

УДК 62-529

Создание математической модели и проектирование вибрационного бункерного загрузочного устройства

Антропова Ирина Антоновна

Воробьева Анастасия Павловна

Сащенко Денис Владимирович (научный руководитель)

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

Представлен комплексный подход к проектированию вибробункерного загрузочного устройства, включающий кинематический анализ геометрии чаши, силовой расчет для определения параметров упругих стержней и исследование собственных частот конструкции в ANSYS APDL. Установлено, что собственная частота системы отличается от рабочей. Для верификации результатов разработана имитационная модель в MATLAB, позволяющая анализировать динамику устройства.

Ключевые слова: вибрационное бункерное загрузочное устройство, модальный анализ, MATLAB Simulink, резонансная частота, динамика движения, метод конечных элементов, имитационное моделирование

Введение. Вибрационные бункерные загрузочные устройства (ВБЗУ) применяются для поштучной подачи таблеток в фармацевтике. В фармацевтической промышленности предъявляются строгие требования к точности дозирования, сохранению целостности таблеток и минимизации человеческого фактора. Таблетки нужно дозировать поштучно, что делает их транспортировку и ориентацию в автоматических системах особенно сложной задачей.

В данной работе исследуется вибропитатель с электромагнитным приводом, предназначенный для поштучной подачи плоскоцилиндрических таблеток. Устройство обеспечивает не только транспортировку таблеток, но и первичную ориентацию.

Исследование закона движения устройства. Работа вибрационных питателей основывается на движении заготовок по плоскому или спиральному лотку вследствие вибрации. Отрывные режимы работы (некую часть цикла заготовка движется, не соприкасаясь с лотком) питателей являются более эффективными [1].

На рис. 1 представлены все силы, действующие на заготовку при движении по наклонному лотку. Угол α — угол подъема спиральной канавки лотка, угол β — угол бросания, с которым совпадает направление колебания лотка.

Допустим, что лоток движется по закону косинуса относительно неподвижной системы x_0 . Тогда

$$\dot{x}_л = \frac{A_{\parallel}}{2} \omega \sin(\varphi); \quad (1)$$

$$\dot{y}_л = \frac{A_{\perp}}{2} \omega \sin(\varphi); \quad (2)$$

$$\ddot{x}_л = \frac{A_{\parallel}}{2} \omega^2 \cos(\varphi); \quad (3)$$

$$\ddot{y}_л = \frac{A_{\perp}}{2} \omega^2 \cos(\varphi), \quad (4)$$

где A — размах колебаний лотка в направлении угла бросания; $A_{\parallel} = A \cos(\beta - \alpha)$ — размах колебаний лотка в параллельном ему направлении; $A_{\perp} = A \sin(\beta - \alpha)$ — размах колебаний лотка в перпендикулярном ему направлении; $\varphi = \omega t$ — фазовый угол.

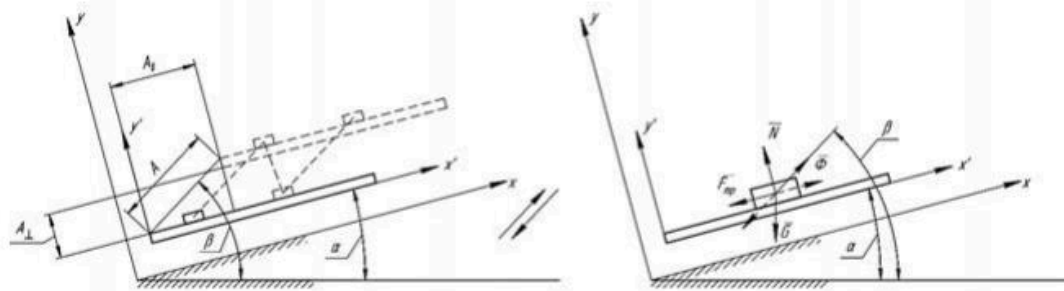


Рис. 1. Отрывное движение тела по вибрационному лотку

Общие дифференциальные уравнения движения заготовки в относительной системе координат $x'y'$ (динамическая теорема Кориолиса) имеют вид:

$$m\ddot{x}' = -mg \sin(\alpha) - m \frac{A_{\parallel}}{2} \omega^2 \cos(\varphi) + F_{тр}; \quad (5)$$

$$m\ddot{y}' = -mg \cos(\alpha) - m \frac{A_{\perp}}{2} \omega^2 \cos(\varphi) + N. \quad (6)$$

Для расчета необходимой геометрии чаши зададимся некоторыми параметрами (табл. 1).

