

Савелов Д. В.

Кременчугский
национальный
университет имени
Михаила
Остроградского

УДК 621.762.4

ИССЛЕДОВАНИЯ РЕЖИМА РАБОТЫ ВИБРАЦИОННОГО ПРЕССА С ЖЕСТКО-УПРУГИМИ ОГРАНИЧИТЕЛЯМИ

Наведено теоретичні дослідження робочого режиму і визначені основні параметри вібраційного преса з вертикально спрямованими коливаннями формувального пуансона, забезпеченого двома вібраційними збудниками колових коливань і жорстко-пружними обмежувачами. Проведені дослідження послужили основою для створення досить простої і надійної конструкції вібраційного преса з вертикально спрямованими коливаннями формувального пуансона, що забезпечує ефективне пресування і формування заготовок і виробів з конструкційних металевих порошків.

The article deals with the theoretical study of operation mode and basic parameters of vibration press with vertically directed vibrations of a formative puncheon fitted with two vibration exciters of circle vibrations and hard and elastic limiters. The conducted research has served as the basis for the development of simpler and safer construction of vibration press with the vertically directed vibrations of a formative puncheon providing the effective pressing and formatting of work piece and product manufactured from constructive metallic powder.

Введение. Вибрационные прессы с вертикально направленными колебаниями обычно состоят из станины с вертикальными направляющими, пуансона с размещенными на нем вибровозбудителями направленных колебаний, каждый из которых выполнен в виде двух параллельно расположенных вибровозбудителей круговых колебаний, связанных между собой при помощи зубчатого синхронизатора, обеспечивающего синхронное вращение вибровозбудителей круговых колебаний в противоположные стороны, съемной пресс-формы и подвижной траверсы, связанной с гидравлическим прижимным устройством [1]. Эти вибрационные прессы обеспечивают достаточно эффективное формование заготовок и изделий из порошковых смесей. Однако они имеют достаточно сложную конструкцию, повышенную металлоемкость и низкую надежность из-за использования цилиндрических зубчатых синхронизаторов, которые обычно быстро выходят из строя при высокочастотных колебаниях, характерных для вибрационных прессов с вертикально направленными

колебаниями. Кроме того, вибрация передается всей конструкции вибрационного преса, что снижает срок эксплуатации.

Цель работы. Основной целью настоящих исследований является создание достаточно простой и надежной конструкции вибрационного преса с вертикально направленными колебаниями, обеспечивающей эффективное формование заготовок и изделий из порошковых смесей.

Материал и результаты исследований. Предлагаемый вибрационный пресс [2] (рис. 1) содержит станину 1 с направляющими 2, жестко соединенными между собой в верхней части поперечиной 3, виброплиту 4 с жестко закрепленным на ней вибрирующим пуансоном с вибровозбудителем направленных колебаний 5, съемную пресс-форму 6. Вибрационный пресс дополнительно снабжен реактивной плитой 7, установленной в направляющих 2 во втулках скольжения 8 и связанной шарнирно при помощи тяги 9 с гидравлическим прижимным устройством 10, при этом виброплита 4 подвешена на упругих амортизаторах 11 к реактивной плите 7.

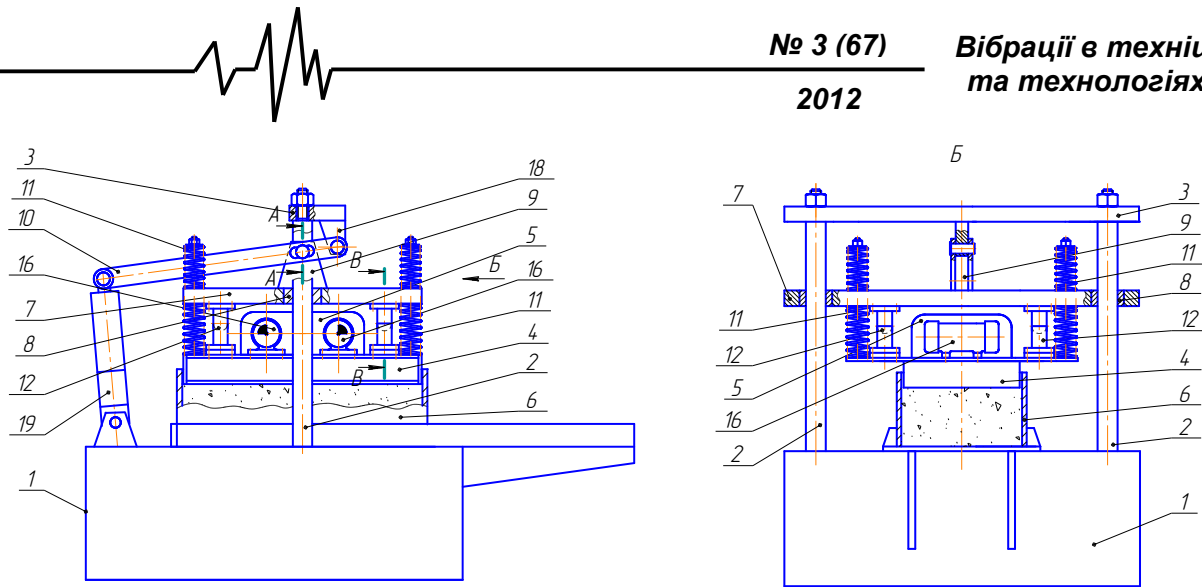


Рис. 1. Конструктивная схема вибрационного пресса с жестко-упругими ограничителями

