

Тихонов Александр Андреевич,

*студент, кафедра «Подъемно-транспортные и дорожные машины,
Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова,
г. Белгород, Россия*

**РАСЧЕТ КОЭФФИЦИЕНТА ДИНАМИЧНОСТИ
ВИБРАЦИОННОГО УСТРОЙСТВА С АССИМЕТРИЧНЫМИ
КОЛЕБАНИЯМИ**

**CALCULATION OF THE COEFFICIENT OF DYNAMIC
VIBRATORY DEVICE WITH ASYMMETRIC OSCILLATIONS**

В статье предоставлен расчёт коэффициентов динамичности вибрационного устройства с асимметричными колебаниями по четырем ступеням.

Ключевые слова: вибропогружатель лабораторно-исследовательский, компьютерная программа ВИБРО, набор дебалансов.

Создание вибрационных машин с направленной асимметричной вынуждающей силой – одно из современных направлений совершенствования вибрационного технологического оборудования. Данная лабораторная работа выполняется с использованием вибрационного стенда, позволяющего генерировать асимметричные колебания [1].

Асимметричные колебания позволяют получать существенную разницу по величине между составляющими вынуждающей силы, действующими в противоположных направлениях. Из двух направлений действия вынуждающей силы, как правило, можно выделить «рабочее» направление действия и «холостое». В «рабочем» направлении выполняется полезная работа: уплотнение грунта, забивание или выдёргивание свай, подбрасывание сортируемого материала на просеивающей плоскости. В «холостом» направлении наряду с тем, что происходит накапливание энергии и кинематическая перегруппировка элементов механизма, может выполняться вредная работа, такая как подбрасывание конструкции машины, принудительное сжатие пакета пружин и др., для чего необходимо применять дополнительные меры, например использование пригрузов [3].

Величина составляющей вынуждающей силы в рабочем направлении может обозначаться как P_p , а в направлении холостого хода – P_x . Отношение этих величин может называться динамическим коэффициентом k_d или коэффициентом асимметрии вынуждающей силы. Коэффициент динамичности может быть больше единицы, если $k_d = P_p/P_x$, или меньше единицы, если используется обратная величина – P_x/P_p . В настоящее время создание асимметричных колебаний стараются достичь сложением направленных колебаний, создаваемых несколькими механизмами с направленными колебаниями, установленными последовательно друг за другом в виде нескольких ступеней [2].

В области разработки и создания механизмов с асимметричными колебаниями ведутся интенсивные исследования. В цель таких исследований включается ряд задач, которые можно сформулировать следующим образом:

- получение наибольшего значения динамического коэффициента

$$k_d = P_p/P_x; \quad (1)$$

- получение наибольшего значения динамического коэффициента наименьшим числом ступеней [5];

- определение оптимального значения динамического коэффициента и числа ступеней для конкретной технологической операции.

Обычно, в корпусе вибрационного механизма установлены несколько пар валов с дебалансами или несколько параллельно установленных вибраторов с круговыми колебаниями. Каждая горизонтальная пара валов (дебалансов) образует вибратор направленных колебаний с частотой вращения n_1, n_2, \dots, n_i . Каждой частоте вращения вала соответствует дебаланс массой: m_1, m_2, \dots, m_i , соответственно [4].

Для расчёта проектных параметров вибрации в практическом занятии используется разработанная программа с использованием пакета Excel. Программа рассчитана на работу семи ступеней направленных колебаний.

Каждая пара дебалансных валов генерирует синусоидальные колебания:

$$y_i = A_i \cdot \cos(\omega_i t + \varphi_i), \quad (2)$$

где i – порядковый номер вибратора с направленными колебаниями, $i = 1, 2, \dots, n$ [4]; φ – начальная фаза, рад.

При одновременной работе вибраторов с различной частотой вращения валов, например, 500, 1000, 1500, 2000, 2500, 3000 об/мин, происходит сложение колебаний, в результате чего, происходит изменение величины вынуждающей силы и характер изменения величины вынуждающей силы во времени. Характер изменения вынуждающей силы во времени достаточно полно оценивается в пределах одного периода колебаний по наименьшей частоте вращения дебалансного вала, при $n = 500$ об/мин.

При сложении колебаний нескольких вибраторов, результирующая вынуждающая сила может быть описана уравнением:

$$P_n = \sum_{i=1}^n A_i \cdot \cos(\omega_i t + \varphi_i), \quad (3)$$

где P_n – суммарная величина вынуждающей силы, Н.

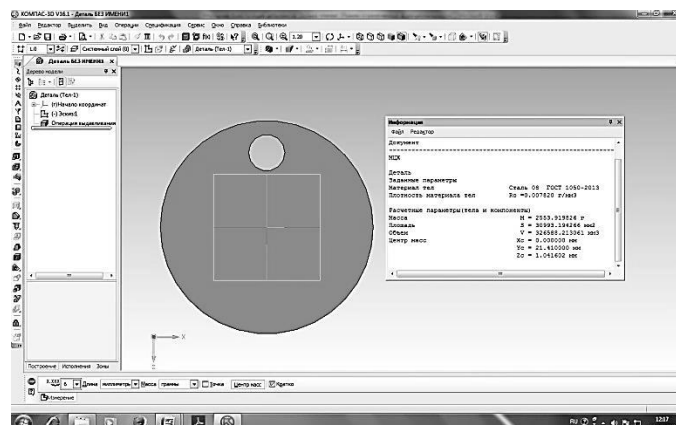


Рисунок 1 – Построение и расчет дебаланса №1

Величину коэффициента динамичности определяем с помощью программы разработанной на кафедре ПТ и ДМ [6].