Таблица 1

Необходимые параметры

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Единица СИ	Числовое значение
1	Производительность линии с питателем	$Q_{\text{лин}}$	шт/мин	50
2	Коэффициент переполнения	$k_{\text{п}}$	–	1,1
3	Масса таблетки	m	г	0,5
4	Диаметр таблетки	d	мм	12
5	Толщина таблетки	h	мм	4
6	Коэффициент трения	f	–	0,50
7	Угол подъема	α	°	1,5 ÷ 3
8	Номинальное напряжение электровибратора	U	В	220
9	Частота сети	f	Гц	50
10	Время непрерывной работы	$t_{\text{н}}$	с	600

С учетом заданной производительности линии, времени непрерывно работы и коэффициента переполнения, найдем производительность питателя и количество загружаемых таблеток:

$$Q_{\text{ВБЗУ}} = Q_{\text{лин}} k_{\text{П}} = 50 \cdot 1,1 = 55 \frac{\text{шт}}{\text{мин}};$$

$$N = Q_{\text{ВБЗУ}} t_{\text{н}} = 55 \cdot 10 = 550 \text{ шт.}$$

Тогда масса всех загружаемых таблеток равна

$$m_{\text{т}} = mN = 0,5 \cdot 550 = 225 \text{ г.}$$

Внутренний диаметр $D_{\text{вн}}$ выбирается, исходя из условия $D_{\text{вн}} \geq (8 \div 12)l$, где l — длина заготовки (для таблетки $l = D$). Расчетная схема чаши представлена на рис. 2. Тогда:

$$D_{\text{вн}} = 8D = 8 \cdot 12 = 96 \text{ мм.}$$

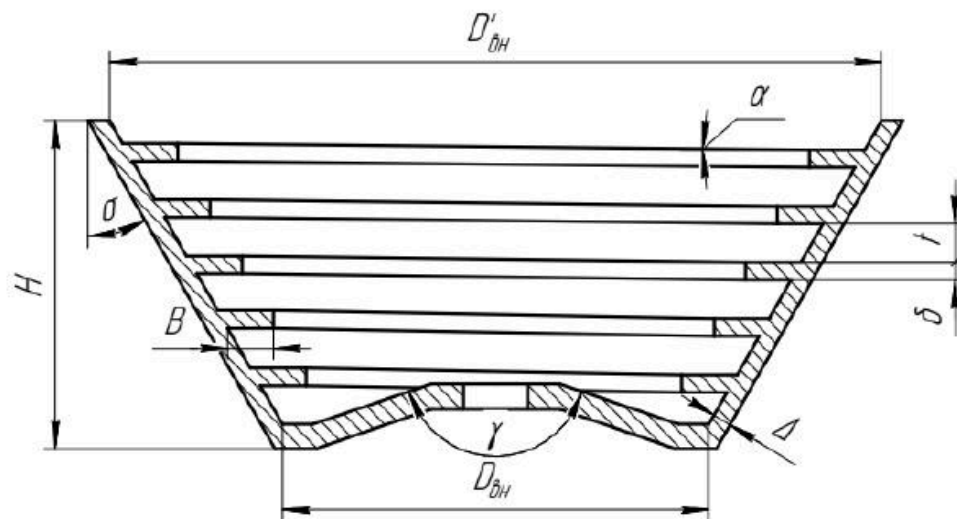


Рис. 2. Расчетная схема чаши ВБЗУ

Толщину обечайки и лотка примем равной $\Delta = \delta = 3$ мм, а ширину спиральной канавки равной

$$B = D + 1 = 12 + 1 = 13 \text{ мм,}$$

где D — диаметр таблетки.

Шаг спиральной дорожки вычислим из условия

$$t = 1,5(h + \delta) = 1,5(4 + 3) = 10,5,$$

где h — толщина таблетки.

Примем $t = 11$. Тогда угол наклона конуса равен

$$\sigma = \arctg\left(\frac{B}{t}\right) = \arctg\left(\frac{13}{11}\right) = 49,8^\circ \approx 50^\circ.$$

Тогда угол подъема спиральной канавки определяет формула

$$\alpha = \operatorname{arctg}\left(\frac{t}{\pi D_{\text{вн}}}\right) = \operatorname{arctg}\left(\frac{11}{3,14 \cdot 96}\right) \approx 2^\circ.$$

Угол подъема укладывается в заданный диапазон. Угол конуса чаши γ примем равным 170° для избегания образования заторов у начала канавки.

