

НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ НИЖЕГОРОДСКИЙ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ИМ. Н.И. ЛОБАЧЕВСКОГО

ФАКУЛЬТЕТ: ИНСТИТУТ ИНФОРМАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ,
МАТЕМАТИКИ И МЕХАНИКИ

КАФЕДРА: ПРИКЛАДНАЯ МАТЕМАТИКА

Отчёт по научно-исследовательской практике

Тема:

**Осциллограмма движения для
многопоршневого механизма**

Выполнил студент:

Алексеев Данила Андреевич

Группа: 3821Б1ФИ1

Научный руководитель:

Доцент

Никифорова Ирина Владимировна

Нижний Новгород, 2024 г.

Содержание

1	Введение	2
2	Постановка задачи	3
3	Математическая модель	4
3.1	Размерный вид	4
3.2	Безразмерный вид	5

1 Введение

В современных инженерных и технических решениях широко используются механизмы, подверженные воздействию виброударных нагрузок. Эти нагрузки могут возникнуть как в результате внешних факторов, так и в процессе работы механизмов. Виброударные явления могут оказывать значительное воздействие на долговечность, надежность и эффективность механизмов, а также являются важным аспектом в области безопасности.

Данное исследование направлено на анализ и понимание динамических характеристик виброударных механизмов с целью оптимизации их конструкции, повышения стойкости к нагрузкам и снижения рисков возникновения аварийных ситуаций.

2 Постановка задачи

В рамках данного исследования будет разработана программа, предназначенная для визуализации влияния различных параметров виброударного механизма на показатели системы при его работе на многопоршневом механизме. Основное внимание будет уделено количеству поршней в механизме, рассматриваемому как ключевой параметр, определяющий его характеристики.

Целью исследования является анализ воздействия количества поршней на динамические свойства механизмов, а также создание программных инструментов для визуализации этой зависимости в виде осциллограммы. Полученные результаты и визуализации смогут быть использованы для оптимизации конструкции виброударных механизмов и принятия соответствующих решений в процессе их проектирования.

3 Математическая модель

Рассматриваемый механизм (рис. 1) состоит из корпуса, внутри которого расположен эксцентриковый вал с маховиками на концах. На этом валу установлены эксцентриковые механизмы, каждый из которых состоит из двух эксцентриков, вставленных друг в друга с возможностью изменения положения шайб, что позволяет регулировать величины эксцентриситетов r_i и сдвигов по фазам φ_i между ними ($i = 1, 2, 3, \dots, N$). На свободных концах шатунов установлены шарнирно поршни-ударники. Эксцентриковые механизмы вместе с шатунами и поршнями-ударниками преобразуют вращательное движение вала с постоянной циклической частотой вращения маховика ω в возвратно-поступательное движение корпуса относительно стоек. ПУ расположены один внутри другого и ударяются каждый по своей наковальне высоты h_i .

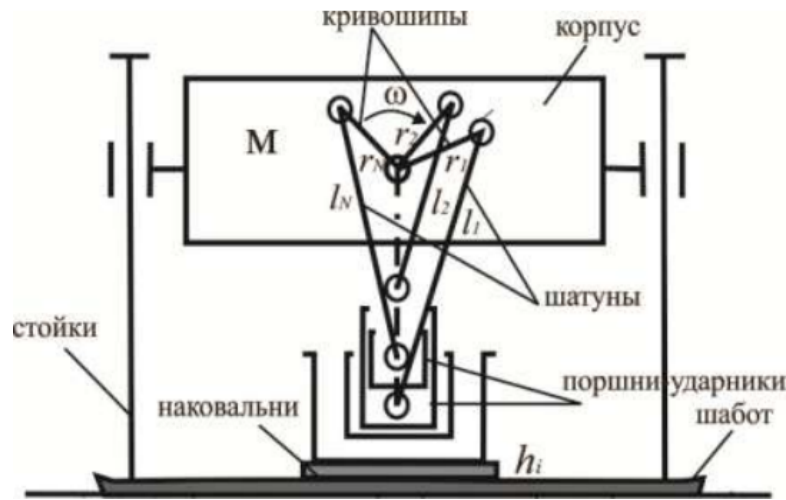


Рис. 1: Схема ударно-вибрационного механизма с кривошипно-шатунным возбудителем колебаний.

