УДК 531. 395

Î ÂËÈЯÍÈÈ ÑÊÎÐÎÑÒÈ ÄÂÈÆÅÍÈЯ ÀÃÐÅÃÀÒÀ ÍÀ ЧÀÑÒÎÒÓ ÅÃÎ ÂÅÐÒÈÊÀËÜÍÛÕ ÊÎËÅÁÀÍÈÉ

проф. В.А. Прокопов, В.А. Табуненко, В.М. Немировский·

Показано, что рассмотрение колебаний транспортного агрегата, генерируемых периодическим воздействием с постоянной частотой, является некорректным. Действительная картина связана с изменяющейся частотой и нуждается в детальном изучении.

Динамика транспортных агрегатов очень часто, как основной случай, рассматривает поступательное движение агрегата в вертикальной плоскости [1]. Агрегат представляется телом с одной степенью свободы. Он характеризуется массой **M**, которая закреплена на пружинной подвеске с коэффициентом жесткости **C**. Масса **M** колеблется на подвеске. Колебания вынуждаются неровностями дороги. Вынуждающее действие описывается функцией

$$\mathbf{u\ (\tau)=U\ cos\ \nu\tau},. \qquad (1)$$

где $\mathbf{U}$, ν - соответственно амплитуда и частота неровностей, τ - время;

$$\nu = 2\pi \cdot \frac{\mathbf{V}}{\mathbf{S}}, \qquad (2)$$

где $\mathbf{V}$ - скорость движения агрегата, $м\cdot с^{-1}$, $\mathbf{S}$ - периодическая длина неровностей, м.

Принимается, что ν - постоянная на рассматриваемом отрезке времени. Поэтому динамика агрегата описывается дифференциальным уравнением

$$\ddot{x} + k\dot{x} + \omega^2 x = \omega^2 U \cos \nu\tau, \qquad (3)$$

где $x, \dot{x}, \ddot{x}$ - соответственно, координата, скорость и ускорение вертикального движения массы **M**, $\omega^2 = C \cdot M^{-1}$ - квадрат частоты свободных колебаний, $Р\cdot С^{-2}$, $\mathbf{k}$ - коэффициент демпфирования колебаний массы **M** гидродемпфером. Начальные условия могут быть $x(0) = \dot{x}(0) = 0$. Если $\omega \neq \nu$, отношение ν/ω зарезонансное, колебания установились, то перемещение массы **M** описывается выражением $x = A \cdot e^{-k\tau} \cos(\nu\tau + \varphi_0)$. Но такое описание не отвечает реальному движению агрегата, и, в первую очередь, потому, что частота ν может быть постоянной только в тех случаях, когда **V** и **S** постоянные или изменяются соответствующим образом. Рассмотрим картину, которая наиболее отвечает реальности. Будем считать, что $S = const$, а качественную зависимость изменения **V** от времени движения представим на рис.1.

