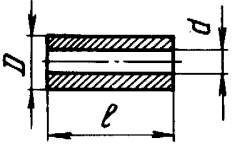
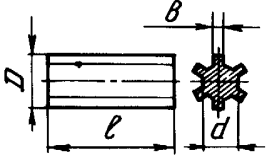
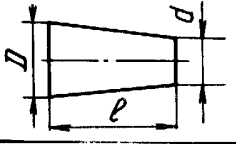
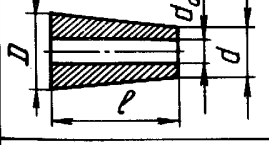
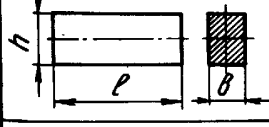
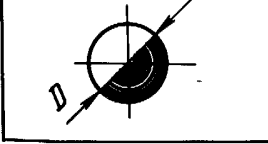
Эскиз детали	Момент инерции, кг·м <sup>2</sup>	Податливость, Н <sup>-1</sup> ·м <sup>-1</sup>												
	$I = \frac{\pi \rho}{32} \cdot D^4 \cdot l$	$e = \frac{32}{\pi G} \cdot \frac{l}{D^4}$												
	$I = \frac{\pi \rho}{32} \cdot (D^4 - d^4) \cdot l$	$e = \frac{32}{\pi G} K \frac{l}{D^4}$ $K = \frac{1}{1 - (\frac{d}{D})^4}$												
	$I = \frac{\rho}{4} \left[ \frac{bh}{3} \cdot (b^2 + h^2 + 6c_{cp}^2) z + \frac{\pi d^4}{8} \right] l$ $h = \frac{D - d}{2}$ $c_{cp} = \frac{D + d}{2}; z - \text{число шлиц}$	$e = \frac{32}{\pi G} \cdot \frac{l}{d_{cp}^4};$ $d_{cp} = \frac{D + d}{2}$												
	$I = \frac{\pi \rho}{32} \cdot \frac{D^4}{6} \cdot \frac{1 - \alpha^5}{1 - \alpha^3} \times$ $\times (1 + \alpha + \alpha^2) l$ $\alpha = \frac{d}{D}$	$e = \frac{32}{\pi G} \cdot K \frac{l}{D^4};$ $K = \frac{1}{3\alpha} \left( 1 + \frac{1}{\alpha} + \frac{1}{\alpha^2} \right)$												
	$I = \frac{\pi \rho}{32} \left[ \frac{D^4}{6} \cdot \frac{1 - \alpha^5}{1 - \alpha^3} (1 + \alpha + \alpha^2) - d^4 \frac{1 - \alpha^5}{1 - \alpha^3} \right] l$ $\alpha = \frac{d}{D}$	$e = \frac{32}{\pi G} \cdot K_1 K_2 \cdot \frac{l}{D^4},$ $K_1 = \frac{1}{1 - (\frac{d_0}{D})^4}; K_2 = \frac{1}{3\alpha} \left( 1 + \frac{1}{\alpha} + \frac{1}{\alpha^2} \right)$												
	$I = \frac{\rho b h}{12} \cdot (b^2 + h^2) \cdot l$	$e = \frac{1}{G \cdot \beta \cdot b^4}$ <table border="1" data-bbox="694 1173 985 1260"> <tr> <td><math>\frac{h}{b}</math></td> <td>1</td> <td>1,5</td> <td>2</td> <td>3</td> <td>4</td> </tr> <tr> <td><math>\beta</math></td> <td>0,140</td> <td>0,294</td> <td>0,457</td> <td>0,790</td> <td>1,123</td> </tr> </table>	$\frac{h}{b}$	1	1,5	2	3	4	$\beta$	0,140	0,294	0,457	0,790	1,123
$\frac{h}{b}$	1	1,5	2	3	4									
$\beta$	0,140	0,294	0,457	0,790	1,123									
	$I = \frac{\pi \rho}{60} \cdot D^5$													

Таблица 1.2

## Физические константы

Материал	Модуль упругости $E \cdot 10^{-10}, \text{Па}$	Модуль сдвига $G \cdot 10^{-10}, \text{Па}$	Плотность $\rho \cdot 10^{-3}, \text{кг/м}^3$
Сталь высокоуглеродистая	22	8,5	7,7–7,9
Сталь низкоуглеродистая и высоколегированная	20–21	7,8–8,0	
Чугун модифицированный	9–16	4,5–5,3	7,0–7,8
Чугун белый, серый и ковкий	8–16	3,5–5,3	
Медь техническая	10–13	3,8–4,8	8,9
Бронза	9,7–10,3	3,3–3,7	8,8
Латунь	7,8–10	2,6–3,6	8,4–8,7
Алюминиевые сплавы (дюралюминий)	6,5–7,1	2,3–2,7	2,7

Демультимпликаторы многоступенчатых коробок передач, несимметричные дифференциалы раздаточных коробок и колесные передачи ведущих мостов грузовых автомобилей и автобусов часто выполняются в виде планетарного ряда (рис. 1.3).

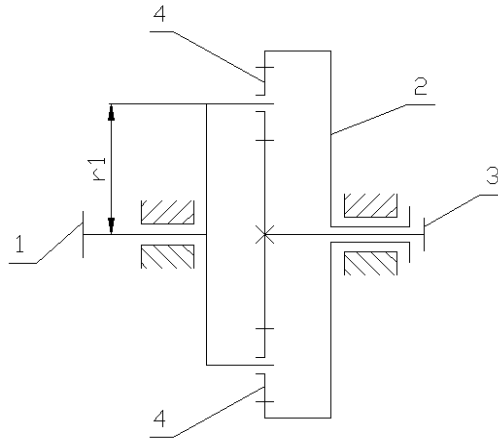


Рис. 1.3. Кинематическая схема планетарного ряда:  
1 – водило; 2 – эпицикл; 3 – солнечная шестерня; 4 – сателлит

При определении моментов инерции планетарного ряда его представляют в виде эквивалентного ряда с безынерционными сателлитами, основные звенья которого имеют моменты инерции, определяемые по формулам:

$$I_1^{\partial} = n \cdot m_4 \cdot r_1^2 - \frac{n(1 + \rho)^2 \cdot I_4}{(1 - \rho)^2};$$

$$I_2^{\partial} = I_2 + \frac{2n \cdot \rho \cdot I_4}{(1 - \rho)^2};$$

$$I_3^{\partial} = I_3 + \frac{2n \cdot I_4}{(1 - \rho)^2},$$

где  $I_1, I_2, I_3, I_4$  – моменты инерции соответствующих элементов 1, 2, 3, 4 относительно собственных осей вращения (см. рис. 1.3);

$n$  – число сателлитов;

$m_4$  – масса сателлита;

$\rho = Z_2/Z_3$  – передаточное число ряда при заторможенном водиле 1;

$Z_2$  и  $Z_3$  – числа зубьев центральных колес 2 и 3.

Кинематические зависимости между звеньями эквивалентного ряда характеризуются уравнением связи:

$$\omega_3 = \omega_2 \cdot U_{32}^{(1)} + \omega_1 (1 - U_{32}^{(1)}),$$

где  $U_{32}^{(1)} = -Z_2/Z_3$  – передаточное число планетарно ряда при остановленном водиле 1;

$\omega_1, \omega_2$  и  $\omega_3$  – угловые скорости соответствующих элементов 1, 2 и 3.

Конический дифференциал (рис. 1.4) по числу звеньев и структуре уравнения связи не отличается от планетарного ряда. Эквивалентные моменты инерции  $I_i^{\partial}$  основных звеньев конического дифференциала в общем случае определяют из выражений:

$$I_1^{\mathcal{O}} = n \cdot I_4^{(1)} - n \cdot I_4^{(4)} \frac{Z_2 \cdot Z_3}{Z_4^2};$$

$$I_2^{\mathcal{O}} = I_2 + n \cdot I_4^{(4)} \frac{Z_3 \cdot Z_2^2}{Z_4^2(Z_3 + Z_2)};$$

$$I_3^{\mathcal{O}} = I_3 + n \cdot I_4^{(4)} \frac{Z_2 \cdot Z_3^2}{Z_4^2(Z_3 + Z_2)};$$

где  $I_4^{(4)}$ ,  $I_4^{(1)}$  – моменты инерции сателлитов относительно собственной оси вращения и оси вращения водила;

$Z_2, Z_3, Z_4$  – числа зубьев колес 2, 3, 4.

