

МАШИНОСТРОЕНИЕ

В. М. СЕМЕНОВ, Г. Г. КОЛОЗЯН, С. А. ХАЧАТЯН

АВТОКОЛЕБАНИЯ В СИСТЕМЕ «ДВИГАТЕЛЬ-
ТРАНСМИССИЯ — ТРАНСПОРТНОЕ СРЕДСТВО»
ПРИ БУКСОВАНИИ ДВИЖИТЕЛЕЙ

Низкочастотные автоколебания в трансмиссиях имеют место в случаях.

- буксования ведущего диска относительно ведомого сцепления в процессе ее плавного включения;
- буксования движителей [1].

В силу сложности процесса буксования, обычно вводится упрощение в расчетные схемы, рассматривая, например, наиболее тяжелый случай — буксование ведущих движителей на опорной поверхности с малой несущей способностью, когда машина теряет способность двигаться.

На рис. 1а приведена расчетная схема рассматриваемого явления. Введены обозначения:

I_1 — момент инерции вращающихся частей двигателя; C_{12} — крутильная жесткость трансмиссии; C_{13} — суммарная, приведенная к крутильной жесткости движителей; C_1 — приведенная к двигателю суммарная, эквивалентная крутильной жесткости реактивных элементов ведущего вала; D — дифференциальный механизм, эквивалентный главной передаче [1]; C_0 — механизм, имитирующий буксование движителя относительно грунта. На пространственной схеме этот механизм изображен колодкой, трущейся по диску, с моментом инерции, имеющим координату r_2 ; I_2 — суммарный момент инерции движителей.

Полагая, что зависимость крутящего момента движителя от скорости буксования на деформируемых фрикционных поверхностях (сухой снег, песок) выражается графиком, подобным на рис. 1б (пунктирная линия — эксперимент), в системе, изображенной на рис. 1а, могут возникнуть совместно с гармоническими релаксационные колебания.

Релаксационным колебаниям (по виду — пилообразные кривые в функции времени) соответствуют колебания участка C_{12} , если при равномерной скорости вращения $\dot{\varphi}_1 = \omega$ и маховой массы $-I_1$, $C_{10} = C_1 = \infty$. Гармонические колебания при равномерной скорости вра-

шения маховой массы I_1 , по величине значительно большей I_2 во-
никнут в контуре I_1 , $C_{тр}$, $C_{э.в}$.

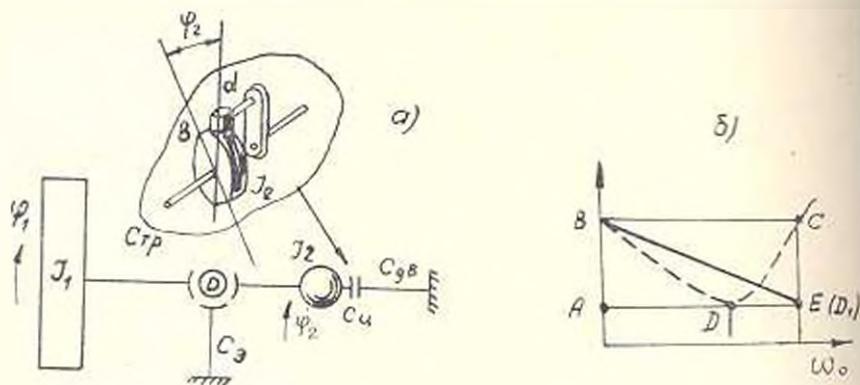


Рис. 1. Схема нагружения.

Исследование совместных релаксационных и гармонических ко-
лебаний [2—4] заключается в следующем.

При $C_{тр} = \infty$, $C_3 = \infty$ уравнения колодки будут:

$$\ddot{\varphi}_2 = \Phi(\varphi_2). \quad (1)$$

где

$$\Phi(\varphi_2) = \begin{cases} \omega & \text{при } \varphi_2 > 0, \quad b < \varphi_2 < d, \\ T(\varphi_2) + \omega & \text{при } \varphi_2 < 0, \quad b < \varphi_2 < d, \end{cases}$$

$\omega = \varphi_2$ или $\omega_0 = 0$ (скорость буксования) при $B < \varphi_2 < d$ и $\varphi_2 = \omega + \varphi_0$

при $B < \varphi_2 < d$. (смысл параметров B , d и др. виден из фазовых диа-
грамм на рис. 2).