Упругие амортизаторы 11 выполнены из цилиндрических пружин, установленных по дифференциальной схеме и попарно заблокированных траверсами. При этом упругие амортизаторы 11 установлены симметрично относительно центра тяжести виброплиты 4 как в продольном, так и в поперечном направлениях. Между реактивной плитой 7 и виброплитой 4 установлены жестко-упругие ограничители 12, каждый из которых состоит из закрепленного на реактивной плите 7 жесткого ударного элемента 13, контактирующего с закрепленной на виброплите 4 упруго металлической опорой, выполненной в виде жесткого стакана 14 и упругой прокладки 15, расположенной между опорой стакана 14 и виброплитой 4, при этом в неподвижном состоянии вибрационного пресса зазор между контактирующими поверхностями жестко-упругого ограничителя 12 равен $0,1 \dots 0,25$ высоты упругих амортизаторов 11, а жестко-упругие ограничители 12 расположены симметрично относительно центра тяжести виброплиты 4 как в продольном, так и в поперечном направлениях (рис. 2).

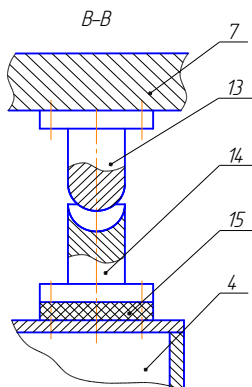
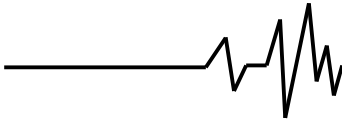


Рис. 2. Конструктивные особенности жестко-упругих ограничителей

Контактирующие поверхности жестко-упругих ограничителей 12 имеют сферическую поверхность. Вибровозбудитель направленных колебаний 5 выполнен в виде смещенных на одинаковом расстоянии от центра тяжести виброплиты 4 двух вибровозбудителей круговых колебаний 16 с противоположным направлением вращения. Гидравлическое прижимное устройство 10 выполнено в виде двуплечевого рычага относительно шарнира тяги 9, при этом один конец рычага шарнирно соединен с рамой 18, а второй конец рычага соединен шарнирно с гидроцилиндром 19, причем отношение длины первого конца рычага к длине второго конца рычага равно как $1/5 \dots 1/8$. Рычаг состоит из двух параллельных пластин, в которых выполнены сквозные пазы, через которые он соединяется с тягой 9 посредством оси 17.

Работа вибрационного пресса осуществляется следующим образом. Вибрационный пресс находится в исходном положении, при котором шток гидроцилиндра 19 полностью выдвинут, реактивная плита 7 вместе с виброплитой 4 и формующим пуансоном подняты вверх, а закрепленные на реактивной плите 7 жесткие ударные элементы 13 выведены из контакта с упругими металлическими опорами 15, закрепленными на виброплите 4. Далее в рабочую зону вибропресса подается пресс-форма 6, заполненная заранее отдозированной и тщательно перемешанной порошковой смесью. После этого насосная станция (на схеме не показана) подает рабочую жидкость в штоковую полость гидроцилиндра 19, в результате чего рычаг гидравлического прижимного устройства 10 перемещает реактивную плиту 7 посредством тяги 9 по направляющим 2 вниз и опускает виброплиту 4



с формующим пуансоном на поверхность порошковой смеси в пресс-форме 6. Плавающая подвеска позволяет формующему пуансону точно опираться на порошковую смесь, что обеспечивает требуемую ровность поверхности формируемого изделия. В момент контакта формирующего пуансона с порошковой смесью включается вибровозбудитель направленных колебаний 5, под действием которого виброплита 4 вместе с формующим пуансоном совершает направленные колебания с угловой частотой колебаний 293 рад/с и амплитудой 1,5...1,6 мм, оказывая тем самым на порошковую смесь виброударное воздействие, под действием которого смесь переходит в состояние повышенной текучести, в результате чего из неё удаляется часть воздуха и происходит более компактная укладка металлических частиц. При этом реактивная плита 7 продолжает перемещаться вниз по направляющим 2, в результате чего пружины в подвеске виброплиты 4 сжимаются, а контактирующие поверхности жестких ударных элементов 13 сближаются с контактирующими поверхностями упругих металлических опор 14 на виброплите 4. В тот момент, когда жесткие ударные элементы 13 соударяются контактирующими поверхностями с упругими металлическими опорами 14, виброплита 4 переходит в виброударный асимметричный режим работы, в результате чего амплитуда колебаний виброплиты 4 вместе с формующим пуансоном увеличивается и, при движении вниз, формующий пуансон оказывает на порошковую смесь более интенсивное вибрационное воздействие. В результате этих ударов, во-первых, происходит самосинхронизация вращения вибровозбудителей колебаний 5, а во-вторых, виброплита 4 вместе с формующим пуансоном осуществляет ассиметричные колебания в вертикальном направлении, увеличивая тем самым динамическую нагрузку на порошковую смесь, что благоприятно сказывается на эффективности уплотнения смеси. Это объясняется тем, что при ударах под действием повышенного динамического давления (напряжения) возрастают инерционные силы, в результате чего металлические частицы приобретают большую подвижность, преодолевая силы внутреннего трения порошковой смеси, соударяются друг с другом, переориентируются, сближаются и образуют большее количество контактов, а следовательно более плотную упаковку.