3.1 Размерный вид

Колебания корпуса совершаются относительно того механизма, сумма проекций геометрических размеров на вертикальную ось которого в данный момент наибольшая. Удар о наковальню одновременно одного или нескольких ПУ происходит либо при смене взаимодействующих с наковальней ПУ, либо после отрыва корпуса вместе с эксцентриковыми механизмами.

Пренебрегая массами ПУ, шатунов и кривошипов, уравнение свободного движения системы при $y_{pi} > 0$ может быть записано в виде

$$M \frac{d^2 y}{dt^2} = -Mg$$

y - координата центра масс корпуса, отсчитываемая от наковальни, y_{pi} - величины, характеризующие отклонение оснований i -ого ПУ, g - ускорение силы тяжести.

При соприкосновении одного из ПУ с наковальней $y_{pi} = 0$ происходит мгновенное ударное взаимодействие, такое, что если \dot{y}_{pi}^- и \dot{y}_{pi}^+ скорости i -го ПУ непосредственно до и после ударного взаимодействия соответственно, то

$$\dot{y}_{pi}^+ = -R\dot{y}_{pi}^-$$

Положение эксцентриситетов длиной r_i будем измерять углами $\omega t - \varphi$ отсчитываемые от вертикальной оси (рис. 2). Тогда можно вывести соотношение:

$$y_{pi} = y - s_i + r_i \cos(\omega t - \varphi_i) - \sqrt{l_i^2 - r_i^2} \cos(\omega t - \varphi_i)$$

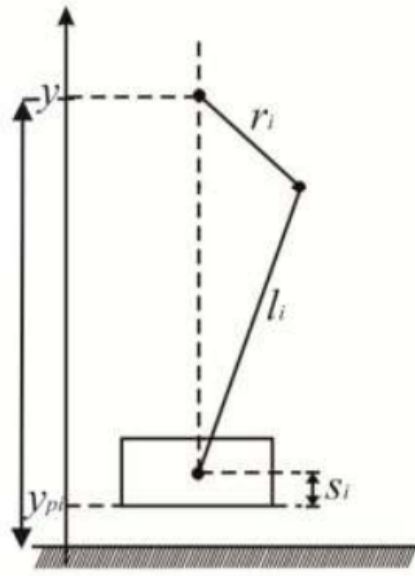


Рис. 2: Геометрическая схема.

Получаем уравнения движения механизма в размерном виде:

$$\left\{ \begin{array}{l} \left\{ \begin{array}{l} y_{pi} > 0 \\ M \frac{d^2 y}{dt^2} = -Mg \end{array} \right. \\ \left\{ \begin{array}{l} y_{pi} = 0 \\ \dot{y}_{pi}^+ = -R \dot{y}_{pi}^- \end{array} \right. \\ y_{pi} = y - s_i + r_i \cos(\omega t - \varphi_i) - \sqrt{l_i^2 - r_i^2} \cos(\omega t - \varphi_i) \end{array} \right.$$

С учётом условия $r_i \ll l, l_i \approx l$ последнее уравнение будет:

$$y_{pi} = y - s_i + r_i \cos(\omega t - \varphi_i) - l$$

3.2 Безразмерный вид

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d^2 x}{d\tau^2} = -p, \quad x > f(\tau) \\ \frac{dx}{d\tau}|_+ = -R \frac{dx}{d\tau}|_- + (1 + R) \frac{df(\tau)}{d\tau}, \quad x = f(\tau), \quad \dot{x} - \frac{df}{d\tau} < 0 \end{array} \right.$$

$$f(\tau) = \max\{f_1(\tau), f_2(\tau), \dots, f_N(\tau)\}, \quad f_i(\tau) = \mathcal{E}_i - \mu \gamma_i \cos(\tau - \varphi_i)$$