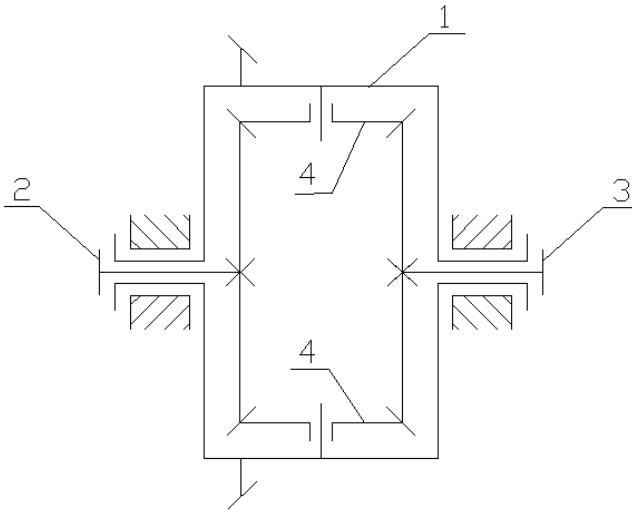


Рис. 1.4. Кинематическая схема конического симметричного дифференциала

Если  $Z_2 = Z_3$  (симметричный дифференциал), то вышеприведенные формулы приобретут вид:

$$I_1^{\mathcal{D}} = n \cdot I_4^{(1)} - n \cdot I_4^{(4)} \left( \frac{Z_3}{Z_4} \right)^2 ;$$

$$I_2^{\mathcal{D}} = I_2 + n \cdot I_4^{(4)} \frac{1}{2} \left( \frac{Z_3}{Z_4} \right)^2 ;$$

$$I_3^{\mathcal{D}} = I_3 + n \cdot I_4^{(4)} \frac{1}{2} \left( \frac{Z_3}{Z_4} \right)^2 .$$

Крутильные колебания в трансмиссии и продольные перемещения поддрессоренных и неподдрессоренных масс автомобиля взаимосвязаны. Поэтому при анализе нагрузок в трансмиссии автомобиля в расчетных схемах необходимо учитывать поступательно движущиеся массы. Последние обычно заменяются маховиками. При этом кинетическая энергия маховика и поступательно движущейся массы должна быть одинаковой. Если обозначить через  $m_a$  поступательно движущуюся массу автомобиля; через  $I_a$  момент инерции маховика, эквивалентного поступательно движущейся массе автомобиля, а через  $V$  и  $\omega$  – соответственно линейную и угловую скорости поступательно движущейся массы и эквивалентного маховика, то получим:

$$\frac{m_a \cdot V^2}{2} = \frac{I_a \cdot \omega^2}{2} ;$$

откуда  $I_a = m_a \cdot \left( \frac{V}{\omega} \right)^2$ .

Для поступательно движущейся массы автомобиля линейная скорость

$$V_a = \omega_k \cdot r_k ,$$

где  $r_k$  – радиус качения колеса автомобиля;

$\omega_k$  – угловая скорость вращения колеса автомобиля.

Тогда  $I_a = m_a \cdot r_k^2$ .

*Крутильная податливость* – величина, обратная угловой жесткости детали и численно равная углу поворота (в радианах) одного из концевых сечений детали при приложении к нему крутящего момента в один ньютонметр при закрепленном другом концевом сечении.

Определяя крутильные податливости тел по формулам, приведенным в табл. 1.1, модуль сдвига  $G$  некоторых материалов находим по табл. 1.2.

При последовательном соединении валов суммируются их податливости, а при параллельном соединении – суммируются их жесткости. При параллельном соединении валов их суммарная податливость находится по выражению

$$e_{\Sigma} = \frac{e_1 \cdot e_2}{e_1 + e_2}.$$

Кроме податливости валов на кручение, следует учитывать крутильную податливость шлицевых и шпоночных соединений:

$$e_{ш} = \frac{k_{ш}}{d^2 \cdot l \cdot h \cdot z},$$

где  $k_{ш}$  – коэффициент для шлицевых и шпоночных соединений,  $\text{м}^3/\text{Н}$ :  
 $k_{ш} = 6,5 \cdot 10^{-12}$  для соединения с призматической шпонкой;  $k_{ш} = 13,8 \cdot 10^{-12}$  для соединения с сегментной шпонкой;  $k_{ш} = 4,2 \cdot 10^{-10}$  для шлицевого соединения;

$d$  – диаметр соединения (для шлицевого соединения  $d = d_{cp}$ ), м

$l$  – длина соединения, м;

$h$  – активная высота шпонки (шлица), м;

$z$  – число шпонок (шлицев).

Крутильная податливость шарнирных (карданных) муфт определяется в основном контактными деформациями поверхностей шарниров и подсчитывается по формуле

$$e_{к.м} = \frac{5 \cdot 10^{-9}}{d^3},$$

где  $d$  – диаметр соединяемых валов, м.



Собственная податливость зубчатой передачи, приведенная к одному из валов, определяется по формуле

$$e_3 = \frac{k_3}{b \cdot R^2 \cdot \cos^2 \alpha} ,$$

где  $k_3$  – коэффициент для зубчатой передачи, м<sup>3</sup>/Н:  $k_3 = 6,2 \cdot 10^{-11}$  для стальных прямозубых колес;  $k_3 = 3,7 \cdot 10^{-11}$  для стальных косозубых колес;  $k_3 = 4,4 \cdot 10^{-11}$  для стальных шевронных колес;

$b$  – рабочая ширина колеса, м;

$R$  – радиус начальной окружности зубчатого колеса, расположенного на валу, к которому приводится податливость зубчатой передачи (для конических передач  $R$  – среднее значение радиуса начальной окружности), м;

$\alpha$  – угол зацепления.

Податливость дифференциала (см. рис. 1.4) складывается из податливости зубьев шестерен и податливости сателлита на его оси. Податливость  $i$ -й зубчатой передачи, приведенная к одному из валов, определяется по формуле

$$e_{3i} = \frac{k_3}{a \cdot b \cdot R^2 \cdot \cos^2 \alpha} ,$$

где  $k_3$  – коэффициент для зубчатой передачи, м<sup>3</sup>/Н:  $k_3 = 6,2 \cdot 10^{-11}$  для стальных прямозубых колес;  $k_3 = 3,7 \cdot 10^{-11}$  для стальных косозубых колес

$a$  – число пар зубьев шестерен, участвующее в зацеплении;

$b$  – рабочая ширина колеса, м;

$R$  – радиус начальной окружности зубчатого колеса, расположенного на валу, к которому приводится податливость зубчатой передачи (для конических передач  $R$  – среднее значение радиуса начальной окружности), м;

$\alpha$  – угол зацепления.

Податливость сателлита на его оси диаметром  $d$

$$e_4 = \frac{4 \cdot 10^{-6}}{d^{2,1} \cdot R^2} .$$

Таким образом, податливость дифференциала складывается из суммарной податливости сателлитов на их осях  $\frac{e_4}{n}$ , где  $n$  – число сателлитов; податливости зубьев полуосевой шестерни  $2 - e_{32}$  и шестерни  $3 - e_{33}$ .

Податливость подверженного деформации растяжения-сжатия сцепного устройства между автомобилем и прицепом  $e_x$  может быть заменена эквивалентной крутильной податливостью  $e$  с размерностью  $\text{Н}^{-1} \cdot \text{м}^{-1}$ :

$$e = \frac{e_x}{r_k^2},$$

где  $r_k$  – радиус ведущих колес, м.

Линейная (продольная) податливость детали  $e_x$ , имеющая размерность м/Н:

$$e_x = \frac{l}{E \cdot A},$$

где  $E$  – модуль упругости при растяжении;

$A$  и  $l$  – площадь поперечного сечения и деформируемая длина детали.

Значения модуля упругости  $E$  для некоторых материалов приведены в табл. 1.2.

В общем случае рассеивание энергии – демпфирование – в машинном агрегате автомобиля вызывается гистерезисными потерями в материале деталей, сопротивлением, оказываемым вращению шестерен маслом, имеющимся в картерах узлов, в стыках, т. е. шпоночных и шлицевых соединениях, опорах валов и зубчатых зацеплениях, а также в различных демпферных устройствах. Потери энергии в материале деталей можно не учитывать, т. к. относительное рассеивание энергии  $\psi$  (т. е. отношение рассеянной за цикл колебаний энергии  $\Delta\Pi$  к полной энергии цикла  $\Pi$ ) в металлах очень мало:  $\psi = 0,01-0,02$ . Для стыков же  $\psi = 0,6-1,0$ . Следовательно,

если нет специальных демпфирующих элементов, демпфирование динамической системы определяется рассеянием энергии в стыках.

При проведении динамических расчетов системы с учетом демпфирования в упругих звеньях и стыках (двухмассовая парциальная колебательная система (рис. 1.5, а) коэффициент демпфирования  $\varepsilon_{k,k+1}$  в Н·м·с может быть определен по формуле

$$\varepsilon_{k,k+1} = \frac{\Psi}{2 \cdot \pi \cdot e_k \cdot \omega}, \quad (1.1)$$

где  $\omega$  – частота колебаний системы.

Для случая трения на массе (рис. 1.5. б) коэффициент демпфирования  $\varepsilon_k$  находится из выражения:

$$\varepsilon_k = 2 \cdot \Psi \cdot \pi \cdot J_k \cdot \omega. \quad (1.2)$$

Двух- и одномассовая колебательные системы с демпфированием изображены на рис. 1.5.

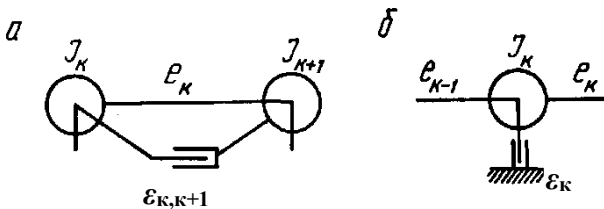


Рис. 1.5. Колебательные системы с демпфированием:  
а – двухмассовая; б – одномассовая

Демпфирование оказывает существенное влияние на свободные колебания системы в резонансных областях, поэтому в этих частотных диапазонах можно принимать значения  $\varepsilon$  постоянными, равными их значениям для собственных частот.

Учет влияния демпфирования при составлении расчетной схемы динамической системы машинного агрегата автомобиля зависит от задачи исследования.

Демпфирование необходимо учитывать при исследовании областей резонанса, автоколебательных режимов и оценке нагруженности трансмиссии при движении автомобиля по дороге случайного профиля.

При определении максимальных динамических нагрузок на переходных режимах работы автомобиля демпфирование можно не учитывать, т. к. максимум динамической нагрузки наступает при этом за время не более одного-двух основных периодов колебаний, и демпфирование в данном случае не может существенно повлиять на результаты расчета.