Тогда

$$C_{ин} \cdot \varphi_2 = R(-\omega_0) = R(\omega - \varphi_2)$$

$$\text{при } B < \varphi_2 < d$$

или

$$\varphi_2 = T(\varphi_2) + \omega.$$

т. к. $\omega_0 = T(\varphi_2)$ есть обратная функция от $\frac{R(\omega_0)}{C_{ин}}$. Функция $\Phi(\varphi_2)$
показана на рис. 2и в виде фазовых диаграмм. Изображающая точка
 m на колодке в координатах $\varphi_2, \dot{\varphi}_2$ движется в направлении стрелок.
Когда колонка перемещается вместе с диском, точка движется по
 $A'B'$; когда угол $\varphi_2 = d$, точка скачком занимает положение C' , из-
меняя направление движения, далее точка m начинает двигаться по
 $C'D'$. Из D' точка m скачком занимает положение A' и т. д. Первый

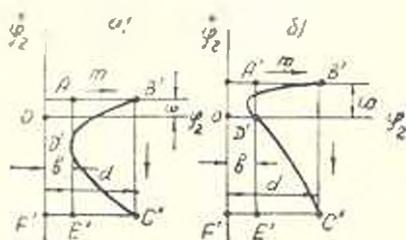


Рис. 2. Фазовые диаграммы.

процесс — самовозбуждающиеся „мягкие“ релаксационные колебания ($\omega < \omega_0$) — абсциссы минимума $R(\omega_0)$ — рис. 2а), второй — цикл „жестких“ релаксационных колебаний ($\omega > \omega_{0,0}$) — рис. 2б). В этом случае для начала процесса необходимо начальное отклонение системы на величину $|\varphi_{2,0}| > B$ или $\dot{\varphi}_2 \neq 0$; колебания будут зависеть от угловой скорости ω . В обоих случаях, при $C_{тр} = \infty$ и $C_{экс} = \infty$ имеют место свободные релаксационные колебания с пилообразным изменением по времени амплитуды φ_2 .

При колебаниях маховой массы I_1 скорость ω_0 определяется как разность скоростей, т. е. $\omega_0 = \dot{\varphi}_2 - (\omega + \dot{\varphi}_1)$. Поэтому $R(\omega_0) = R|\dot{\varphi}_2 - (\omega + \dot{\varphi}_1)|$ и в этом случае имеем:

$$\dot{\varphi}_2 = \Phi_1(\varphi_2, \dot{\varphi}_1), \quad (2)$$

где

$$\Phi_1(\varphi_2, \dot{\varphi}_1) = \begin{cases} \omega + \dot{\varphi}_1 & \text{при } \varphi_2 > 0, \\ T(\dot{\varphi}_2) + \omega + \dot{\varphi}_1 & \text{при } \varphi_2 < 0. \end{cases}$$

При достаточно больших значениях I_1 по сравнению с I_2 уравнение движения массы I_1 будет:

$$I_1 \ddot{\varphi}_1 + \frac{C_{тр} + C_{экс}}{C_{тр} \cdot C_{экс}} \dot{\varphi}_1 + k_1 \cdot \varphi_1 = 0,$$

где k_1 — коэффициент демпфирования трансмиссии и реактивных элементов.

При наличии релаксационных колебаний, рассматривая момент $C_{экс} \cdot \varphi_2$ как внешний, приложенный к маховой массе I_1 , можно написать следующие уравнения движения системы:

$$I_1 \ddot{\varphi}_1 + \omega_0^2 \varphi_1 = F(\varphi_2, \dot{\varphi}_1), \quad (3)$$

где

$$\omega_0^2 = \frac{C_{тр} + C_{экс}}{C_{тр} \cdot C_{экс}} \cdot \frac{1}{I_1} = \frac{C}{I_1};$$

$$F(\varphi_2, \dot{\varphi}_1) = \frac{1}{I_1} (C_{экс} \varphi_2 - K_1 \dot{\varphi}_1).$$

Итак, движение системы, приведенной на рис. 1а, можно описать уравнениями (2), (3):

$$\begin{cases} \dot{\varphi}_2 = \Phi(\varphi_2) + f(\dot{\varphi}_1); \\ \ddot{\varphi}_1 + \omega_0^2 \varphi_1 = F(\varphi_2, \dot{\varphi}_1). \end{cases}$$

где уравнение (2) представлено в виде

$$\dot{\varphi}_2 = \Phi_1(\varphi_2, \dot{\varphi}_1) = \Phi(\varphi_2) + f(\dot{\varphi}_1).$$