В момент полного взаимодействия контактирующих поверхностей жестко-упругих ограничителей 12 вибрационная нагрузка

гасится, и амплитуда колебаний виброплиты 4 с формующим пуансоном становится равной нулю. При этом виброплита 4 с формующим пуансоном продолжает перемещаться вниз вместе с реактивной плитой 7 оказывая статическое уплотнение порошковой смеси с усилием 50 кг/см^2 , развиваемым гидравлическим прижимным устройством 10 вибропресса. Когда гидропривод вибропресса развивает наибольшее статическое усилие прессования, движение реактивной плиты 7 вниз прекращается, а вибровозбудитель направленных колебаний 5 отключается. Рабочая жидкость подается в поршневую камеру гидроцилиндра 19, в результате чего поршень со штоком движется вверх, перемещая тем самым рычаг гидравлического прижимного устройства 10 вместе с реактивной плитой 7 по направляющим 2 вверх. Пружины в подвеске виброплиты 4 разжимаются, жесткие ударные элементы 13 выходят из контакта с упругими металлическими опорами 15, а формующий пуансон, отрываясь от поверхности отформованного изделия, поднимается вверх вместе с виброплитой 4 и реактивной плитой 7. В этот момент пресс-форма 6 вместе с отформованным изделием выдвигается из рабочей зоны и рабочий цикл повторяется.

Предложенное техническое решение позволяет довольно простым способом осуществить синхронизацию вращения вибровозбудителей круговых колебаний, значительно упростить конструкцию вибрационного пресса, уменьшить его металлоемкость и повысить надежность, а также обеспечить эффективное формование заготовок и изделий из порошковых смесей.

Для нахождения закономерностей движения и основных параметров вибрационного пресса процесс формирования будем рассматривать последовательно. Вначале рассмотрим динамическую систему, в которой формующий пуансон вибрационного пресса оказывается на порошковую смесь, находящуюся в пресс-форме, виброударное воздействие вертикально направленными колебаниями, реализуемыми по симметричному режиму. В соответствии с представленной на рис. 1 конструктивной схемой вибрационного пресса с жестко-упругими ограничителями, расчетная схема рассматриваемой динамической системы представлена на рис. 3. Эта динамическая система состоит из пресс-формы 1 с порошковой смесью, обладающей упругими c_1 и диссипативными b_1 свойствами, виброплиты

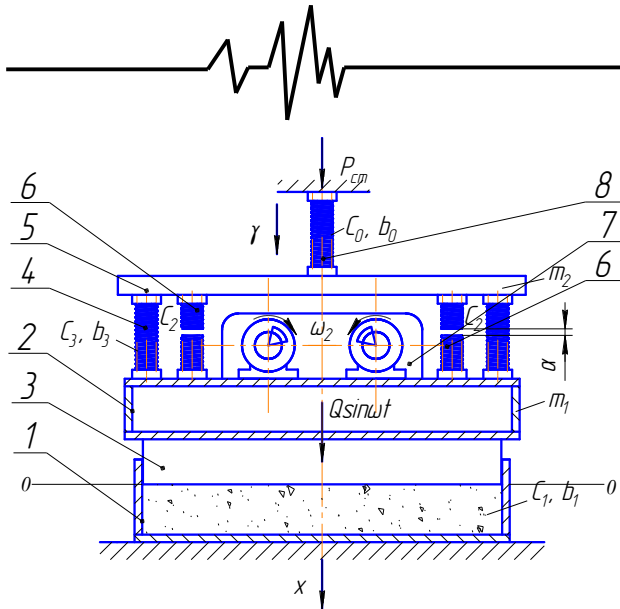


Рис. 3. Расчетная схема вибрационного пресса с жестко-упругими ограничителями

2 с формующим пуансоном 3 массой m_1 , подвешенной на упругих амортизаторах 4 с коэффициентами жесткости c_3 и демпфирования b_3 к реактивной плите 5 массой m_2 , жестко-упругих ограничителей 6 жесткостью c_2 , вибровозбудителя направленных колебаний 7, тяги 8 с коэффициентами жесткости c_0 и демпфирования b_0 . Зазор между жестко-упругими ограничителями α . На виброплиту 2 с формующим пуансоном 3 от вибровозбудителя 7 действует возмущение в виде вертикально направленной гармонической силы $Q \sin \omega t$. При этом взаимодействие жестких ударных элементов с упругими металлическими опорами жестко-упругих ограничителей 6 не происходит. Одновременно с этим реактивной плите 5 посредством тяги 8 передается вертикальное перемещение со скоростью V под действием статического усилия $P_{ст}$, в результате чего упругие амортизаторы 4 в подвеске виброплиты 2 деформируются.