Таблица 1 – Коэффициенты динамичности

№ вибратора	1	2	3	4
Масса, кг	2.55	0.882	0.305	0.297
Радиус, см	3.6	1.57	1.363	0.098
Нач. фаза, град	0	0	0	0
Скорость, об/мин	500	1000	1500	2000

R, м	0.036	0.0157	0.01363	0.00098
Fi0, рад	0.00	0.00	0.00	0.00
W, 1/с	52.36	104.72	157.08	209.44

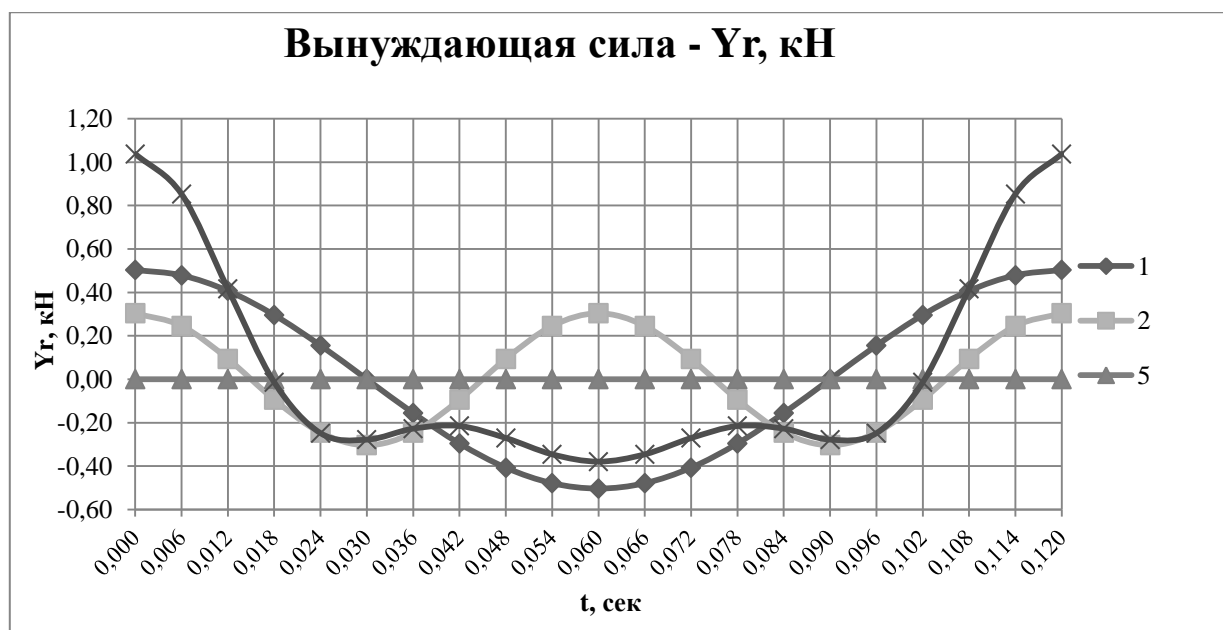


Рисунок 2 – Диаграмма вынуждающей силы

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Клюев С.В., Клюев А.В. Пределы идентификации природных и инженерных систем // *Фундаментальные исследования*. – 2007. – №12-2. – С. 366-367.
2. Клюев С.В., Клюев А.В. Управление проектными параметрами в задачах оптимального проектирования // *Строительная механика инженерных конструкций и сооружений*. – 2010. – №1. – С. 15-19.
3. Клюев С.В., Клюев А.В. Оптимальное проектирование конструкций с учетом устойчивости равновесия // *Фундаментальные исследования*. – 2008. – № 9. – С. 62.
4. Клюев С.В. Основы конструктивной организации природных и искусственных материалов / *Современные технологии в промышленности строительных материалов и стройиндустрии: сб. студ. докл. Международного конгресса: В 2 ч. Ч. 1.* – Белгород: Изд-во БГТУ им. В.Г. Шухова, 2003. – С. 161.
5. Уральский В.И., Шаталов А.В., Сеница Е.В., Уральский А.В. Теория механизмов и машин: учеб. пособие для студентов, обучающихся по направлению 230302. – Белгород: Изд-во БГТУ им. В.Г. Шухова, 2016. – С. 124-128.
6. Гончаров С.И., Сеница Е.В. Детали машин и основы конструирования: лабораторный практикум для студентов, обучающихся по направлению 151900.62. – Белгород: Изд-во БГТУ им. В.Г. Шухова, 2011. – С. 78.