Для определения высоты чаши рассмотрим ее внутренний объем

$$V_{\text{вн}} = V_{\text{пол}} + V_{\text{кон}},$$

где $V_{\text{пол}}$ — полезный объем чаши (занимаемый деталями); $V_{\text{кон}}$ — объем, занимаемый коническим дном.

Пренебрежем объемом дна ввиду большего угла γ . С другой стороны, объем усеченного конуса равен

$$V_{\text{вн}} = \frac{\pi H}{3} \left[\left(\frac{D_{\text{вн}}}{2} \right)^2 + \left(\frac{D'_{\text{вн}}}{2} \right)^2 + \frac{D_{\text{вн}} D'_{\text{вн}}}{4} \right],$$

где $D'_{\text{вн}}$ — диаметр его верхнего основания.

Очевидно, что

$$D'_{\text{вн}} = D_{\text{вн}} + 2 \operatorname{tg}(\sigma) H.$$

Объем загружаемых деталей равен

$$V_{\text{пол}} = N \frac{\pi D^2}{4} h = 550 \frac{3,14 \cdot 12^2}{4} 4 = 2,48 \cdot 10^5 \text{ мм}.$$

Получим $H = 21,18$ мм. Назначим $H = 25$ мм.

При заданной производительности найдем среднюю скорость движения таблетки по спиральной канавке определяет формула

$$v = \frac{Q_{\text{вбзу}} D}{60k} = \frac{55 \cdot 12}{60 \cdot 0,9} = 12,22 \text{ мм/с} = 0,73 \text{ м/мин}.$$

Выберем наиболее распространенный трехэтапный режим работы: разгон, полет, торможение, а также параметры работы по таблице 2 [2]. Примем $A = 0,2$ мм. Тогда

$$A_{\perp} = A \sin(\beta - \alpha) = 0,2 \sin(25^\circ - 2^\circ) \approx 0,08 \text{ мм};$$

$$A_{\parallel} = A \cos(\beta - \alpha) = 0,2 \cos(25^\circ - 2^\circ) \approx 0,18 \text{ мм}.$$

Таблица 2

Параметры работы устройства

Угол подъема $\alpha, ^\circ$	Макс. скорость v , м/мин	Угол наклона пружин $\psi, ^\circ$	Размах амплитуды A , мм	Воздушный зазор, мм
2	≤ 3	25	$\leq 0,8$	1,2

Этап разгона. На первом этапе движения таблетка находится в плоскости лотка, то есть $\ddot{y} = 0$. Тогда из уравнения (6) получим

$$N = m g \cos \alpha + m \frac{A_{\perp}}{2} \omega^2 \cos \varphi ; \quad (7)$$

$$F_{\text{тр}} = fN = fmg \cos \alpha + fm \frac{A_{\perp}}{2} \omega^2 \cos \varphi. \quad (8)$$

Подставляя уравнение (8) в (5), получим выражение для ускорения заготовки в системе координат лотка на этапе разгона:

$$\ddot{x}'_p = g(f \cos \alpha - \sin \alpha) + \left(\frac{A_{\perp}}{2} f - \frac{A_{\parallel}}{2} \right) \omega^2 \cos \varphi. \quad (9)$$

Запишем уравнение абсолютного движения заготовки:

$$\ddot{x}_p = \ddot{x}'_p + \ddot{x}_л. \quad (10)$$

Тогда выражения для абсолютных скорости и ускорения таблетки принимают вид

$$\ddot{x}_p = g(f \cos \alpha - \sin \alpha) + \frac{A_{\perp}}{2} \omega^2 \cos \varphi f; \quad (11)$$

$$\dot{x}_p = \frac{g}{\omega} (f \cos \alpha - \sin \alpha) \varphi + \frac{A_{\perp}}{2} f \omega \sin \varphi + C, \quad (12)$$

при $\varphi = 0, C = 0$.

На первом этапе таблетка проскальзывает относительно лотка и движется с ускорением, заданным уравнением (11). Ее скорость выражена уравнением (12).