Отсчет перемещений формующего пуансона будем вести от положения $0-0$, которое соответствует начальному касанию формующего пуансона с порошковой смесью в пресс-форме (рис. 3).

Упругая характеристика этой системы будет иметь вид, представленный на рис. 4. В случае несимметричной упругой характеристики следует учитывать, что отклонения формующего пуансона в обе стороны от положения равновесия будут различными. Модули указанных отклонений

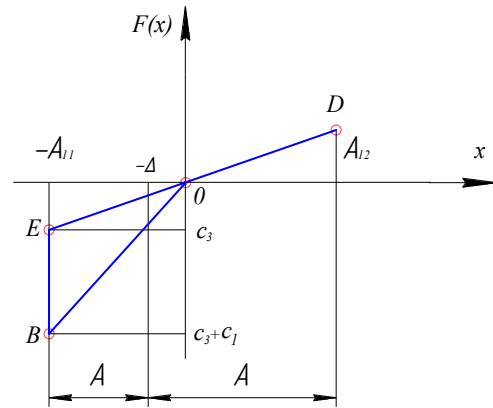


Рис. 4. Упругая характеристика динамической системы при отсутствии взаимодействия рабочих поверхностей жестко-упругих ограничителей

A_{11} и A_{12} (рис. 4) связаны между собой соотношением [3]:

$$\int_{-A_{11}}^{A_{12}} F(x) dx = 0, \quad (1)$$

из которого можно выразить одно из отклонений через другое.

Для упругой характеристики, представленной на рис. 4, функцию $F(x)$ можно описать интегралом первого рода:

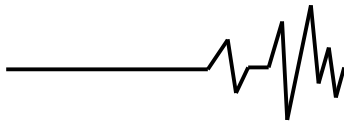
$$\Phi = \int_L F(x, y) dl = \int_{OB} F(x) dl + \int_{BE} F(x) dl + \int_{ED} F(x) dl = 0. \quad (2)$$

Подставляя значения функции $F(x)$, найдем:

$$\begin{aligned} \Phi = & \int_0^{-A_{11}} F(x) \cdot \sqrt{\left[-\left(\frac{c_1 + c_3}{A_{11}} \right)^2 + 1 \right]} dx + \int_{c_1 + c_3}^{c_3} c_3 \cdot \sqrt{(x')^2 + 1} dy + \\ & + \int_{-A_{11}}^{A_{12}} F(x) \cdot \sqrt{\left[\left(\frac{-c_3}{A_{11}} \right)^2 + 1 \right]} dx = \int_0^{-A_{11}} \left[-\frac{(c_1 + c_3) \cdot x}{A_{11}} \right] \cdot \sqrt{\left[-\left(\frac{c_1 + c_3}{A_{11}} \right)^2 + 1 \right]} dx + \\ & + \int_{c_1 + c_3}^{c_3} c_3 \cdot dy + \\ & + \int_{-A_{11}}^{A_{12}} \left(-\frac{c_3 \cdot x}{A_{11}} \right) \cdot \sqrt{\left[\left(\frac{-c_3}{A_{11}} \right)^2 + 1 \right]} dx = -(c_1 + c_3) \cdot \sqrt{A_{11}^2 - (c_1 + c_3)^2} - \\ & - 2 \cdot c_1 \cdot c_3 - c_3 \cdot \sqrt{A_{11}^2 + c_3} \cdot \left(\frac{A_{12}^2}{A_{11}^2} - 1 \right) = 0, \quad (3) \end{aligned}$$

откуда

$$A_{12} = A_{11} \sqrt{1 - \frac{(c_1 + c_3) \cdot \sqrt{A_{11}^2 - (c_1 + c_3)^2} - 2 \cdot c_1 \cdot c_3}{c_3 \cdot \sqrt{A_{11}^2 + c_3^2}}}. \quad (4)$$



Среднее положение системы (центр колебаний) смещено влево от начала координат на величину [3]:

$$\Delta = \frac{1}{2}(A_{11} - A_{12}) = \frac{1}{2} A_{11} \times \left\{ 1 - \sqrt{1 - \frac{(c_1 + c_3) \cdot \sqrt{A_{11}^2 - (c_1 + c_3)^2} - 2 \cdot c_1 \cdot c_3}{c_3 \cdot \sqrt{A_{11}^2 + c_3^2}}} \right\}. \quad (5)$$

Составим уравнение движения формулирующего пуансона в вертикальном направлении при условии, что взаимодействие жестких ударных элементов с упругими металлическими опорами жестко-упругих ограничителей не происходит:

$$\begin{cases} (m_n + m_1) \cdot \ddot{x}_1 + (b_1 + b_3) \cdot (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + (c_1 + c_3) \cdot (x_1 - x_2) = Q \sin \omega t; \\ m_2 \cdot \ddot{x}_2 + (b_0 + b_3) \cdot \dot{x}_2 - b_3 \cdot \dot{x}_1 + (c_0 + c_3) \cdot x_2 - c_3 \cdot x_1 = 0. \end{cases} \quad (6)$$