### 1.2.2. Экспериментальное определение значений параметров

Экспериментальный метод определения моментов инерции основан на законе колебаний физического маятника.

В зависимости от формы детали применяют способ прокачивания на призме, подвешивание на одной, двух, четырех нитях и т.д. Во всех случаях по секундомеру измеряют продолжительность 50–100 малых колебаний (угол отклонения или закрутки должен быть не более  $5-6^\circ$ ) и, повторяя опыт не менее трех раз, определяют средний период колебаний  $T$ .

При прокачивании на призме (рис. 1.6, а) момент инерции детали массой  $m$  относительно центра тяжести определяется по формуле

$$I = \frac{T \cdot m \cdot g \cdot r}{4 \cdot \pi^2} - m \cdot r^2.$$

При использовании метода крутильного маятника (рис. 1.6, б) деталь центрально подвешивают на тонкой проволоке и определяют период крутильных колебаний  $T$ . Затем проводят аналогичный опыт с другой деталью, момент инерции  $I_1$  которой известен. Средний период колебаний в последнем случае равен  $T_1$ . Искомый момент инерции

$$I = I_1 \cdot (T/T_1)^2.$$

При прокачивании детали на бифилярном подвесе (рис. 1.6, в) ее подвешивают на двух нитях, расположенных симметрично относительно оси вращения, проходящей через центр тяжести. Момент инерции

$$I = \frac{T^2 \cdot a^2 \cdot m \cdot g}{16 \cdot \pi^2 \cdot l}$$

где  $a$  и  $l$  – соответственно расстояние между нитями и их длина;  
 $g$  – ускорение свободного падения.

Аналогичная формула для определения момента инерции используется при прокачивании детали на четырех нитях (мультифилярный подвес) (рис. 1.6, з).

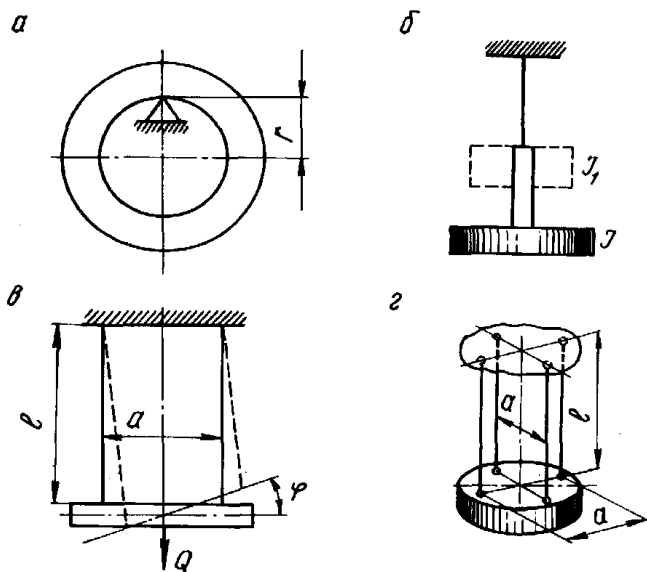


Рис. 1.6. Опытное определение моментов инерции

Экспериментальное определение податливостей применяется для соединений сложной формы, упругих муфт или механизма в целом. При этом деталь нагружают скручивающим моментом  $M$  и фиксируют ее угловую деформацию  $\varphi$ . Так как данные при нагружении и разгрузении, ввиду рассеивания энергии в материале, не совпадают, на графике получается замкнутая кривая – петля гистерезиса (рис. 1.7, а). Каждому значению  $M$  соответствуют два значения угла  $\varphi$ .

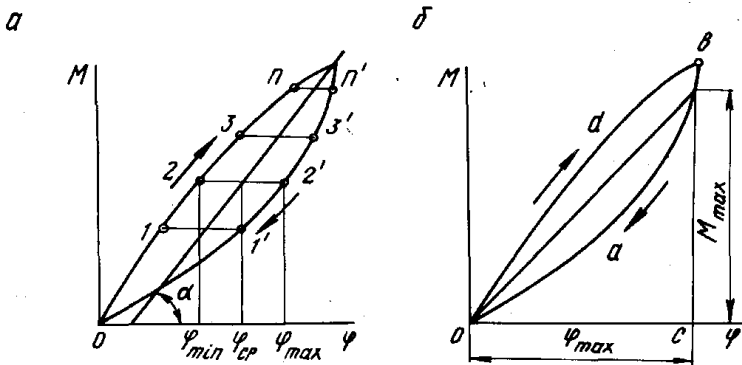


Рис. 1.7. Экспериментальные упругие характеристики и их обработка

Отложив на графике (см. рис. 1.7, а) точки  $\varphi_{cp} = 0,5 \cdot (\varphi_{max} + \varphi_{min})$ , проводят через них кривую, которая (для линейных соединений) оказывается близкой к прямой. Котангенс угла  $\alpha$  наклона этой прямой к оси абсцисс определяет податливость соединения.

Для исключения влияния внутреннего трения при расчете податливости по графику  $e = f(\varphi, M)$ , где  $M$  – крутящий момент, иногда пользуются следующим приемом. Планиметрируя площадь  $Oabc$  под линией нагружения и площадь  $Oavc$  под линией разгружения (рис. 1.7, б), находят истинное значение потенциальной энергии закрученной детали:

$$A = \frac{Oabc + Odbc}{2}$$

Основание треугольника с площадью  $A$  берут равным  $\varphi_{max}$ . Тогда его высота  $M_{max} = \frac{2 \cdot A}{\varphi_{max}} = \frac{Oabc + Odbc}{\varphi_{max}}$ , а гипотенуза представляет собой искомую прямую, котангенс угла наклона которой и есть податливость.

Если ввиду несовершенства стопорящего устройства застопоренный конец детали имеет некоторое угловое перемещение  $\varphi_0$ , угловая деформация детали  $\Delta\varphi$  равна разности  $\varphi - \varphi_0$ , где  $\varphi$  – угол

поворота нагружаемого конца детали. Эту поправку следует обязательно учитывать при определении суммарной, приведенной к нагружаемому валу податливости какого-либо механизма, например, коробки передач, т. к. в этом случае  $\Delta\varphi = \varphi - \varphi_0 \cdot U$ , где  $U$  – передаточное число механизма. Затем строится упругая характеристика детали или механизма в координатах  $(\Delta\varphi, M)$  и аналогично предыдущему определяется податливость.

Ввиду сложности аналитического описания процессов рассеивания энергии в механических системах параметры демпфирования обычно определяют экспериментально.

Непосредственно в эксперименте определяется логарифмический декремент затухания:

$$\psi = \ln(M_i/M_{i+1}),$$

где  $M_i, M_{i+1}$  – пиковые значения затухающего упругого момента, разделенные временем одного периода колебаний.

Коэффициент демпфирования при этом определяется по формулам (1.1) или (1.2).

### **1.2.3. Реактивные звенья динамической системы автомобиля**

При составлении схем динамических систем агрегатов автомобиля учитывают так называемые реактивные массы и податливости, образующие реактивные звенья.

Под *реактивной массой* понимается участвующая в крутильных колебаниях трансмиссии масса картера агрегата, имеющего упругие связи с рамой автомобиля, а под *реактивной податливостью* – податливость элементов, на которых подвешены картеры агрегатов к раме.

Учет реактивных податливостей позволяет связать крутильные колебания масс трансмиссии вокруг продольной оси с колебаниями отдельных агрегатов и подрессоренной массы автомобиля в продольной и поперечной плоскостях.

При решении вопроса об учете в динамической системе реактивных звеньев следует принимать во внимание степень взаимосвязи колебаний масс автомобиля и трансмиссии через данные реактивные звенья, а также влияние реактивных звеньев на частоту и формы

собственных колебаний системы. Во многих видах расчетов достаточно учитывать только реактивные звенья ведущих мостов, т. е. податливость рессор при повороте инерционной массы ведущего моста в продольной плоскости.

В случае ограничения угловых перемещений ведущих мостов реактивными штангами, реактивные массы мостов можно вообще не учитывать.

### **1.3. Приведение параметров динамической системы машинного агрегата автомобиля**

После того, как определены параметры механической модели динамической системы машинного агрегата автомобиля (моменты инерции, податливости, коэффициенты демпфирования), приступают к составлению ее схемы.

Процесс составления по механической модели схемы динамической системы машинного агрегата автомобиля заключается в приведении параметров механической модели к одному или нескольким валам (одной или нескольким угловым скоростям) и изображению схемы динамической системы с помощью условных обозначений.

Приведение параметров следует производить, т. к. во-первых, полученная механическая модель динамической системы машинного агрегата автомобиля слишком громоздка, во-вторых, все валы машинного агрегата автомобиля вращаются, как правило, с различными угловыми скоростями и, в-третьих, приведение осуществляется с целью упрощения последующего моделирования переходных (колебательных) процессов.

Схемы механических моделей отдельных элементов и узлов машинного агрегата автомобиля, их условные обозначения и формулы приведения сведены в табл. 1.3.

Формально приведение соответствует линейному преобразованию координат механической модели. Основным условием приведения является сохранение кинетической и потенциальной энергии и функции рассеивания приводимых и приведенных элементов.