Этап полета. В момент, когда N становится равной нулю, происходит отрыв заготовки от поверхности лотка. Фазовый угол, соответствующий отрыву таблетки, найдем из уравнения (7):

$$\varphi_0 = \arccos \left(-\frac{2g \cos \alpha}{A_{\perp} \omega^2} \right). \quad (13)$$

Режим движения заготовки, время ее отрыва и время падения на лоток зависят от величины амплитуды нормального ускорения $\frac{A_{\perp} \omega^2}{2}$, которую зададим обобщенным безразмерным параметром

$$= \frac{A_{\perp} \omega^2}{2g \cos \alpha} = \frac{0,08 \cdot 10^{-3} \cdot (2\pi \cdot 100)^2}{2 \cdot 9,8 \cdot \cos(2^\circ)} \approx 1,58. \quad (14)$$

Тогда

$$\varphi_0 = \arccos \left(-\frac{1}{\xi} \right) = \arccos \left(-\frac{1}{1,58} \right) \approx 2,26 \text{ рад}. \quad (15)$$

Определим абсолютные ускорение и скорости таблетки во время микрополета, пренебрегая сопротивлением воздуха:

$$\ddot{x}_{\text{п}} = -g \sin \alpha ; \quad (16)$$

$$\dot{x}_{\Pi} = -g \frac{\varphi}{\omega} \sin \alpha + C. \quad (17)$$

После полета, длительность которого определяется режимом работы лотка, зависящего от величины ξ , начнется следующий этап.

Этап торможения. Удар таблетки после падения примем абсолютно неупругим. Скорость таблетки в момент встречи с лотком будет больше скорости последнего, поэтому на протяжении третьего этапа таблетка будет двигаться с отрицательным ускорением:

$$\ddot{x}_T = -g(f \cos \alpha + \sin \alpha) - \frac{A_{\perp}}{2} f \omega^2 \cos \varphi; \quad (18)$$

$$\dot{x}_T = -\frac{g}{\omega}(f \cos \alpha + \sin \alpha)\varphi - \frac{A_{\perp}}{2} f \omega \cos \varphi + C. \quad (19)$$

Определение фазового угла встречи φ_B таблетки с лотком. В момент встречи таблетка и лоток будут иметь одну и ту же координату y' . Поэтому при фазовом угле φ_B должно удовлетворяться равенство

$$s'_{\text{з}} = s'_{\text{л}}, \quad (20)$$

где $s'_{\text{з}}$ — путь, проходимый заготовкой после отрыва в нормальном к лотку направлении; $s'_{\text{л}}$ — путь, проходимый лотком в нормальном направлении;

$$s'_{\text{з}} = s'_0 + \int_{\varphi_0}^{\varphi} v'_{\text{з}} d\varphi; \quad (21)$$

$$s'_{\text{л}} = s'_0 + \int_{\varphi_0}^{\varphi} v'_{\text{л}} d\varphi. \quad (22)$$

Здесь s'_0 — путь, пройденный заготовкой и лотком в нормальном направлении при их совместном движении до фазы отрыва; $v'_{\text{з}}$ — нормальная составляющая скорости полета заготовки; $v'_{\text{л}}$ — нормальная составляющая скорости лотка;

$$v'_{\text{з}} = v'_0 - \frac{g}{\omega} \cos \alpha (\varphi - \varphi_0); \quad (23)$$

$$v'_{\text{л}} = \frac{A_{\perp}}{2} \omega \sin \varphi, \quad (24)$$

где v'_0 — нормальная составляющая скорости лотка в момент отрыва от него таблетки, равная

$$v'_0 = \frac{A_{\perp}}{2} \omega \sin \varphi_0.$$

Подставляя выражения (21), (22) в (20), получим

$$\int_{\varphi_0}^{\varphi_B} \left[\frac{A_{\perp}}{2} \omega \sin \varphi_0 - \frac{g}{\omega} \cos \alpha (\varphi - \varphi_0) \right] d\varphi = \int_{\varphi_0}^{\varphi_B} \frac{A_{\perp}}{2} \omega \sin \varphi d\varphi; \quad (25)$$

$$\frac{A_{\perp}}{2} \sin \varphi_0 (\varphi_B - \varphi_0) - \frac{g}{\omega^2} \cos \alpha \frac{(\varphi_B - \varphi_0)^2}{2} = -\frac{A_{\perp}}{2} (\cos \varphi_B - \cos \varphi_0). \quad (26)$$

Решая уравнение (26) с учетом выражений (14)–(15), получим:

$$\varphi_B = \varphi_0 + \sqrt{\xi^2 - 1} + \sqrt{\xi^2 + 2\xi \cos \varphi_0 + 1}. \quad (27)$$

Откуда найдем $\varphi_B \approx 6$ рад.

Установившийся режим работы. В течение нескольких последующих колебаний нарастание скорости заготовки будет продолжаться, пока не наступит режим установившегося движения (рис. 3).