Дифференциальные уравнения колебаний (6) представим в матричной форме:

$$\begin{bmatrix} m_n + m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b_1 + b_3 & -(b_1 + b_3) \\ -b_3 & (b_0 + b_3) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 + c_3 & -(c_1 + c_3) \\ -c_3 & (c_0 + c_3) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (7)$$

Соотношение (7) можно представить в более компактном виде [4]:

$$M \cdot \ddot{X} + B \cdot \dot{X} + C \cdot X = F \cdot e^{i\omega t}, \quad (8)$$

где принято, что \ddot{X} , \dot{X} , X и F – вектор-столбцы:

$$\ddot{X} = \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{bmatrix}; \quad \dot{X} = \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix}; \quad X = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix}; \quad F = \begin{bmatrix} Q \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (9)$$

M, B и C – матрицы вида

$$\begin{aligned} M &= \begin{bmatrix} m_n + m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix}; \\ B &= \begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} \\ B_{21} & B_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} b_1 + b_3 & -(b_1 + b_3) \\ -b_3 & (b_0 + b_3) \end{bmatrix}; \\ C &= \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} \\ C_{21} & C_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} c_1 + c_3 & -(c_1 + c_3) \\ -c_3 & (c_0 + c_3) \end{bmatrix}, \end{aligned} \quad (10)$$

Рассмотрим только установившиеся вынужденные колебания. В этом случае решение (8) будет иметь вид:

$$X = A \cdot e^{i\omega t}. \quad (11)$$

После подстановки (11) и его производных в уравнение (8), получим следующую систему алгебраических уравнений в матричной форме:

$$(C - M \cdot \omega^2 + i \cdot \omega \cdot B) \cdot A = F. \quad (12)$$

Решая уравнение (12) относительно A и подставляя найденное выражение в выражение (11), найдем решение следующего вида:

$$A = L^* \cdot F \cdot e^{i\omega t}, \quad (13)$$

которое описывает гармонические движения двух масс с угловой частотой ω .

Здесь $L^* = (C - M \cdot \omega^2 + i \cdot \omega \cdot B)^{-1}$ – матрица, которая в развернутом виде представляется следующим соотношением:

$$L^* = \begin{bmatrix} L_{11}^* & L_{12}^* \\ L_{21}^* & L_{22}^* \end{bmatrix} = \frac{1}{K^*} \times \begin{bmatrix} C_{22} - M_{22} \cdot \omega^2 + i \cdot \omega \cdot B_{22} & -C_{12} - i \cdot \omega \cdot B_{12} \\ -C_{12} - i \cdot \omega \cdot B_{12} & C_{11} - M_{11} \cdot \omega^2 - i \cdot \omega \cdot B_{11} \end{bmatrix}, \quad (14)$$

где

$$K^* = (C_{11} - M_{11} \omega^2 + i \omega B_{11}) \cdot (C_{22} - M_{22} \omega^2 + i \omega B_{22}) - (C_{12} + i \omega B_{12}). \quad (15)$$

Элементы матрицы L^* представляют собой коэффициенты влияния, называемыми комплексными передаточными функциями [4]. В подобных матрицах комплексные числа представляют собой амплитуды и фазы установившихся колебаний при наличии демпфирования, обусловленных действием возмущающих сил, описываемых единичными гармоническими функциями.

Используя известные формулы для алгебраических операций над комплексными числами, решение (12) можно выразить через действительные амплитуды и фазовые углы:

$$x_1 = \frac{Q}{q} \cdot \sqrt{a^2 + b^2} \cdot \sin(\omega t - \theta_1); \quad (16 \text{ а})$$

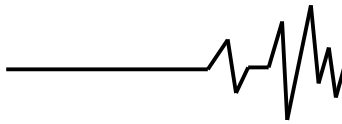
$$x_2 = \frac{Q}{q} \cdot \sqrt{c^2 + d^2} \cdot \sin(\omega t - \theta_2), \quad (16 \text{ б})$$

где

$$\begin{aligned} a &= C_{22} - M_{22} \cdot \omega^2; \quad b = B_{22} \cdot \omega; \quad c = C_{12}; \\ d &= B_{12} \cdot \omega; \\ q &= (C_{11} - M_{11} \cdot \omega^2) \cdot (C_{22} - M_{22} \cdot \omega^2) - C_{12}^2 - \\ &\quad - \omega^2 \cdot (B_{11} \cdot B_{22} - B_{12}^2) \end{aligned} \quad (17)$$

и

$$\theta_1 = \arctg\left(\frac{b}{a}\right); \quad \theta_2 = \arctg\left(\frac{d}{c}\right). \quad (18)$$



Теперь рассмотрим следующий режим вибрационного воздействия на порошковую смесь в пресс-форме, при котором контактирующие поверхности жестких ударных элементов взаимодействуют с поверхностями упругих металлических опор на виброплите (рис. 1), в результате чего виброплита вместе с формирующим пуансоном переходит в виброударный асимметричный режим работы.