В качестве примера рассмотрим приведение к массе  $I_{01}$  механической системы, изображенной в табл. 1.3 под номером 7. Если принять, что массы повернуты относительно начального положения, при котором упругий момент в системе равен нулю, на углы  $\theta_1$  и  $\theta_2$



соответственно, то кинетическая энергия системы будет равна суммарной кинетической энергии масс:

$$E_k = E_{k1} + E_{k2} = 0,5 \cdot I_{01} \cdot \dot{\theta}_1^2 + 0,5 \cdot I_{02} \cdot \dot{\theta}_2^2,$$

а потенциальная энергия системы – суммарной потенциальной энергии, запасенной в упругих элементах:

$$E_p = E_{p1} + E_{p2} = 0,5 \cdot \Delta_1^2 \cdot e_{01}^{-1} + 0,5 \cdot \Delta_2^2 \cdot e_{02}^{-1},$$

где  $\Delta_1$  и  $\Delta_2$  – угловые деформации валов с податливостями  $e_{01}$  и  $e_{02}$ .

Крутящие моменты, закручивающие валы, связаны с их деформациями соотношениями:

$$M_1 = \Delta_1 \cdot e_{01}^{-1}; \quad M_2 = \Delta_2 \cdot e_{02}^{-1}.$$

Если обозначить передаточное число шестеренчатой пары через  $u$ , то

$$M_2 = u \cdot M_1.$$

Следовательно,

$$u \cdot M_1 = \Delta_2 \cdot e_{02}^{-1}; \quad M_1 = \Delta_2 \cdot e_{02}^{-1} \cdot u^{-1};$$

$$\Delta_1 \cdot e_{01}^{-1} = \Delta_2 \cdot e_{02}^{-1} \cdot u^{-1}; \quad \Delta_2 = \Delta_1 \cdot u \cdot (e_{02}/e_{01}). \quad (1.3)$$

С другой стороны, обозначив углы поворота шестерен через  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$ , имеем:

$$\alpha_2 = \alpha_1 / u, \text{ тогда } \Delta_1 = \theta_1 - \alpha_1; \quad \Delta_2 = \alpha_2 - \theta_2; \quad \Delta_1 + u \cdot \Delta_2 = \theta_1 - u \cdot \theta_2.$$

Учитывая соотношение (1.3), получим:

$$\Delta_1 = e_{01} \cdot [(\theta_1 - u \cdot \theta_2) / (e_{01} + u^2 \cdot e_{02})]; \quad \Delta_2 = u \cdot e_{02} \cdot [(\theta_1 - u \cdot \theta_2) / (e_{01} + u^2 \cdot e_{02})];$$

тогда:

$$E_p = 0,5 \cdot [(\theta_1 - u \cdot \theta_2)^2 / (e_{01} + u^2 \cdot e_{02})].$$

Отсюда следует, что если принять вместо координат  $\theta_1$  и  $\theta_2$  координаты  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$ , связанные соотношениями:

$$\varphi_1 = \theta_1; \varphi_2 = U \cdot \theta_2,$$

а суммарную податливость упругих элементов принять равной:

$$e_{12} = e_{01} + U^2 \cdot e_{02},$$

выражение для определения потенциальной энергии упростится и примет вид:

$$E_p = 0,5 \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) / e_{12}.$$

В новой системе координат выражение кинетической энергии будет иметь вид:

$$E_k = 0,5 \cdot I_{01} \cdot \dot{\varphi}_1^2 + 0,5 \cdot (I_{02} / U^2) \cdot \dot{\varphi}_2^2 = 0,5 \cdot I_1 \cdot \dot{\varphi}_1^2 + 0,5 \cdot I_2 \cdot \dot{\varphi}_2^2, \quad (1.4)$$

где  $I_1 = I_{01}$ ;  $I_2 = I_{02} / U^2$ .

Полученные соотношения справедливы и для других типов механических схем. В общем случае параметры приведенной динамической системы получаются из параметров механической модели путем использования соотношений:

$$I_i = I_{0i} / U_i^2; e_i = e_{0i} \cdot U_i^2, \quad (1.5)$$

где  $I_{0i}$ ,  $e_{0i}$  – параметры механической модели;

$I_i$ ,  $e_i$  – параметры схемы приведенной динамической системы.

В ряде случаев приходится иметь дело с механизмами, в которых происходит разделение мощности на несколько потоков. В табл. 1.3 приведено несколько схем таких механических систем. В системе под номером 11 мощность колебаний от массы с моментом инерции  $I_{01}^3$  передается массам с моментами инерции  $I_{02}^3$  и  $I_{03}^3$  через валы с податливостями  $e_{01}$ ,  $e_{02}$  и  $e_{03}$ . Причем вне зависимости от того, какую массу поворачивать при закрепленных других, нагружаются сразу все валы.

Поэтому в данном случае можно говорить о податливости системы, состоящей из этих валов. В общем виде податливость системы связанных валов определяется выражением:

$$e_{1, 2, 3, \dots, n} = \sum_{i=1}^n u_i^2 \cdot e_i,$$

где  $e_i$  – податливость вала, соединенного с  $i$ -й массой;

$u_i$  – передаточное число механизма от массы, к которой производится приведение, до массы с индексом  $i$  при всех других остановленных массах.

В системе под номером 13 мощность от массы с моментом инерции  $I_{01}$  передается к массам  $I_{02}$  и  $I_{0P}$ . При остановленной массе с моментом инерции  $I_{0P}$  и повороте массы  $I_{01}$  или  $I_{02}$  момент воспринимается только валами с податливостями  $e_{01}$  и  $e_{02}$ . Поэтому только эти валы и образуют общую систему.

Можно представить механизм с любым числом потоков разветвления мощности. Моменты инерции деталей в механизмах с разветвлением потоков мощности находятся также по выражению (1.5), где под передаточным числом понимается передаточное число от массы, к которой осуществляется приведение, до приводимой при неподвижных всех других массах.

В системе под номером 14 в табл. 1.3 маховик, эквивалентный поступательно движущейся массе автомобиля  $m_a$ , и колесо с моментом инерции  $I_k$ , связаны между собой не жестко, а через упругую шину, имеющую податливость  $e_{ш}$ . Передача момента от колеса к поступательно движущейся массе и наоборот возможна только при наличии продольной составляющей реакции дороги, которая ограничивается сцеплением колеса с дорогой.

На схемах динамических систем колесо и поступательно движущаяся масса автомобиля изображаются в виде двух маховиков, соединенных валом, с податливостью, соответствующей тангенциальной податливости шины. В соединении установлено сцепление, ограничивающее момент в упругом звене моментом сцепления колеса с поверхностью дорожного покрытия:

$$M_\phi = \phi \cdot R_z \cdot r_k,$$

где  $\varphi$  – коэффициент сцепления колеса с поверхностью дорожного покрытия;

$R_z$  – нормальная составляющая реакции дороги.

Если при расчетах учитывается рассеивание энергии при тангенциальной деформации шины, в систему вводится демпфер, как это показано на схеме под номером 9 в табл. 1.3.

Приведенные крутящие моменты, действующие на элементы динамической системы автомобиля, находятся из условия равенства работ приведенных и приводимых моментов и определяются по формуле

$$M = M_0 / u,$$

где  $M_0$  – приводимый крутящий момент;

$u$  – передаточное число от вала приведения до оси приводимого элемента;

$$u = \omega / \omega_0,$$

где  $\omega_0$  – значение угловой скорости приводимого элемента.

Коэффициенты неупругого сопротивления в приведенной системе определяются по равенству функций рассеивания (диссипативных функций) в механической модели и приведенной динамической системе:

$$0,5 \cdot \varepsilon \cdot \omega^2 = 0,5 \cdot \varepsilon_0 \cdot \omega_0; \quad \varepsilon = 0,5 \cdot \varepsilon_0 (\omega_0 / \omega)^2,$$

поскольку  $(\omega_0 / \omega)^2 = 1/u$ ,  $\varepsilon = \varepsilon_0 \cdot u^2$ .

Если требуется учесть момент сопротивления качению колес, то момент сопротивления качению следует прикладывать к маховику, эквивалентному колесу, а моменты сопротивления, имитирующие сопротивление воздуха и сопротивление подъема, прикладываются к маховику, эквивалентному поступательно движущейся массе автомобиля.

Полученная после приведения схема динамической системы машинного агрегата автомобиля с колесной формулой  $4 \times 2$  в общем виде представлена на рис. 1.8.

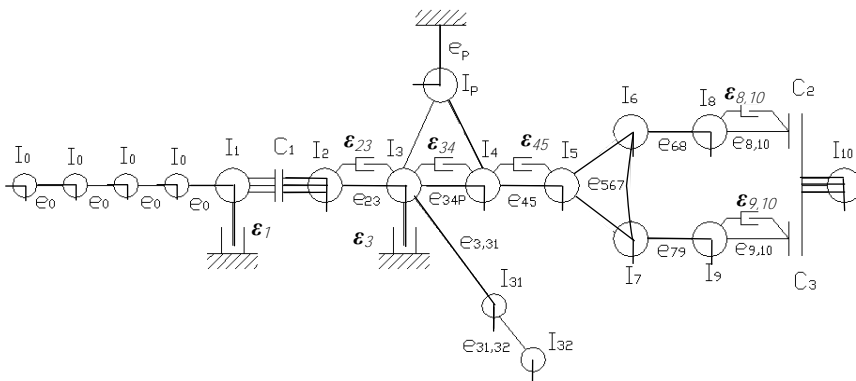


Рис. 1.8. Схема приведенной динамической системы машинного агрегата автомобиля с колесной формулой  $4 \times 2$

На рисунке:

1) приведенные моменты инерции:

$I_0$  – кривошипно-шатунного механизма и поршневой группы одного цилиндра ДВС;

$I_1$  – маховика ДВС и ведущих деталей сцепления;

$I_2$  – ведомых деталей сцепления;

$I_3$  – деталей коробки передач (КП) (ведущего и промежуточного вала с зубчатыми колесами и  $I_{31}$ ,  $I_{32}$  – зубчатые колеса, входящие с ними в зацепление);