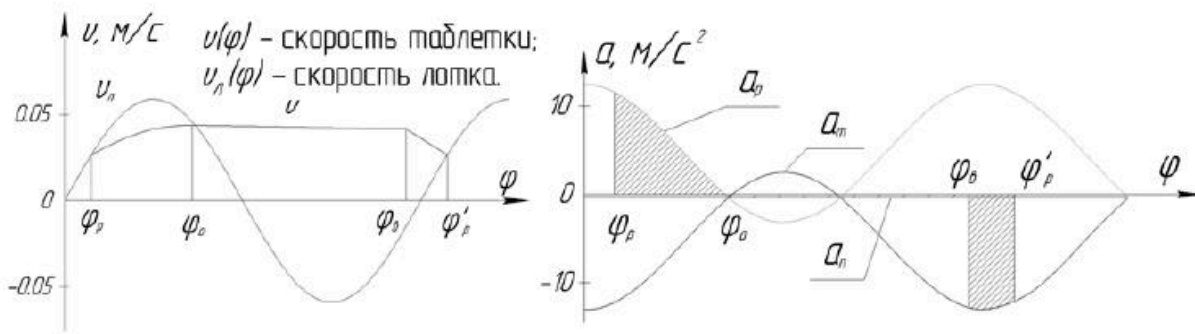


Рис. 3. Графики скорости и ускорения установившегося движения таблетки

Поскольку скорость есть интеграл ускорения по времени, а вычисляется интеграл как площадь, то условие установившегося характера движения заготовки можно записать как равенство площади под графиками ускорения заготовки на этапе разгона и суммы площадей под графиками ускорения заготовки на этапах полета и торможения.

Силовой расчет устройства. Для расчет такой колебательной системы в околорезонансном режиме приведем двухмассовую модель (рис. 4) к одномассовой. На каждую из масс действует периодические силы, равные по модулю и противоположные по направлению. Для удобства дальнейших расчетов пренебрежем диссипативными силами, а также жесткостью амортизаторов ($c_2 \ll c_1$).

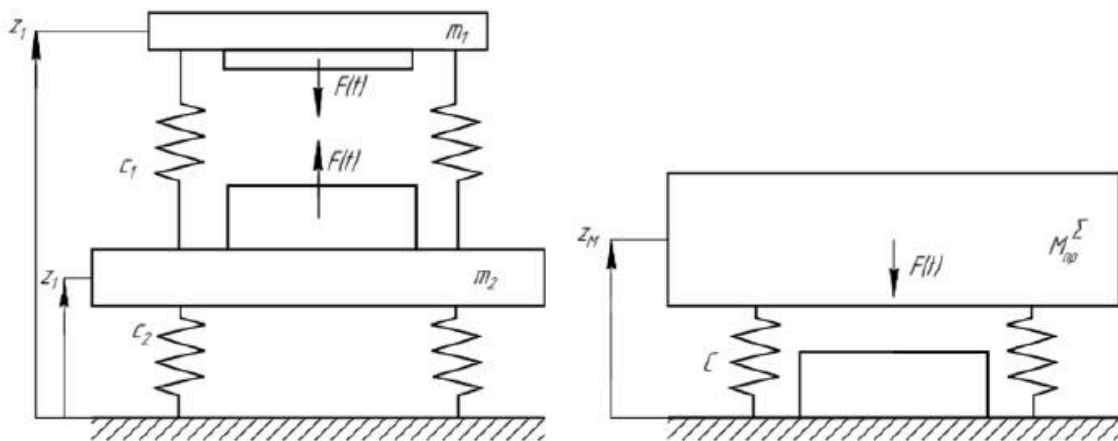


Рис. 4. Приведение масс устройства:

m_1 — активная масса; m_2 — реактивная масса; M_{Σ}^{np} — приведенная масса системы

Приведем активную и реактивную массы к точкам крепления. Приведенная масса системы с достаточной для практического применения точностью определяется как [3]

$$M_{\Sigma}^{\text{пр}} = \frac{m_1^{\text{пр}}}{1 + m_1^{\text{пр}}/m_2^{\text{пр}}},$$

где $m_1^{\text{пр}}$ — приведенная активная масса; $m_2^{\text{пр}}$ — приведенная реактивная масса.