Для определения закона движения и основных параметров вибрационного прессы исследуем динамическую систему, в которой виброплита 2 вместе с формирующим пуансоном 3 взаимодействует с жестко-упругими ограничителями 6 (рис. 3). При периодическом воздействии жестких ударных элементов 13 на упругие металлические опоры 14 (рис. 2), со стороны последних будет действовать упругая реакция, которую можно представить в виде кусочно-монотонной функции, представленной на рис. 5 при зазоре больше нуля. Угол α на рис. 5 определяется величиной зазора [3].

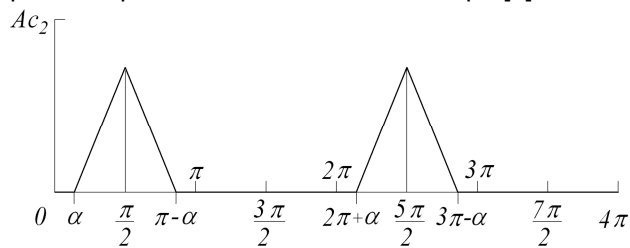


Рис. 5. Изменение величины упругой реакции при зазоре между ударными элементами и упругими металлическими опорами жестко-упругих ограничителей

Представленную на рис. 5 периодическую функцию $f(x)$ с периодом 2π можно описать следующим образом:

$$\begin{cases} f(x) = 0 & \text{при } 0 < x \leq \alpha, \\ f(x) = A C_2 (x - \alpha) & \text{при } \alpha < x \leq \frac{\pi}{2}, \\ f(x) = A C_2 (\pi - x - \alpha) & \text{при } \frac{\pi}{2} < x \leq \pi - \alpha, \\ f(x) = 0 & \text{при } \pi - \alpha < x \leq 2\pi, \end{cases} \quad (19)$$

Разложим функцию $f(x)$ в ряд Фурье. Коэффициенты разложения для функции $f(x)$ будут равны:

$$\begin{aligned} a_0 &= \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(x) \cdot dx = \frac{A C_2}{\pi} \left[\int_{\alpha}^{\pi/2} (x - \alpha) dx + \frac{1}{\pi} \int_{\pi/2}^{\pi - \alpha} (\pi - \alpha - x) dx \right] = \\ &= A C_2 \left(\frac{\pi}{4} - \alpha + \frac{\alpha^2}{2\pi} \right); \end{aligned} \quad (20)$$

$$a_k = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(x) \cos kx \cdot dx$$

$$\begin{aligned} &= \frac{A C_2}{\pi} \left[\int_{\alpha}^{\pi/2} (x - \alpha) \cos x \cdot dx + \frac{1}{\pi} \int_{\pi/2}^{\pi - \alpha} (\pi - \alpha - x) \cos x \cdot dx \right] = \\ &= -\frac{A C_2 \cos k\alpha}{\pi k^2} (1 + \cos k\pi) = \begin{cases} 0 & \text{при } k \text{ нечетном,} \\ -\frac{2 A C_2 \cos k\alpha}{\pi k^2} & \text{при } k \text{ четном,} \end{cases} \end{aligned} \quad (21)$$

$$b_k = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(x) \sin kx \cdot dx =$$

$$\begin{aligned} &= \frac{A C_2}{\pi} \left[\int_{\alpha}^{\pi/2} (x - \alpha) \sin x \cdot dx + \frac{1}{\pi} \int_{\pi/2}^{\pi - \alpha} (\pi - \alpha - x) \sin x \cdot dx \right] = \\ &= \frac{A C_2}{\pi k^2} [\sin k \frac{\pi}{2} - \sin k\alpha (1 - \cos k\pi)] = \begin{cases} 0 & \text{при } k \text{ четном,} \\ \frac{2 A C_2}{\pi k^2} (1 - \sin k\alpha) & \text{при } k=1, 5, 9, \dots \\ -\frac{2 A C_2}{\pi k^2} (1 + \sin k\alpha) & \text{при } k=3, 7, 11, \dots \end{cases} \end{aligned} \quad (22)$$

С достаточной для инженерных расчетов степенью точности для описания функции $f(x)$, представленной на рис. 5, можно ограничиться 4 членами разложения в ряд Фурье. При этом для вынужденных периодических колебаний виброплиты вместе с формирующим пуансоном силовое взаимодействие ударных элементов с упругими опорами может быть на основании выражений (19 – 22) с достаточной степенью точности представлено следующим разложением в ряд Фурье, т.е.

$$\begin{aligned} f(t) &= \frac{A C_2}{2} \left(\frac{\pi}{4} - \alpha + \frac{\alpha^2}{2\pi} \right) + \frac{2 A C_2}{\pi} \left[\frac{(1 - \sin \alpha) \sin \omega t}{1^2} - \frac{\cos 2\alpha \cos 2\omega t}{2^2} - \right. \\ &\quad \left. - \frac{(1 + \sin 3\alpha) \sin 3\omega t}{3^2} - \frac{\cos 4\alpha \cos 4\omega t}{4^2} \right]. \end{aligned} \quad (23)$$