$I_4$  – оставшихся деталей КП, деталей, жестко связанных с выходным фланцем коробки передач и части карданной передачи;

$I_p$  – ДВС и КП при повороте в поперечной плоскости;

$I_5$  – оставшейся части карданной передачи, ведущих деталей главной передачи и корпуса дифференциала;

$I_6$ ,  $I_7$  – соответственно правого и левого полуосевого зубчатого колеса и связанных с ними деталей;

$I_8$ ,  $I_9$  – соответственно правого и левого колесных узлов;

$I_{10}$  – условного маховика, эквивалентного поступательно движущейся массе автомобиля и ведущих колес;

2) приведенные податливости:

$e_0$  – участков коленчатого вала ДВС;

$e_{23}$  – пружин гасителя крутильных колебаний в сцеплении и первичного вала КП;

$e_{34P}$  – валов и соединений КП;

$e_{3,31}$ ,  $e_{31,32}$  – нерабочих ответвлений зубчатых зацеплений в КП;

$e_P$  – опор ДВС и КП при повороте в поперечной плоскости;

$e_{45}$  – карданной передачи;

3) приведенные коэффициенты демпфирования:

$\varepsilon_{23}$  – демпфера сцепления и шлицевого соединения ступицы диска сцепления с первичным валом КП;

$\varepsilon_{34}$  – шлицевого соединения каретки синхронизатора со вторичным валом КП;

$\varepsilon_{45}$  – шарниров и шлицевого соединения карданной передачи;

$\varepsilon_{8,10}$ ,  $\varepsilon_{9,10}$  – шин ведущих колес;

$\varepsilon_1$ ,  $\varepsilon_3$  – обобщенные коэффициенты трения поршневых групп ДВС и ведущих элементов КП;

4) элементы, расчленяющие динамическую систему:

$C_1$  – сцепление;

$C_2$  и  $C_3$  – сцепления в контакте шин ведущих колес с поверхностью дорожного покрытия.

#### **1.4. Упрощение схемы приведенной динамической системы машинного агрегата автомобиля**

Приведенная динамическая система автомобиля имеет обычно большое число масс и упругих звеньев. Определение динамических характеристик такой системы даже с использованием современных ЭВМ представляет определенные трудности. Вместе с тем расчет динамических нагрузок по упрощенным системам не приводит к значительным погрешностям. Поэтому при практических расчетах схемы динамических систем упрощают путем объединения инерционных и упругих звеньев.

Степень упрощения может быть различной и зависит от задачи исследования, параметров рассматриваемой системы, их соотношения и,

главным образом, частотного диапазона, в котором проводится анализ колебаний.

Из теории колебаний известно, что погрешность расчета не превышает 5 %, если высшая частота собственных колебаний приведенной системы будет превосходить не менее чем в 4 раза высшую частоту анализируемых колебаний.

Так, например, опыт составления динамических систем показывает, что при расчетах динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля в частотном диапазоне до 250 Гц приведенные моменты инерции подвижных деталей ДВС можно заменить одной массой с суммарным моментом инерции.

В автомобильных КП инерционные массы на нерабочих ответвлениях можно считать жестко соединенными с рабочими участками.

Если нагрузка распределена равномерно по ведущим колесам, сцепление их с дорогой одинаково, а трение в дифференциале незначительно, то динамическая система на участке главная передача – ведущие колеса является симметричной. Ее упрощение производится путем объединения параллельных ветвей. Получается цепная динамическая система, у которой объединенные моменты инерции и жесткости равны сумме соответствующих параметров параллельных ветвей, т. е.

$$I = I_{л} + I_{п}; \quad \frac{1}{e} = \frac{1}{e_{л}} + \frac{1}{e_{п}}.$$

Так как  $I_{л} = I_{п}; e_{л} = e_{п}$ , то  $I = 2I_{л}; e = 0,5 \cdot e_{л}$ , где индексы «л» и «п» указывают на принадлежность параметров соответственно к левой и правой частям системы.

При относительно жестком креплении узлов и агрегатов на раме автомобиля или малой деформации реактивных звеньев параметры реактивных элементов можно не учитывать.

При определении максимальных нагрузок в трансмиссии автомобиля реактивными звеньями также можно пренебречь.

В результате применения вышеописанных преобразований получаем простую цепную динамическую систему.

Известно множество различных методов упрощения приведенных динамических систем. Наибольшее распространение из них

получил метод парциальных частот, позволяющий при относительно небольшой затрате времени получить расчетную систему, у которой собственные частоты и формы колебаний в интересующем исследователя частотном диапазоне с заданной точностью совпадают с соответствующими характеристиками заменяемой системы. Этот метод основан на замене отдельных или парциальных одно-массовых систем двухмассовыми или наоборот, на которые можно разбить любую цепную или разветвленную систему. Заменяющая система выбирается так, чтобы ее парциальная частота равнялась парциальной частоте заменяемой системы. Равенство парциальных частот обеспечивается в том случае, если при замене одномассовой системы (рис. 1.9, *а*) двухмассовой параметры последней равны:

$$l'_k = \frac{e_k}{e_{k-1} + e_k} \cdot l_k; \quad l'_{k+1} = \frac{e_{k-1}}{e_{k-1} + e_k} \cdot l_k; \quad e'_k = e_{k-1} + e_k \quad (1.6)$$

а при замене двухмассовой системы одномассовой (рис. 1.9, *б*):

$$l''_k = l_k + l_{k+1}; \quad e''_{k-1} = \frac{l_{k+1}}{l_k + l_{k+1}} \cdot e_k; \quad e''_k = \frac{l_k}{l_k + l_{k+1}} \cdot e_k \quad (1.7)$$

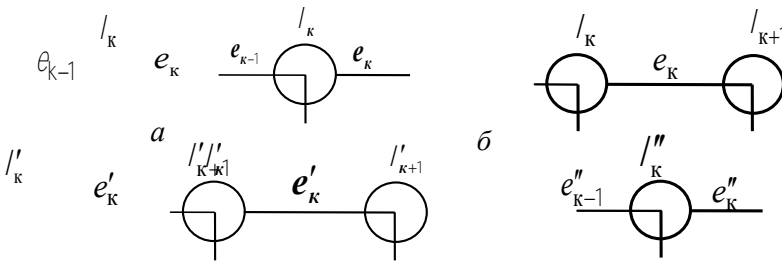


Рис. 1.9. Парциальные системы:

- а* – одномассовая и заменяющая ее эквивалентная двухмассовая;
- б* – двухмассовая и заменяющая ее эквивалентная одномассовая

Алгоритм упрощения динамических систем этим методом на ПЭВМ состоит из следующих операций:

1. Вводятся параметры исходной динамической системы, схема которой представлена на рис. 1.10, *а*.



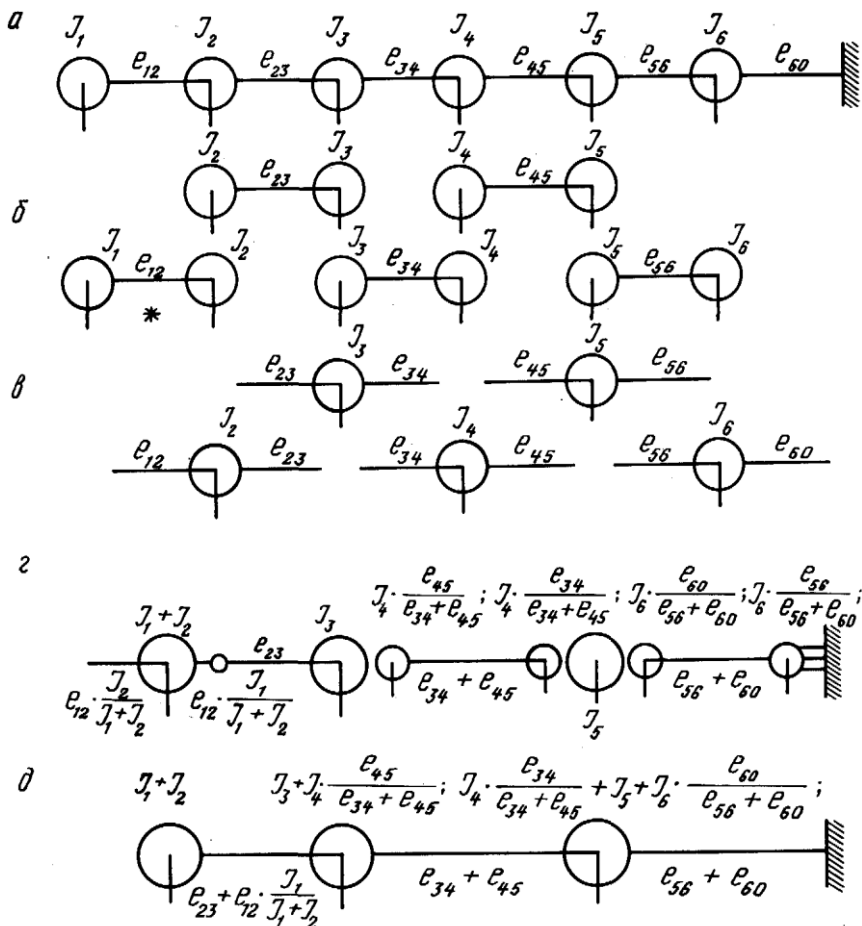


Рис. 1.10. Последовательность упрощения динамической системы

2. Исследуемая система (см. рис. 1.10, а) разбивается двумя способами на парциальные системы (см. рис. 1.10, б, в).