Опустим расчет приведенных масс (производится исходя из равенства кинетических энергий). В конечном счете имеем:

$$m_1^{\text{пр}} = m_1 \sin^2(\psi) + \frac{J_1}{r_1^2} \cos^2(\psi); m_2^{\text{пр}} = m_2 \sin^2(\psi) + \frac{J_2}{r_2^2} \cos^2(\psi).$$

Ввиду идентичности якоря и сердечника, пренебрегаем ими в расчете. Моделирование деталей устройства и расчет их масс-инерционных нагрузок производилось в САПР Autodesk Inventor 2021. Получены следующие результаты:

$$m_1 = m_{\text{ч}} + m_{\text{пл}} + m_{\text{я}} + \frac{m_{\text{т}}}{2} = 0,31 \text{ кг};$$

$$m_2 = m_0 + m_{\text{с}} + m_{\text{в}} + m_{\text{д}} = 0,47 \text{ кг};$$

$$J_1 = 0,53 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$J_2 = 0,60 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$m_1^{\text{пр}} = m_1 \sin^2(\psi) + \frac{J_1}{r_1^2} \cos^2(\psi) = 4,54 \text{ кг};$$

$$m_2^{\text{пр}} = m_2 \sin^2(\psi) + \frac{J_2}{r_2^2} \cos^2(\psi) = 5,17 \text{ кг};$$

$$M_{\Sigma}^{\text{пр}} = 2,42 \text{ кг},$$

где m_0 — масса основания; $m_{\text{с}}$ — масса сердечника; $m_{\text{в}}$ — масса виброопор; $m_{\text{д}}$ — масса держателя сердечника; $m_{\text{ч}}$ — масса чаши; $m_{\text{пл}}$ — масса верхней пластины; $m_{\text{я}}$ — масса якоря; $m_{\text{т}}$ — масса загружаемых таблеток.

Частота собственных колебаний одно массовой модели равна

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C}{M_{\Sigma}^{\text{пр}}}},$$

где C — жесткость упругих стержней модели; $M_{\Sigma}^{\text{пр}}$ — приведенная масса модели.

Чаще всего для изделий малой массы используются вибраторы частотой в 100 Гц [4]: $f_0 \approx f = 100 \text{ Гц}$.

Стержни работают на изгиб. Тогда жесткость пружинной подвески при жестком закреплении обоих концов определяет выражение

$$C = \frac{12iEJ_c}{l^3},$$

где E — модуль упругости первого рода; $i = 3$ — число стержней; J_c — момент инерции стержня.

Момент инерции стержня прямоугольного стержня с отношением сторон $h = 5b$ равен

$$J_c = \frac{\pi^2 f_0^2 l^3}{9E} = \frac{hb^3}{12}; b = \sqrt[4]{\frac{4\pi^2 f_0^2 l^3 M_{\Sigma}^{np}}{15E}}.$$

Прогиб стержня определяется исходя из размаха активной и реактивной масс:

$$v = A_1 + A_2 = A_1 \left(1 + \frac{m_1^{np}}{m_2} \right) = 0,37 \text{ мм.}$$

Из условия прочности по выносливости импем:

$$[\sigma_{-1}] \geq \sigma = \frac{M_{изг}}{W_{изг}} = \frac{6EJ_c v}{W_{изг} l^2},$$

где $[\sigma_{-1}]$ — предел прочности по выносливости; $W_{изг} = \frac{hb^2}{6}$ — момент сопротивления прямоугольного стержня изгибу; $M_{изг} = \frac{6EJ_c v}{l^2}$ — максимальный изгибающий момент.

Примем следующие характеристики стержней: $[\sigma_{-1}] = 40 \text{ МПа}$; $E = 2060 \text{ МПа}$.

Тогда длина стержня l и оставшиеся геометрические характеристики определяют формулы

$$l = \sqrt[5]{\frac{324\pi^2 f_0^2 M_{\Sigma}^{np} E^3 v^4}{15[\sigma_{-1}]^4}} \approx 50 \text{ мм}; b = \sqrt[4]{\frac{4\pi^2 f_0^2 l^3 M_{\Sigma}^{np}}{15E}} \approx 2 \text{ мм};$$

$$h = 5b = 10 \text{ мм.}$$

Отыскание собственных колебаний спроектированного устройства.

Для подбора настройки частоты была построена упрощенная математическая модель системы для проведения модального анализа в программной среде Ansys Mechanical APDL посредством метода конечных элементов. Модель представляет собой сосредоточенную массу, которая соединена посредством абсолютно жестких стержней с упругими элементами (рис. 5), которые, в свою очередь, закреплены у основания.