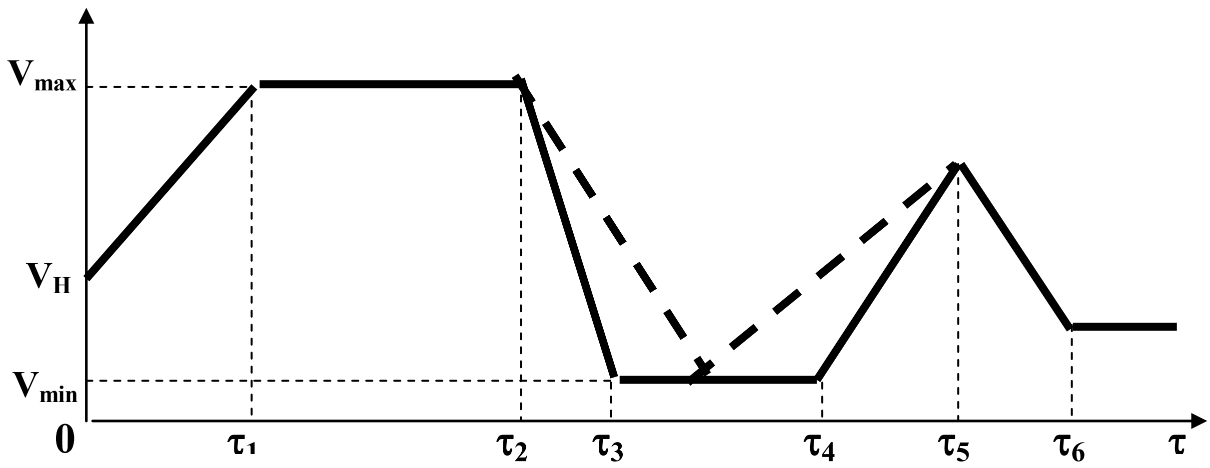

Рисунок 1 – Зависимость скорости движения от времени движения

Пренебрегая началом движения, можно считать, что водитель разгоняет агрегат (отрезок $\tau_{01} = \tau_1$) до V_{max}, поддерживает (отрезок $\tau_{12} = \tau_2 - \tau_1$) допустимую наибольшую V_{max} скорость, тормозит (отрезок $\tau_{23} = \tau_3 - \tau_2$) до наименьшей V_{min}, поддерживает V_{min} скорость (отрезок $\tau_{34} = \tau_4 - \tau_3$), а затем все повторяется. В зависимости от дорожных условий, ограничений на транспортируемый груз, квалификации водителя эта диаграмма может деформироваться (например, как на отрезке $\tau_{45} = \tau_5 - \tau_4$ или, как это показано пунктирной линией на отрезке $\tau_{34} = \tau_4 - \tau_3$), но ее характер подчеркивает главное – скорость агрегата изменяется и это отражается на колебаниях агрегата.

Рассмотрим, как изменяется $\cos\nu\tau$, если ν изменяется в зависимости от закона $V(\tau)$.

Будем считать, что зависимость $V(\tau)$ задается следующим образом:

1. $V = V_H + \overline{V} \cdot \tau$ при $0 \le \tau \le \tau_1$;
2. $V = V_{max}$ при $\tau_1 \le \tau \le \tau_2$; (4)
3. $V = V_{max} - \overline{\overline{V}} \cdot \tau$ при $\tau_2 \le \tau \le \tau_3$..,

где $\overline{\mathbf{V}}, \overline{\overline{\mathbf{V}}}$ - соответственно ускорение и замедление движения агрегата

Когда **V=const**, то имеем известную задачу (3). Если $\mathbf{V=V_0 \pm \overline{V}\cdot\tau}$, то частота описывается выражением

$$\boldsymbol{\nu(\tau) = \nu_0 \pm \overline{\nu}\tau}, \tag{5}$$

где $\boldsymbol{\nu_0}$ - некоторая средняя частота в связи с изменением скорости от $\mathbf{V_H}$ до $\mathbf{V_{max}}$ и от $\mathbf{V_{max}}$ до $\mathbf{V_{min}}$, а $\overline{\boldsymbol{\nu}}$ - скорость изменения частоты.
Используя рекомендации [1], можно записать

$$\mathbf{u\ (\tau) = V\ cos} \int \boldsymbol{\nu(\tau)}\mathbf{d\tau.} \tag{6}$$

Отсюда с учетом (5) имеем

$$\mathbf{u(\tau) = U\cos\int\left(\nu_0 \pm \overline{\nu}\tau\right)d\tau = U\cos\left(\nu_0\tau + \varphi_0 \pm \overline{\nu}\frac{\tau^2}{2}\right) =}$$

$$\mathbf{= U\cos\left[\left(\nu_0 \pm \frac{\overline{\nu}}{2}\tau\right)\tau + \varphi_0\right];}$$

Выводы:

1. Имеет место изменение частоты со скоростью $\overline{\boldsymbol{\nu}}$. Изменение пропорционально квадрату времени и скорости $\overline{\boldsymbol{\nu}}$. Это означает, что чем интенсивнее или дольше водитель разгоняет (тормозит) агрегат, тем больше по частоте отличаются действительные колебания от тех, что описываются частотой $\boldsymbol{\nu_0}$, или $\mathbf{\nu_{max} = 2\pi\frac{V_{max}}{S}}$, или $\mathbf{\nu_{min} = 2\pi\frac{V_{min}}{S}}$;

2. Истинное движение массы на отрезке времени $\boldsymbol{\tau_{04}}$ может быть получено за счет "сшивания" (припасовывания) решений на отрезках $\boldsymbol{\tau_{01}}$, $\boldsymbol{\tau_{12}}$, $\boldsymbol{\tau_{23}}$, $\boldsymbol{\tau_{34}}$;

3. Необходимо изучение реальной картины явления и построения методики оценки кинематических параметров.

ËÈÒÅÐÀÒÓÐÀ

1. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. – М.: Наука, 1990. –351 с.

2. Зиновьев А.Л., Филиппов Л.И. Введение в теорию сигналов и цепей. – М.: Высшая школа, 1968. – 280 с.