3. Для каждой парциальной системы вычисляется квадрат ее частоты  $n^2 = \frac{1}{l \cdot e}$ , причем для одномассовой системы  $l = l_k$ ;

$$e = \frac{e_{k-1} \cdot e_k}{e_{k-1} + e_k}; \text{ для двухмассовой системы } l = \frac{l_k \cdot l_{k+1}}{l_k + l_{k+1}}; e = e_k.$$

4. Находится номер определяющего параметра  $j$ , который определяет парциальную систему с высшей частотой и идентифицирует ее.

Под *номером определяющего параметра* парциальной системы понимается номер инерционной массы для одномассовых парциальных систем (рис. 1.9, *а*) или номер податливости (рис. 1.9, *б*) для двухмассовых парциальных систем.

5. Вычисляется высшая парциальная частота системы в Гц:

$$f_{\max} = \frac{\sqrt{n_j^2}}{2 \cdot \pi}.$$

6. Печатается найденное значение  $f_{\max}$ , номер определяющего параметра  $j$  и вид преобразуемой парциальной системы.

Предполагается, что все параметры динамической системы пронумерованы и имеют порядковые номера, значения которых возрастают слева направо (см. рис. 1.10, *а*). Например, масса с моментом инерции  $I_1$  имеет порядковый номер 1, упругое звено  $e_{12}$  – номер 2, масса с моментом инерции  $e_{12}$  – номер 3, упругое звено  $e_{23}$  – номер 4 и т. д.

7. Парциальная система с высшей частотой преобразуется в эквивалентную. Пусть ею в рассматриваемой динамической системе является парциальная система, отмеченная одной звездочкой (см. рис. 1.10, *б*). Она и преобразуется.

8. Полученная парциальная система вставляется в общую динамическую систему. При этом происходит слияние параметров полученной эквивалентной системы с непреобразованными параметрами (рис. 1.10, *с, д*), т. е. производится расчет параметров упрощенной системы и печать их значений.

9. Проверяется возможность и необходимость дальнейшего упрощения системы. Если дальнейшее упрощение системы необходимо и возможно, то выполняются операции 2–9 рассмотренного алгоритма. Например, на рис. 1.10, *в* преобразуемая на второй итерации парциальная система, т. е. парциальная система с высшей частотой, отмечена двумя звездочками, а на третьей итерации – тремя.

10. Процесс решения заканчивается, если упрощаемая динамическая система сведена до парциальной, т. е. имеет число параметров меньше или равное 3. Это делается для того, чтобы пользователь,

глядя на распечатку, мог сам выбрать необходимую для последующего исследования расчетную схему упрощенной динамической системы.

При подготовке к решению задачи по упрощению динамической системы вводится суммарное число параметров упрощаемой системы и численные значения параметров системы в соответствии с порядком их расположения в упрощаемой динамической системе.

В эквивалентные преобразуются те парциальные системы, у которых крутильная частота  $\omega_{\text{lim}} \ll n$  или  $l \cdot e \ll 1/\omega_{\text{lim}}^2$  (где  $\omega_{\text{lim}}$  – верхняя граница частотного диапазона, в котором требуется провести исследование заданной динамической системы).

В результате упрощения получается динамическая система, имеющая меньшее число степеней свободы по сравнению с первоначальной на число преобразованных систем.

Если парциальная система, для которой выполняется упрощение, является краевой (например,  $l_1 - e_{12} - l_2$  или  $e_{56} - l_6 - e_{60}$  на рис. 1.10), методика упрощения остается той же самой. После преобразования краевой двухмассовой системы остается свободным упругий участок, имеющий податливость  $e'_{12} = \frac{l_2}{l_1 + l_2} \cdot e_{12}$  (рис. 1.10, з), который не

влияет на динамику системы и может быть отброшен.

Аналогично при преобразовании краевой одномассовой системы одна из масс преобразованной системы сливается с заделкой, т. е. также отбрасывается.

При преобразовании краевых систем изменяются суммарные податливости и моменты инерции системы, в остальных случаях эти величины при упрощении не изменяются.

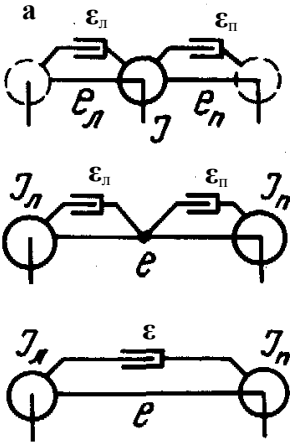
Обычно высшая собственная частота упрощенной системы существенно искажена. Поэтому для исследования области колебаний, включающей  $K$  собственных частот, динамическая система должна содержать не менее  $K+1$  упругих звеньев.

При упрощении динамической системы с вязким трением поступают следующим образом.

Если одномассовая система с коэффициентами демпфирования  $\epsilon_n$  и  $\epsilon_l$  заменяется эквивалентной двухмассовой системой с коэффициентом демпфирования  $\epsilon$  (рис. 1.11, а), то

$$\varepsilon = \varepsilon_n \cdot \left( \frac{e_n}{e} \right)^2 + \varepsilon_{\text{Л}} \cdot \left( \frac{e_{\text{Л}}}{e} \right)^2$$

*a*



*б*

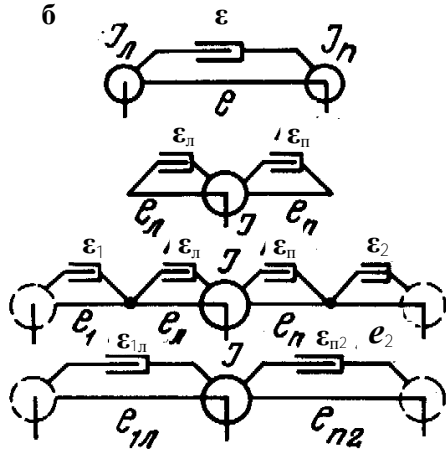


Рис. 1.11. Упрощение динамической системы с демпфированием

При замене двухмассовой парциальной системы с коэффициентом демпфирования  $\varepsilon$  эквивалентной одномассовой системой (рис. 1.11, б) вначале вычисляются коэффициенты демпфирования эквивалентной системы:

$$\varepsilon_n = \frac{\varepsilon}{2} \cdot \left( \frac{e}{e_n} \right)^2; \quad \varepsilon_{\text{Л}} = \frac{\varepsilon}{2} \cdot \left( \frac{e}{e_{\text{Л}}} \right)^2$$

Затем при объединении эквивалентной одномассовой системы с соседними системами получаем:

$$e_{\text{Л}} = e_1 + e_{\text{Л}}; \quad e_{n2} = e_n + e_2;$$

$$\varepsilon_{1Л} = \varepsilon_1 \cdot \left( \frac{e_1}{e_{1Л}} \right)^2 + \varepsilon_{1П} \cdot \left( \frac{e_{1П}}{e_{1Л}} \right)^2 ;$$

$$\varepsilon_{n2} = \varepsilon_n \cdot \left( \frac{e_n}{e_{n2Л}} \right)^2 + \varepsilon_2 \cdot \left( \frac{e_2}{e_{n2Л}} \right)^2 ,$$

где  $\varepsilon_1$ ,  $e_1$  и  $\varepsilon_2$ ,  $e_2$  – соответственно параметры левой и правой систем, соседних с рассматриваемой парциальной системой.

## **2. РАСЧЕТ МАКСИМАЛЬНЫХ ЗНАЧЕНИЙ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ**

При выборе нагрузочного режима трансмиссии автомобиля рассматриваются следующие основные колебательные процессы: переходные, возникающие при трогании автомобиля с места и переключении передач; низкочастотные колебания в диапазоне до 20 Гц от воздействия неровностей микропрофиля дорожного покрытия; высокочастотные колебания в диапазоне 20–250 Гц, возникающие от неравномерности работы двигателя.

Расчетные схемы динамических систем автомобиля для определения переходных колебательных процессов должны с достаточной точностью воспроизводить первую форму колебаний в трансмиссии автомобиля с частотой, близкой к соответствующей частоте реальной системы. В расчетную схему динамической системы автомобиля должны быть введены фрикционные элементы, моделирующие работу сцепления в трансмиссии и сцепление ведущих колес с поверхностью дорожного покрытия.

На этапах составления схемы динамической системы автомобиля каждый инерционный и упругий элемент соответствует определенной детали или группе деталей трансмиссии. При упрощении систем определенность такого соответствия теряется. Параметры расчетной схемы динамической системы автомобиля эквивалентны реальной системе только в том, что колебательный процесс в ней в заданном частотном диапазоне моделирует реальный. Однако тот факт, что ряд узлов машинного агрегата автомобиля характеризуется значительными

инерционными и упругими параметрами (большие моменты инерции имеют маховик двигателя, массы главной передачи, колеса и маховик, эквивалентный поступательно движущейся массе автомобиля; большие податливости – карданный вал, полуоси и шины), дает основание приписывать элементам схемы расчетной динамической системы автомобиля соответствие определенным деталям и узлам. Это удобно для последующего анализа переходных процессов и расчетов.

Экспериментально установлено, что наибольший момент в трансмиссии автомобиля возникает при его трогании с места с помощью быстрого включения сцепления, т. е. резком включении сцепления броском педали. Возникающий при этом в трансмиссии крутящий момент может значительно превышать приведенный максимальный момент двигателя. На рис. 1.12 показана экспериментально полученная реализация крутящего момента в трансмиссии при трогании автомобиля с места путем быстрого включением сцепления. Максимальный крутящий момент в трансмиссии  $M_{max}$  для расчетов ее деталей на прочность определяется по наибольшему его значению, которое, как правило, имеет место при буксующем сцеплении и практически неподвижном автомобиле. В некоторых случаях максимальный динамический момент  $M_{max}$  возникает при пробуксовке ведущих колес. Максимальная динамическая нагрузка в трансмиссии зависит от характеристики двигателя и сцепления, его привода, а также от параметров динамической системы машинного агрегата автомобиля. Поэтому при проведении прочностных расчетов целесообразно эту нагрузку определять с учетом особенностей автомобиля.