В результате модального анализа был получен ряд собственных частот системы: 9,5; 62,7; 92,1; 517,4; 691,7 Гц. Наиболее подходящей для расчета является частота 92 Гц, т. к. она является ближайшей к частоте возмущающей

силы (100 Гц) и может обеспечить явление резонанса [5]. На основании полученного результата было произведено дальнейшее моделирование в среде MATLAB.

```
DISPLACEMENT  
STEP=1  
SUB =2  
FREQ=11.0667  
DMX =.742E-03
```

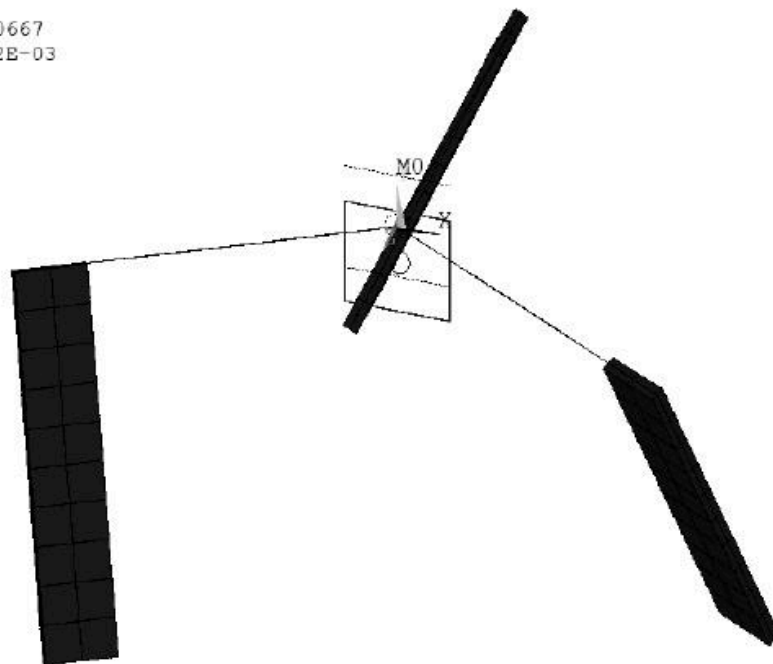


Рис. 5. Расчетная модель системы в ANSYS APDL

Стоит отметить, что настройку колебательной системы необходимо производить на работу на поднимающейся ветви резонансной кривой, т. е. дорезонансный режим, это обеспечивается при превышении собственной частоты над возмущающей [6]. Такая настройка системы имеет ряд преимуществ: снижает чувствительность системы к изменению затухания и обеспечивает стабильную работу при различной загрузке чаши, а также максимальное значение магнитного силового потока электромагнитного вибратора совмещается с минимальным значением воздушного зазора между статором и якорем, в результате чего значительно уменьшается ток холостого хода.

Имитационное моделирование в среде MATLAB. Для анализа динамики системы и верификации теоретических расчетов была разработана модель ВБЗУ в MATLAB Simulink (рис. 6). Модель включает блоки генерации вибрационных воздействий, расчета контактных сил, а также элементы, имитирующие движение таблеток по спиральной канавке чаши. Особое внимание уделено блокам, моделирующим упругую подвеску (Bushing Joint) и взаимодействие таблеток с поверхностью лотка (Spatial Contact Force). Результаты моделирования подтвердили корректность теоретических расчетов параметров движения и устойчивость работы устройства при заданной производительности.