Малость членов $f(\varphi_1)$ и $F(\varphi_2, \varphi_1)$ по сравнению с другими предельным путем введения малого параметра $\varepsilon < 1$. Окончательно, дифференциальные уравнения рассматриваемой системы будут:

$$\begin{cases} \ddot{\varphi}_2 = \Phi(\varphi_2) + \varepsilon f(\varphi_1); \\ \ddot{\varphi}_1 + \omega_1^2 \varphi_1 = \varepsilon F(\varphi_2, \varphi_1). \end{cases} \quad (7)$$

Решения по первому приближению асимптотическими методами данной задачи дают:

$$\varphi_2 = \varepsilon \left(\frac{\omega_2}{n} \cdot t = \frac{1}{n} \right); \quad \varphi_1 = a \cdot \sin \omega_1 t,$$

где $\varepsilon = \delta - \frac{p}{q}$; p, q, δ, a — некоторые постоянные ($\varphi = \omega_2 t, \dot{\varphi} = \omega_2 \dot{t}$);

$n = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{p}{q} + \varepsilon \Delta$ — отношение частот рассматриваемой системы, ω_1, ω_2 — частоты гармонических и релаксационных колебаний; Δ — параметр расстройки; $\varepsilon \Delta$ — расстройка системы.

Имеем сдвиг фазы между φ_2 и φ_1 на величину $\frac{\varepsilon}{n}$.

Соотношения между периодом свободных T_0 и связанных релаксационных колебаний T при $\frac{p}{q} = n$ выразится уравнением

$$T = T_0 \left| 1 - \frac{2\omega_c}{2} L_n \cdot \cos(\xi_c + \xi_0) \right|. \quad (6)$$

Взаимодействие релаксационных и гармонических колебаний при $\frac{\omega_1}{\omega_2} = n + \varepsilon \Delta$ сопровождается изменением периода связанных релаксационных колебаний. В выражении (6) $2\omega_c$ — скорость гармонических колебаний, а L_n — амплитуда n -ой гармоники релаксационных колебаний $\frac{1}{\omega_1^2 \varphi_1}$ — знаменатель которой — скорость свободных релаксационных колебаний, а $\xi(\varphi_2)$ — их функция.

На рис. 3а приведена выкопировка из осциллограмм, полученных при испытаниях. Буксование имело место на сухом песке при $n = \frac{\omega_1}{\omega_2} = 1$. В верхней части показаны изменения по времени гармонического крутящего момента M и силы тяги буксующего движения P_2 . Для того, чтобы не загромождать графики на осциллограмме, при выкопировке не показаны нулевые значения и, следовательно, постоянные составляющие M и P_2 .

В нижней части осциллограммы приведены графики изменения по времени $\dot{\varphi}_1$ — угловой скорости движителя и $\dot{\varphi}_2$ — приведенной к углу-

ной скорости поступательных релаксационных колебаний неподрессо-
ванных частей ведущего моста. Обработка осциллограмм состоит в ана-
лизе совместного изменения силы тяги при буксовании P_1 и скорости
буксования ω , на участке CD (рис. 3а). При угле сдвига фаз между
 φ_1 и φ_2 , близким к π (рис. 3а), согласно всего вышесказанного ско-
рость буксования в данном случае определяется зависимостью

$$\omega_0 = \dot{\varphi}_2 + (\omega + \dot{\varphi}_1).$$

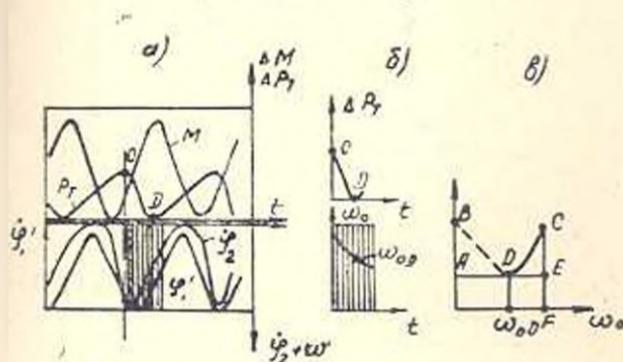


Рис. 3. К построению характеристик буксования.

Из рис. 3б следует, что при значении ω_{0D} сила буксования имеет
минимальное значение. При идеализации процесса — остроугообраз-
ные кривые релаксационных колебаний — сила P_1 после точки D из-
меняется без буксования движителя. Причем, в это время кривую $\dot{\varphi}_2$
можно принять постоянной величиной, равной ω . В действительности
же процесс сглаживается и буксование прекращается после точки D с
некоторым запозданием по времени.