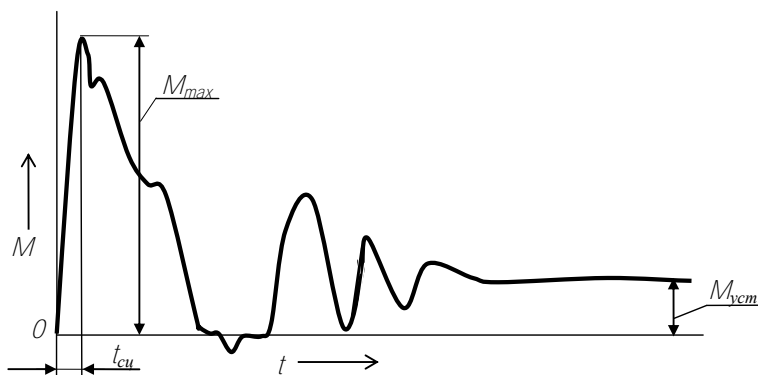


Рис. 1.12. Фрагмент осциллограммы крутящего момента в трансмиссии

Сопоставление расчетных и экспериментальных данных по нагруженности при трогании автомобиля с места с помощью резкого включения сцепления трансмиссии автомобиля показывает, что определение максимальных динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля с колесной формулой 4×2 и 6×4 можно выполнять по четырехмассовой динамической системе, различные структурные состояния расчетной схемы которой изображены на рис. 1.13.

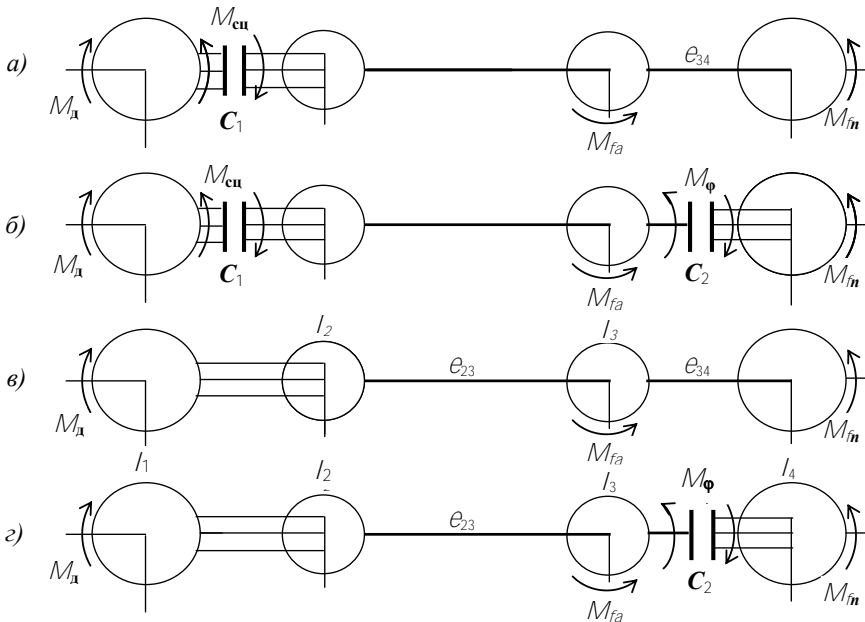


Рис. 1.13. Расчетные схемы динамической системы машинного агрегата автопоезда при трогании с места

Расчетная схема динамической системы автопоезда включает приведенные к коленчатому валу двигателя:

1) моменты инерции:

$I_1$  – подвижных деталей ДВС, маховика и ведущей части сцепления;

$I_2$  – ведомой части сцепления и части деталей трансмиссии;

$I_3$  – оставшейся части деталей трансмиссии и ведущих колес;

$I_4$  – маховика, эквивалентного поступательно движущейся массе автопоезда;

2) податливости:

$e_{23}$  – деталей трансмиссии;

$e_{34}$  – шин ведущих колес;

3) элементы, расчленяющие динамическую систему:

$C_1$  – сцепление;

$C_2$  – сцепление в контакте шин ведущих колес с дорожной поверхностью.

Особенностью моделирования динамической системы машинного агрегата автопоезда (см. рис. 1.13) является имитация работы нескольких сцеплений: сцепления между двигателем и трансмиссией  $C_1$  и сцепления ведущих колес с дорожной поверхностью  $C_2$ .

Крутящий момент, который может передавать сцепление  $C_1$  при его включении, изменяется от нуля до максимального значения в зависимости от темпа включения, параметров сцепления, материала трущихся поверхностей и ряда других факторов. После замыкания сцепление  $C_1$  выполняет роль муфты предельного момента.

Величина момента сцепления ведущих колес с дорожной поверхностью, передаваемого сцеплением  $C_2$ , также зависит от многих факторов, основными из которых являются: тип и состояние дорожного покрытия, вид и состояние протектора шины, скорость движения автомобиля. При исследовании динамики переходного процесса в трансмиссии автомобиля при трогании автопоезда с места сцепление  $C_2$  в контакте шин ведущих колес с дорожной поверхностью можно рассматривать как муфту предельного момента.

Имитационное моделирование переходного процесса в трансмиссии автомобиля при трогании автопоезда с места представляет собой задачу с переменной структурой. Объясняется это тем, что при трогании автопоезда с места в машинном агрегате автомобиля происходит перестройка структуры и изменение параметров его динамической системы с последующим согласованием кинематических и силовых характеристик ведущей и ведомой частей системы. Изменение структуры динамической системы машинного агрегата автомобиля наступает в результате размыкания или замыкания сцеплений  $C_1$  или  $C_2$ , т. е. при изменении состояния любого из элементов, расчленяющих динамическую систему.



Традиционное описание каждого из структурных состояний динамической системы соответствующей системой дифференциальных уравнений при решении задачи трогания автопоезда с места на современных ПЭВМ является неприемлемым, т. к. требует от пользователя разработки излишне громоздкой подпрограммы вычисления правых частей дифференциальных уравнений. Поэтому более перспективным является метод, основанный на универсальной записи уравнений динамики, который не зависит от структурного состояния динамической системы. Данный метод требует при математическом описании переходного процесса трогания автопоезда с места совместного использования дифференциальных и алгебраических уравнений, т.е. использования так называемых логико-дифференциальных уравнений.

При этом уравнения масс динамической системы автопоезда, изображенной на рис. 1.13, в случае трогания автомобиля с места имеют вид:

- 1)  $\dot{\omega}_1 = [M_d - M_{сш} \cdot \text{sign}(\omega_1 - \omega_2) \cdot (1 - L_1) - L_1 \cdot M_{23}] / (I_1 + I_2 \cdot L_1)$ ;
- 2)  $\dot{\omega}_2 = [M_d \cdot L_1 + M_{сш} \cdot \text{sign}(\omega_1 - \omega_2) \cdot (1 - L_1) - M_{23}] / (I_1 \cdot L_1 + I_2)$ ;
- 3)  $\dot{M}_{23} = (\omega_2 - \omega_3) / e_{23}$ ;
- 4)  $\dot{\omega}_3 = [M_{23} - M_{fa} - M_{34} \cdot L_2 - M_{\varphi} \cdot (1 - L_2)] / I_3$ ;
- 5)  $\dot{M}_{34} = [(\omega_2 - \omega_3) \cdot L_2] / e_{34}$ ;
- 6)  $\dot{\omega}_4 = [M_{34} \cdot L_2 + M_{\varphi} \cdot (1 - L_2) - M_{fn}] / I_4$ ,

где

$$L_1 = \begin{cases} 0 & \text{при } \omega_1 \neq \omega_2, \\ 1 & \text{при } \omega_1 = \omega_2; \end{cases}$$

$$\text{sign}(\omega_1 - \omega_2) = \begin{cases} +1 & \text{при } (\omega_1 - \omega_2) > 0; \\ 0 & \text{при } (\omega_1 - \omega_2) = 0; \\ -1 & \text{при } (\omega_1 - \omega_2) < 0; \end{cases}$$

$$L_2 = \begin{cases} 0 & \text{при } M_{34} \geq M_{\varphi}; \\ 1 & \text{при } M_{34} < M_{\varphi}, \end{cases}$$

$\omega_i, \dot{\omega}_i$  – соответственно угловые скорости и ускорения массы с моментом инерции  $I_i$ , где  $i = 1 \dots 4$ ;

$M_{ij}, \dot{M}_{ij}$  – соответственно упругий момент и скорость изменения упругого момента в звене с податливостью  $e_{ij}$ , где  $i = 2, 3; j = 3, 4$ ;

$M_{fa}, M_{fm}$  – соответственно приведенные моменты сопротивления качению автомобиля и прицепа;

$M_\phi$  – приведенный момент сцепления в контакте шин ведущих колес автомобиля с дорожной поверхностью;

$L_1$  и  $L_2$  – функции предикат.

К массе с моментом инерции  $I_1$  приложен крутящий момент двигателя  $M_d$ . Момент двигателя  $M_d$  в рассматриваемом случае определяется его внешней скоростной характеристикой и зависит в основном от угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя.

