

УДК 666.9.022.3+691.33
АНАЛИТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ РАБОЧИХ
ОРГАНОВ БАРАБАННО-ВАЛКОВОЙ ПЕРЕРАБАТЫВАЮЩЕЙ
МАШИНЫ

А. Ю. КРОТ, Д. В. СУПРЯГА, Д. Г. ЧИГРИН
«ХАРЬКОВСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
СТРОИТЕЛЬСТВА И АРХИТЕКТУРЫ»
Харьков, Украина

Идея активации веществ с целью модификации их свойств для использования в различных сферах производства становится всё более популярной. Сотрудниками кафедры механизации строительных процессов разработана конструкция барабанно-валковой машины (рис. 1), которую предложено применять как активатор строительных смесей. Активатор (рис. 1) состоит из цилиндрического барабана, который установлен на роликах и вращается с закритической скоростью от привода. Внутри барабана снизу расположен валок 1, который способен катиться по внутренней поверхности барабана. Валок прижимается к внутренней поверхности барабана с помощью рычага 2. В верхней части к внутренней поверхности барабана прижимается нож 5. Загрузка и разгрузка материала осуществляется соответствующими лотками. Эксплуатационным недостатком машины является вибрация валка и устройства его прижатия вследствие естественной неравномерности слоя материала под валком. Применение гидравлического амортизатора значительно (втрое) снижает амплитуду колебаний системы, но существенно (на $13 \div 25$ %) снижает эффективность активации. Перспективным путем стабилизации движения системы «валок-рычаг» является наложение дополнительных внешних возмущающих колебаний на эту систему. Такие колебания могут к тому же повысить эффективность активации.

С использованием второй основной теоремы динамики механической системы (теоремы об изменении кинетической энергии механической системы) разработана математическая модель системы – закон движения вибросистемы (пример реализации модели – на рис. 2). Предложенные математические зависимости не вошли в текст данных тезисов. Как координату, которая определяет положение системы, приняли перемещение валка 1 (рис. 1) – “ S ”. К грузу 3 приложена возмущающая сила (навесной дебалансный вибратор). Система “рычаг 2– валок 1– вибратор 3” колеблется в процессе работы машины относительно оси 4. Условные обозначения и ориентированные значения характеристик исследуемой системы (рис. 1): m_1, m_2, m_3 – массы тел механической системы (P_1, P_2, P_3 – вес каждого из этих тел – валка, рычага и навесного вибратора), l_1, l_2, l_3, l_4 – геометрические характеристики механизма; c – жесткость слоя материала

при его прокатке под валком (ориентировочно $c = 1 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$). Так, если сила упругости $F_{\text{уп}} = 5000 \text{ Н}$, а деформация слоя $S_{\text{полн}} = 0,005 \text{ м}$, то жесткость составит $c = \frac{F_{\text{уп}}}{S_{\text{полн}}} = \frac{5000}{0,005} = 1 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$). Вязкость $\eta \approx (100 - 800) \text{ Па} \cdot \text{с}$.

$$\mu = \eta \cdot \frac{S_{\text{торца_валка}}}{z} = \eta \cdot \frac{\pi \cdot D_{\text{валка}}^2}{4 \cdot z} - \text{коэффициент вязких сопротивлений} \quad (z$$

– зазор между торцом валка и торцом барабана (примерно, $z = 0,01 \text{ м}$); $p = 300 \text{ рад/с}$ – угловая скорость принудительных колебаний; $F_0 = m_{\text{деб}} \cdot p^2 \cdot r = 1 \cdot 300^2 \cdot 0,07 = 6300 \text{ Н}$ – возмущающая сила вибратора).

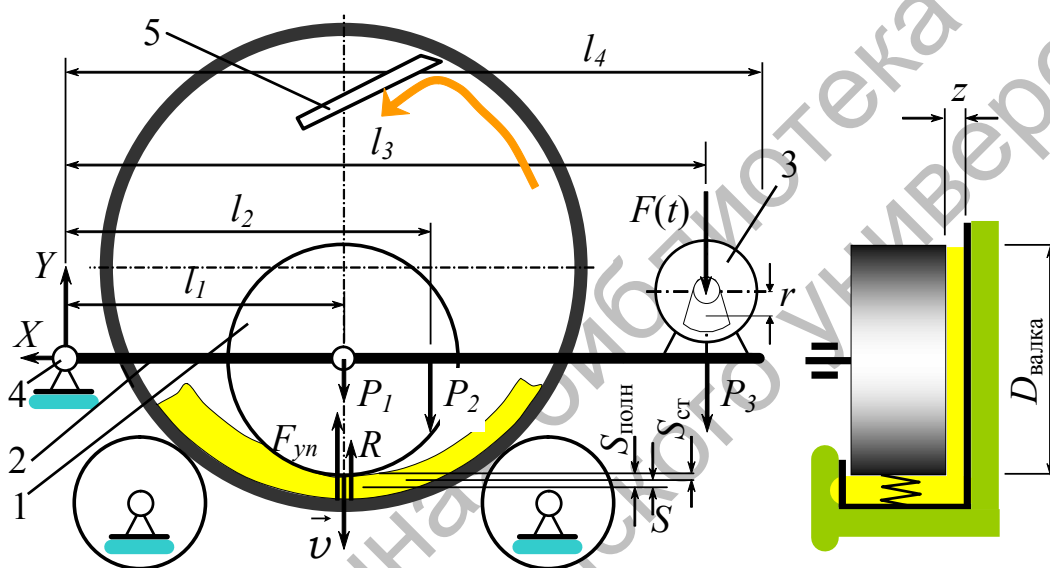


Рис. 1. Расчетная схема барабанно-валковой машины

Рис. периферическое действие барабанно-валковой системы периодического действия с принудительной вибрацией системы

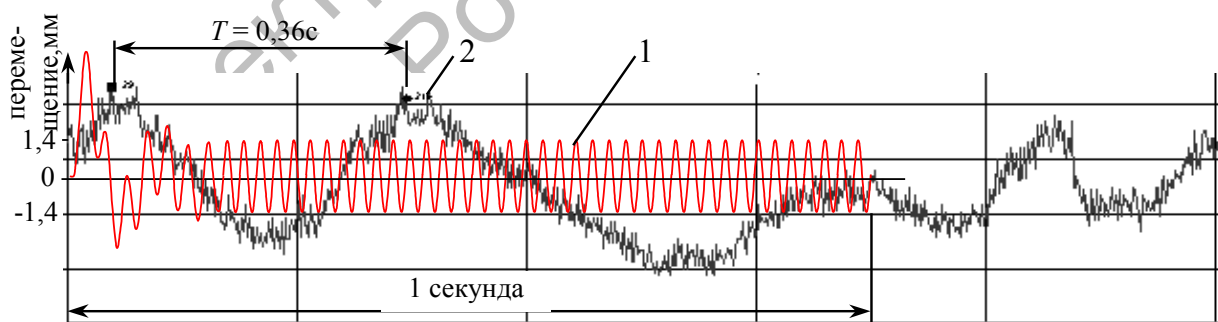


Рис. 2. Диаграмма принудительных колебаний системы “валок-рычаг” (1) (рядом с экспериментальной диаграммой принудительных колебаний (2))

Подтверждена возможность стабилизации движения системы “валок-рычаг” наложением дополнительных внешних вибраций на эту систему. Создана аналитическая математическая модель системы; определены параметры ее колебаний; экспериментально подтверждено положительное влияние внешних вибраций на эффективность активации.