

ИССЛЕДОВАНИЕ КОЛЕБАТЕЛЬНОГО ПРОЦЕССА ДВИГАТЕЛЯ

О.А. Сацук – 93 м, 1 курс, АМФ

Научный руководитель: канд. физ.-мат. наук, доцент И.М. Морозова
БГАТУ, г. Минск, Республика Беларусь

Исследование колебаний двигателя трактора при выполнении технологических работ с помощью имитационных методов моделирования позволяет получить результаты, подтверждающие нелинейность регуляторной характеристики двигателя [1], [3].

В статье мы с помощью математической модели колебательно-го процесса работающего двигателя получим закон вынужденных колебаний системы.

Рассмотрим систему, в которой на балке, свободно лежащей на двух опорах, установлен двигатель, маховик которого насажен на вал с небольшим эксцентриситетом ε , и на вал действует центробежная сила, расшатывающая систему. Чтобы описать закон вынужденных колебаний системы с влиянием сопротивления среды рассмотрим рис. 1.

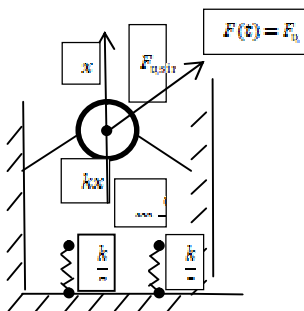


Рисунок 1

Центробежная сила $F_{ц} = m_1 \omega^2 \varepsilon$.

где m_1 – масса маховика, ω – угловая скорость маховика

Допустим, что на массу m машины, стоящей на упругих опорах (рис. 1), действует внешняя периодическая сила $F(t)$, изменяющаяся во времени.

Вертикальная составляющая центробежной силы, вызывающая поперечные колебания балки, равна тогда $F_{\text{ц}} \sin \omega t$.

Без учета сопротивления среды в любое мгновение груз находится под действием трех взаимно уравновешенных сил: силы инерции $-m \frac{d^2 x}{dt^2}$, силы упругости балки $-kx$ и вертикальной составляющей возмущающей силы $F_{\text{ц}} \sin \omega t$. Здесь k — коэффициент жесткости балки (в н/м, кг/см и т. п.).

Проектируя действующие силы на вертикальную ось, получаем уравнение движения $F_{\text{ц}} \sin \omega t - m \frac{d^2 x}{dt^2} = 0$,

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + kx = F_{\text{ц}} \sin \omega t$$

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + \frac{k}{m} x = F \sin \omega t, \quad \text{где } F = \frac{F_{\text{ц}}}{m}.$$

Обозначая $n^2 = \frac{k}{m}$, дифференциальное уравнение задачи записываем в виде

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + n^2 x = F \sin \omega t, \quad (1)$$

Характеристическое уравнение соответствующего однородного уравнения

$$\chi^2 + n^2 = 0 \quad \text{имеет корни} \quad \chi_{1,2} = \pm in.$$

Общее решение однородного уравнения

$$\tilde{x} = C_1 \cos nt + C_2 \sin nt.$$

Частное решение ищем в виде

$$x^* = A \cos \omega t + B \sin \omega t.$$

Так как

$$(\dot{x}^*) = -A \omega \sin \omega t + B \omega \cos \omega t$$

$$(\ddot{x}^*) = -A \omega^2 \cos \omega t - B \omega^2 \sin \omega t$$

То после подстановки в уравнение (1) получим

$$A(n^2 - \omega^2) \cos \omega t + B(n^2 - \omega^2) \sin \omega t = F \sin \omega t,$$

откуда, приравнявая коэффициенты при соответствующих членах, составим систему:

$$\begin{cases} A(n^2 - \omega^2) = 0, \\ B(n^2 - \omega^2) = F \end{cases}$$

В результате решения этой системы

$$A = 0, \quad B = \frac{F}{n^2 - \omega^2}$$

Общее решение неоднородного дифференциального уравнения (1) принимает вид

$$x = C_1 \cos nt + C_2 \sin nt + \frac{F \sin \omega t}{n^2 - \omega^2}$$

Рассматривая влияние сопротивления среды с учетом того, что сопротивление среды пропорционально скорости, т. е. $k \frac{dx}{dt}$, где $k = 2h$ – коэффициент пропорциональности, то дифференциальное уравнение (1) принимает вид

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + 2h \frac{dx}{dt} + n^2 x = F \sin \omega t \quad (2)$$

Характеристическое уравнение соответствующего однородного уравнения

$$\chi^2 + 2h\chi + n^2 = 0$$

имеет корни

$$\chi_{1,2} = -h \pm \sqrt{h^2 - n^2}$$

Тогда при $h < n$

$$\tilde{x} = e^{-ht} (C_1 \cos qt + C_2 \sin qt), \quad \text{где } -q^2 = h^2 - n^2.$$

Частное решение ищем в виде $x^* = A \cos \omega t + B \sin \omega t$.

В результате проведения аналогичных вычислений, как для решения (1), получаем общее решение неоднородного уравнения (2), т.е. закон вынужденных колебаний системы с работающим двигателем [2].

$$x = e^{-ht} (C_1 \cos qt + C_2 \sin qt) - \frac{2\omega Fh}{(n^2 - \omega^2)^2 + 4\omega^2 h^2} \cos \omega t + \frac{F(n^2 - \omega^2)}{(n^2 - \omega^2)^2 + 4\omega^2 h^2} \sin \omega t \quad (3)$$

При заданных начальных условиях уравнение (3) задает конкретное положение системы. Исследование (3) устанавливает критические точки и экстремальные значения x .

Список использованной литературы

1. Кутьков Г.М. Тяговая динамика трактора. М.: Машиностроение, 1980. 215 с.
2. Пономарев К.К. Составление дифференциальных уравнений. Мн.: Высшая школа, 1973. 560 с.
3. Сидорова А.В., Степин П.И., Сидоров В.Н. Имитационное моделирование колебаний центра масс колесной машины с помощью программы Simulink // Инженерный вестник Дона, 2020. № 4. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n4y2020/6395/ (дата обращения: 10.03.2022).

УДК 631.3:636.085

ОБЗОР И АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ ВАЛЬЦОВЫХ МАШИН ДЛЯ ПОДГОТОВКИ ФУРАЖНОГО КОРМА К СКАРМЛИВАНИЮ ЖИВОТНЫХ

В.В. Русских – 15 пп, 4 курс, АМФ

Научный руководитель: ст. преподаватель А.В. Гуд
БГАТУ, г. Минск, Республика Беларусь

Важнейшим направлением развития сельского хозяйства Республики Беларусь является повышение эффективности производства и экономия всех видов ресурсов. Так на протяжении последних 10 лет РБ производит порядка 7 млн. тонн зерна, а в 2021 году было убрано более 6 млн. тонн, из них свыше 50 % убирают на фуражные цели. Этим обусловлено необходимость создание энерго-сберегающих технологий и оборудования при одновременном снижении их металлоемкости.

Измельчающие машины в зависимости от технологических задач и механических свойств продуктов измельчения классифицируются по видам воздействия рабочих органов на материал: сжатие и сдвиг; сжатие и истирание; удар; удар и истирание; истирание и удар; сжатие.