Упругая характеристика этой системы будет иметь вид, представленный на рис. 6. В случае несимметричной упругой характеристики следует учитывать, что отклонения формирующего пуансона в обе стороны от положения равновесия будут различными. Модули указанных отклонений A_{11} и A_{12} (рис. 6) связаны между собой соотношением (1), а функцию $F(x)$ для характеристики, представленной на рис. 3 можно описать следующим интегралом:

$$\begin{aligned} \Phi &= \int_L F(x, y) dl = \int_{OB} F(x) dl + \int_{BE} F(x) dl + \int_{ED} F(x) dl + \\ &\quad + \int_{DM} F(x) dl = 0. \end{aligned} \quad (24)$$

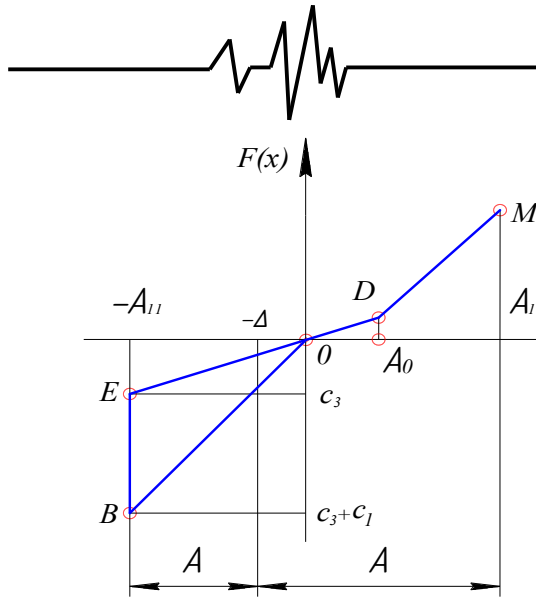


Рис. 6. Упругая характеристика динамической системы при наличии взаимодействия рабочих поверхностей жестко-упругих ограничителей

Подставляя значения функции $F(x)$, найдем:

$$\begin{aligned} \Phi = & \int_0^{-A_{11}} F(x) \cdot \sqrt{\left[-\left(\frac{c_1 + c_3}{A_{11}} \right)^2 + 1 \right]} \cdot dx + \int_{c_1 + c_3}^{c_3} c_3 \cdot \sqrt{(x')^2 + 1} \cdot dy + \\ & + \int_{-A_{11}}^{A_0} F(x) \cdot \sqrt{\left[\left(-\frac{c_3}{A_{11}} \right)^2 + 1 \right]} \cdot dx + \int_{A_0}^{A_{12}} (c_3 \cdot x + (x - A_0) \cdot c_2) \cdot dx = \\ = & \int_0^{-A_{11}} \left[-\frac{(c_1 + c_3) \cdot x}{A_{11}} \right] \cdot \sqrt{\left[-\left(\frac{c_1 + c_3}{A_{11}} \right)^2 + 1 \right]} \cdot dx + \int_{c_1 + c_3}^{c_3} c_3 \cdot dy + \\ & + \int_{-A_{11}}^{A_0} \left(-\frac{c_3 \cdot x}{A_{11}} \right) \cdot \sqrt{\left[\left(-\frac{c_3}{A_{11}} \right)^2 + 1 \right]} \cdot dx + \int_{A_0}^{A_{12}} (c_3 \cdot x + (x - A_0) \cdot c_2) \cdot dx = \\ = & -(c_1 + c_3) \cdot \sqrt{A_{11}^2 - (c_1 + c_3)^2} - 2 \cdot c_1 \cdot c_3 - c_3 \cdot \sqrt{A_{11}^2 + c_3^2} \cdot \left(\frac{A_0^2}{A_{11}^2} - 1 \right) + \\ & 2 \cdot c_1 \cdot c_3 - c_3 \cdot \sqrt{A_{11}^2 + c_3^2} \cdot \left(\frac{A_0^2}{A_{11}^2} - 1 \right) + \\ & + A_{12}^2 \cdot c_3 - A_0^2 \cdot c_3 + c_2 \cdot (A_{12} - A_0)^2 = 0. \end{aligned} \quad (25)$$

Введем обозначение $A_0 = k_a \cdot A_{12}$ и, подставив его в выражение (25), найдем

$$A_{12} = A_{11} \sqrt{\frac{(c_1 + c_3) \cdot \sqrt{A_{11}^2 - (c_1 + c_3)^2} + 2 \cdot c_1 \cdot c_3 - c_3 \cdot \sqrt{A_{11}^2 + c_3^2}}{A_{11}^2 \cdot [(c_2 + c_3) \cdot (1 - k_a^2)] - k_a^2 \cdot c_3 \cdot \sqrt{A_{11}^2 + c_3^2}}}. \quad (26)$$

где k_{a12} – коэффициент пропорциональности.