В случае определения максимальных динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля закон нарастания крутящего момента двигателя  $M_d$  и момента трения  $M_{сц}$  в сцеплении трактора  $C_1$  при быстром его включении с достаточной для предварительных расчетов степенью точности определяется экспоненциальной зависимостью:

$$M_d = M_{d \max} \cdot (1 - e^{-k_d t});$$

$$M_{сц} = M_{сц \max} \cdot (1 - e^{-k_{сц} t}),$$

где  $k_d$  и  $k_{сц}$  – коэффициенты, характеризующие соответственно темп нарастания момента двигателя  $M_d$  и момента трения во фрикционном узле  $M_{сц}$  до максимальных значений  $M_{d \max}$  и  $M_{сц \max}$ ;

$t$  – текущее время;

$e$  – основание натуральных логарифмов.

Коэффициент  $k$  показывает во сколько раз нарастание момента произойдет быстрее, чем функция  $e^{-t}$  приблизится к нулю. Так как  $e^{-3} \approx 0$  (при этом  $M = 0,95 M_{\max}$ ), то приближенно можно считать, что  $k \cdot t \approx 3$  и время нарастания момента до максимума  $t = 3/k$ .

При достижении массой с моментом инерции  $I_1$  угловой скорости вращения  $\omega_1 = \omega_{d \max}$  крутящий момент двигателя становится равным нулю, т. е.  $M_d = 0$ , если  $\omega_1 \geq \omega_{d \max}$ ; кроме того при  $\omega_1 \geq \omega_{d \max}$  принимается, что  $\omega_1 = \omega_{d \max}$ .

Для автомобильных фрикционных узлов трения

$$M_{\text{сц max}} = \beta_{\text{сц}} \cdot M_{\text{д max}}; \quad k = 3/t_{\text{сц}},$$

где  $\beta_{\text{сц}}$  – коэффициент запаса фрикционного узла;

$t_{\text{сц}}$  – время включения фрикционного узла.

При определении максимального момента в трансмиссии автомобиля предполагается, что момент трения во фрикционном узле  $M_{\text{сц}}$  возрастает до своего максимального значения за время  $t_{\text{сц}} = 0,01 \dots 0,03$  с.

К инерционной массе с моментом инерции  $I_3$  приложен момент сопротивления качению автомобиля  $M_f$ , который в приведении к первичному валу коробки передач определяется по выражению:

$$M_f = f \cdot G_a \cdot r_k / U_{\text{тр}},$$

где  $f$  – коэффициент сопротивления качению;

$G_a$  – вес автомобиля;

$r_k$  – радиус качения ведущих колес автомобиля;

$U_{\text{тр}}$  – передаточное число трансмиссии автомобиля.

Момент сопротивления качению автомобиля  $M_f$  действует только при перемещении массы с моментом инерции  $I_3$ . Последнее возможно в случае, когда крутящий момент, вращающий ведущие колеса автомобиля ( $M_{34}$ ), превышает момент сопротивления качению  $M_f$ . Следовательно,

$$M_f = \begin{cases} 0 & \text{при } M_{34} < M_f; \\ M_f & \text{при } M_{34} \geq M_f. \end{cases}$$

Приведенный к первичному валу коробки передач момент сцепления в контакте ведущих колес с поверхностью дорожного покрытия, ограничивающий максимальный момент в звене с податливостью  $e_{34}$ , определяется по выражению:

$$M_{\phi} = \phi \cdot G_a \cdot r_k / U_{\text{тр}},$$

где  $\phi$  – коэффициент сцепления в контакте ведущих колес автомобиля с поверхностью дорожного покрытия;

$G_a$  – вес автомобиля.

Крутящий момент в звене с податливостью  $e_{34}$  не может превышать момент по сцеплению ведущих колес автомобиля с поверхностью дорожного покрытия, т. е.  $M_{34} \leq M_{\varphi}$ .

Динамическую нагруженность трансмиссии удобно оценивать коэффициентом динамичности  $k_d$ , под которым понимается отношение:

$$k_d = M_{\text{тр max}} / M_{\text{д max}},$$

где  $M_{\text{тр max}}$  и  $M_{\text{д max}}$  – максимальные моменты соответственно в звене трансмиссии и двигателя, приведенные к первичному валу коробки передач.

Расчетами и экспериментальными исследованиями установлено, что максимальная динамическая нагрузка в наибольшей степени зависит от общего передаточного числа трансмиссии.

При приближенных расчетах максимальный динамический момент на первичном валу коробки передач можно определять по эмпирическим формулам:

$$\text{при } u_{\text{тр}} \leq 20 \quad M_{\text{тр max}} = 1,80 \cdot \beta_{\text{сц}} \cdot M_{\text{д max}};$$

$$\text{при } u_{\text{тр}} \geq 50 \quad M_{\text{тр max}} = 1,35 \cdot M_{\varphi}.$$

При  $20 < u_{\text{тр}} < 50$  значение  $M_{\text{тр max}}$  находится путем интерполяции значений  $M_{\text{тр max}}$ , полученных при  $u_{\text{тр}} = 20$  и  $u_{\text{тр}} = 50$ :

$$M_{\text{тр max}} = 1,80 \cdot \beta_{\text{сц}} \cdot M_{\text{д max}} - (1,80 \cdot \beta_{\text{сц}} \cdot M_{\text{д max}} - 1,35 M_{\varphi}) \cdot (u_{\text{тр}} - 20) / 30.$$

Для агрегатов трансмиссии, расположенных за зубчатой парой привода промежуточного вала коробки передач, максимальный динамический момент может быть найден, исходя из момента на первичном валу коробки передач с учетом передаточного числа трансмиссии и конструктивных параметров узлов деления мощности.

## Заключение

Таким образом, для определения нагруженности элементов трансмиссии автомобиля необходимо:

1) произвести дискретизацию деталей или узлов машинного агрегата автомобиля, т.е. представить последний в виде механической крутильной колебательной системы, состоящей из сосредоточенных масс и безынерционных упругих звеньев (создать механическую модель динамической системы машинного агрегата автомобиля);

2) определить значения параметров механической модели динамической системы машинного агрегата автомобиля;

3) составить схему динамической системы машинного агрегата автомобиля, т.е. привести параметры механической модели к одному или нескольким валам (одной или нескольким угловым скоростям в местах расчленения динамической системы);

4) упростить схему приведенной динамической системы машинного агрегата автомобиля, т.е. составить расчетную схему его динамической системы;

5) составить математическую модель движения масс расчетной схемы приведенной динамической системы машинного агрегата автомобиля;

6) решить уравнения движения масс расчетной схемы приведенной динамической системы машинного агрегата автомобиля на ЭВМ, т.е. определить значения крутящих моментов в упругих звеньях динамической системы машинного агрегата автомобиля.

## Литература

1. Ден-Гартог, Дж.П. Механические колебания / Дж.П. Ден-Гартог. – М.: Физматлит, 1960. – 580 с.
2. Тимошенко, С. П. Колебания в инженерном деле / С.П. Тимошенко. – М.: Наука, 1967. – 444 с.
3. Применение ЭВМ при конструировании и расчете автомобиля / А.И. Гришкевич [и др.]. – Минск: Вышэйшая школа, 1978. – 264 с.
4. Цитович, И.С. Трансмиссии автомобилей / И.С. Цитович, И.В. Каноник, В.А. Вавуло. – Минск: Наука и техника, 1979. – 256 с.
5. Цитович, И.С. Динамика автомобиля / И.С. Цитович, В.Б. Альгин. – Минск: Наука и техника, 1981. – 191 с.
6. Проектирование трансмиссий автомобилей: справочник / А.И. Гришкевич [и др.]. – М.: Машиностроение, 1984. – 272 с.
7. Тарасик, В.П. Проектирование колесных тягово-транспортных машин / В.П. Тарасик. – Минск: Вышэйшая школа, 1984. – 163 с.
8. Автомобили. Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия / А.И. Гришкевич [и др.]. – Минск: Вышэйшая школа, 1985. – 240 с.
9. Альгин, В.Б. Динамика, надежность и ресурсное проектирование трансмиссий колесных машин. – Минск: Навука і тэхніка, 1995. – 256 с.

## Оглавление

Введение .....	3
1. Составление расчетной схемы динамической (колебательной) системы машинного агрегата автомобиля .....	5
1.1. Дискретизация параметров динамической системы машинного агрегата автомобиля .....	5
1.2. Определение параметров динамической системы машинного агрегата автомобиля .....	7
1.2.1. Аналитическое определение значений параметров .....	7
1.2.2. Экспериментальное определение значений параметров .....	19
1.2.3. Реактивные звенья динамической системы автомобиля .....	22
1.3. Приведение параметров динамической системы машинного агрегата автомобиля .....	23
1.4. Упрощение схемы приведенной динамической системы машинного агрегата автомобиля .....	32
2. Расчет максимальных значений динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля .....	39
Заключение .....	47
Литература .....	48

Учебное издание

РУКТЕШЕЛЬ Олег Степанович

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ  
НАГРУЗОК В ТРАНСМИССИИ  
АВТОМОБИЛЯ

Учебно-методическое пособие  
для студентов специальности  
1-37 01 02 «Автомобилестроение»

Редактор Е.О. Коржуева  
Компьютерная верстка Д.К. Измайлович

---

Подписано в печать 29.06.2010.

Формат 60×84<sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Бумага офсетная.

Отпечатано на ризографе. Гарнитура Таймс.

Усл. печ. л. 2,91. Уч.-изд. л. 2,27. Тираж 200. Заказ 297.

---

Издатель и полиграфическое исполнение:  
Белорусский национальный технический университет.

ЛИ № 02330/0494349 от 16.03.2009.

Проспект Независимости, 65. 220013, Минск.