На рис. 3в показано изменение кривой CD , характеризующей из-
менение силы буксования движителей от скорости; эта кривая постро-
ена по графику рисунка 3б.

Далее, в точке B , соответствующей силе буксования при $\omega_0 = 0$,
сила P_1 определяется испытаниями движителей на грунтах при опре-
делении сил сцепления — сил буксования покоя (по аналогии с сила-
ми трения покоя). Принимая характер изменения участка AD линей-
ным, получим полную характеристику буксования движителей.

На рис. 4 приведены графики изменения амплитуды динамическо-
го угла закручивания трансмиссии опытного транспортного средства
(в приведении к коленчатому валу двигателя) в зависимости от коэф-
фициента демпфирования k и показателя характеристик движителей
 $\Delta = d - b$ при различных значениях $\frac{\omega_1}{\omega_c}$.

Основные параметры системы:

$$C_{дв} = 1,3 \text{ кгсм/рад}; \quad C = 1,12 \text{ кгсм/рад}; \quad I_1 = 1,59 \text{ кгсмсек}^2;$$

$$I_1 = 0,009 \text{ кгсмсек}^2; \quad \omega_c = 112 \text{ рад/сек}; \quad 0,005 < k < 0,02 \text{ кгсмсек};$$

$$1,7 < d - B < 2,5 \text{ рад}.$$

Как видно из графика, амплитуды устойчивых гармонических колебаний трансмиссии при буксовании двигателей зависят от коэффициента демпфирования k и показателя характеристики двигателя $d-b$. Испытания показали, что практически имеет место взаимодействие релаксационных колебаний с гармоническим при $\frac{\omega_2}{\omega_c} = 1$. Отметим, что вышеизложенные расчеты справедливы при предположении расстройки $\varepsilon \Delta \leq 0,4$.

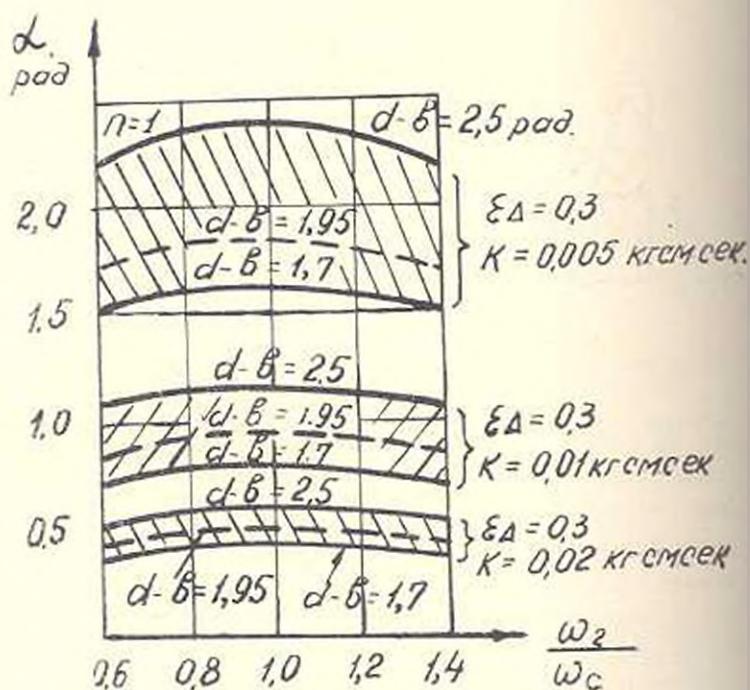


Рис. 4. Изменение угла закручивания трансмиссии.

Сравнения расчетных и экспериментальных данных показывают, что по частоте и амплитуде гармонических колебаний деталей трансмиссии, при автоколебаниях вследствие буксования двигателей, результаты совпадают с точностью 15—20%.

Разность в силах покоя и трения двигателей о грунт в зависимости от коэффициента демпфирования трансмиссии влияет на амплитуду трансмиссии автомобиля при автоколебаниях. Из рис. 4 видно, что при коэффициенте демпфирования трансмиссии $k = 0,005 \div 0,01$ кгсм/сек изменение разности в силах покоя и трения с 1,7 до 2,5 увеличит амплитуду колебаний трансмиссии, примерно в 1,4 раза, а при коэффициенте $k = 0,02$ кгсм/сек — в 1,2 раза.