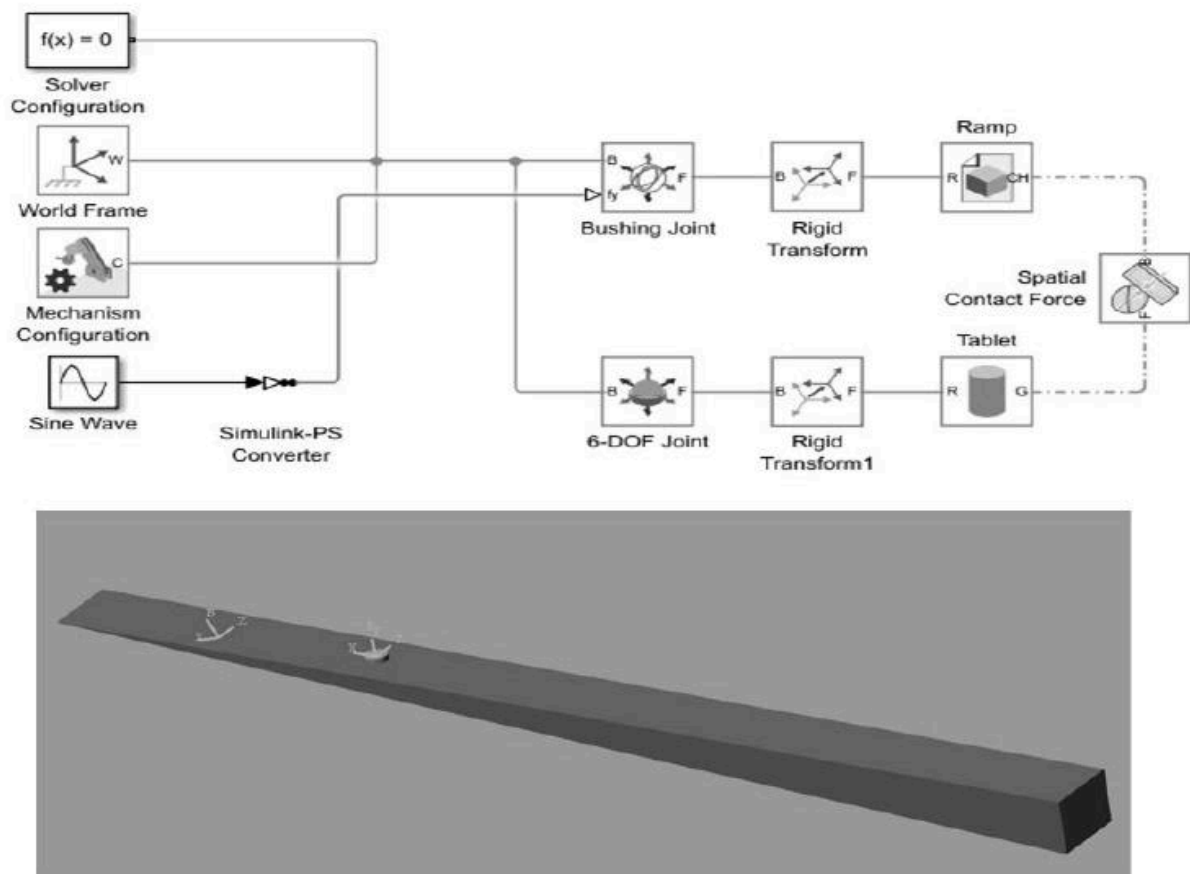


Рис. 6. Имитационная модель ВБЗУ в MATLAB Simulink и MATLAB Mechanics Explorers

Заключение. В результате кинематического и силового расчет были получены все важнейшие геометрические характеристики устройства. Полученные в среде ANSYS APDL данные несколько отличаются от ожидаемых (превышение собственной частоты над возмущающей), это может быть связано с неточностью параметров модели колебательной системы или ее построения. Вместе с тем, полученные приближенные значения и дальнейшее моделирование на их основании подтверждают работоспособность системы.

Результаты теоретических расчетов подтверждены имитационным моделированием в MATLAB Simulink, которое продемонстрировало устойчивую динамику движения таблеток и соответствие заданным параметрам производительности. Дальнейшие исследования могут быть направлены на оптимизацию геометрии чаши и уточнение параметров упругих элементов для минимизации энергопотребления и повышения точности дозирования.

Литература

- [1] Повидайло В.А. *Расчет и конструирование вибрационных питателей*. Москва, Машгиз, 1962, 151 с.
- [2] Павлова М.А. *Вибрационные бункеры для загрузочных устройств*. Москва, ЭНИМС, 1961, 40 с.
- [3] Тимофеев Г.А. *Теория механизмов и машин*. Москва, Юрайт, 2023, 432 с.

- [4] Попов А.Н., Полищук М.Н. *Оборудование автоматизированных производств. Мехатронные вибрационные загрузочные устройства технологических машин*. Санкт-Петербург, Изд-во СПбПУ, 2021, 52 с.
- [5] *Вибрации в технике: справочник. Т. 4. Вибрационные процессы и машины*. Москва, Машиностроение, 1981, 509 с.
- [6] Блехман И.И. *Вибрационная механика*. Москва, Наука, 1994, 394 с.

Development of a mathematical model and design of a vibratory bowl feeder

Antropova Irina Antonovna

Vorobeva Anastasia Pavlovna

Saschenko Denis Vladimirovich (*scientific advisor*)

BMSTU, Moscow, Russia

The paper presents a comprehensive approach to the design of a vibratory bowl feeder, including kinematic analysis of the bowl geometry, force calculation to determine the parameters of elastic rods, and investigation of the structure's natural frequencies in ANSYS APDL. It was found that the system's natural frequency differs from the operating frequency. To verify the results, a simulation model was developed in MATLAB, enabling analysis of the device's dynamics.

Keywords: vibratory bowl feeder, modal analysis, MATLAB Simulink, resonant frequency, motion dynamics, finite element method, simulation modeling