При этом среднее положение системы (центр колебаний) смещено влево от начала координат на величину:

$$\Delta = \frac{1}{2} A_{11} \times$$

$$\times \left(1 - \sqrt{\frac{(c_1 + c_3) \cdot \sqrt{A_{11}^2 - (c_1 + c_3)^2} + 2 \cdot c_1 \cdot c_3 - c_3 \cdot \sqrt{A_{11}^2 + c_3^2}}{A_{11}^2 \cdot [(c_2 + c_3) \cdot (1 - k_a^2)] - k_a^2 \cdot c_3 \cdot \sqrt{A_{11}^2 + c_3^2}}} \right). \quad (27)$$

Составим уравнение движения формирующего пуансона в вертикальном направлении при условии, что жесткие ударные элементы взаимодействуют с упругими металлическими опорами жестко-упругих ограничителей при условии, что зазор $\alpha > 0$:

$$\begin{aligned} & (m_n + m_1) \cdot \ddot{x}_1 + (b_1 + b_3) \cdot (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + \left(c_1 + c_3 + \frac{c_2}{2} \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\alpha^2}{2\pi} - \alpha \right) \right) \cdot (x_1 - x_2) = \\ & = - \left[c_1 + c_3 + \frac{c_2}{2} \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\alpha^2}{2\pi} - \alpha \right) \right] \cdot \Delta + Q \sin \omega t - \frac{2Ac_2}{\pi} \cdot [(1 - \sin \alpha) \cdot \sin \omega t - \\ & - \frac{\cos 2\alpha \cdot \cos 2\omega t}{4} - \frac{(1 + 3 \sin 3\alpha) \cdot \sin 3\omega t}{9} - \frac{\cos 4\alpha \cdot \cos 4\omega t}{16}], \\ & m_2 \cdot \ddot{x}_2 + (b_0 + b_3) \cdot \dot{x}_2 - b_3 \cdot \dot{x}_1 + \left(c_0 + c_3 + \frac{c_2}{2} \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\alpha^2}{2\pi} - \alpha \right) \right) \cdot x_2 - \\ & - \left[c_3 + \frac{c_2}{2} \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\alpha^2}{2\pi} - \alpha \right) \right] \cdot x_1 = 0. \end{aligned} \quad (28)$$

Как и в предыдущем случае представим решение системы (28) в матричном виде, с учетом того, что M, B и C – матрицы вида, имеющие следующие значения:

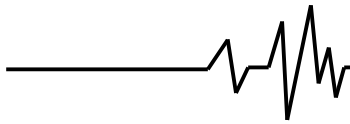
$$\begin{aligned} M &= \begin{bmatrix} m_n + m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix}; \\ B &= \begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} \\ B_{21} & B_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} b_1 + b_3 & -(b_1 + b_3) \\ -b_3 & (b_0 + b_3) \end{bmatrix}; \\ C &= \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} \\ C_{21} & C_{22} \end{bmatrix} = \\ &= \begin{bmatrix} c_1 + c_3 + \frac{c_2}{2} \cdot \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\alpha^2}{2\pi} - \alpha \right) & - \left(c_1 + c_3 + \frac{c_2}{2} \cdot \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\alpha^2}{2\pi} - \alpha \right) \right) \\ - \left(c_3 + \frac{c_2}{2} \cdot \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\alpha^2}{2\pi} - \alpha \right) \right) & c_0 + c_3 + \frac{c_2}{2} \cdot \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\alpha^2}{2\pi} - \alpha \right) \end{bmatrix}, \end{aligned} \quad (29)$$

а вектор-столбец F в представлении (9) для рассматриваемого случая имеет следующее значение:

$$F = \begin{bmatrix} - \left[c_1 + c_3 + \frac{c_2}{2} \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\alpha^2}{2\pi} - \alpha \right) \right] \cdot \Delta + Q \sin \omega t - \frac{2Ac_2}{\pi} \cdot [(1 - \sin \alpha) \cdot \sin \omega t - \\ - \frac{\cos 2\alpha \cdot \cos 2\omega t}{4} - \frac{(1 + 3 \sin 3\alpha) \cdot \sin 3\omega t}{9} - \frac{\cos 4\alpha \cdot \cos 4\omega t}{16}] \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (30)$$

Решение системы уравнений (28) для стационарных колебаний рассматриваемой динамической системы было найдено в следующем виде:

$$\begin{aligned} x_1 = & -\Delta + A_1' \sin(\omega_1 t - \theta_1') + A_1'' \cos(\omega_2 t + \theta_1'') + \\ & + A_1''' \sin(\omega_3 t - \theta_1''') + A_1'''' \cos(\omega_4 t + \theta_1''''), \end{aligned} \quad (31 \text{ а})$$



$$x_2 = -\Delta + A'_2 \sin(\omega_1 t - \theta'_2) + A''_2 \cos(\omega_2 t + \theta''_2) + A'''_2 \sin(\omega_3 t - \theta'''_2) + A''''_2 \cos(\omega_4 t + \theta''''_2), \quad (32 \text{ б})$$

где $A'_1, A''_1, A'''_1, A''''_1$ и $A'_2, A''_2, A'''_2, A''''_2$ – амплитуды колебаний соответственно формующего пуансона и реактивной плиты при угловой частоте ω_i , где $i=1...4$;

$$\omega_1 = \omega; \omega_2 = 2\omega; \omega_3 = 3\omega; \omega_4 = 4\omega; \quad (33)$$

$\theta'_1, \theta''_1, \theta'''_1, \theta''''_1$ и $\theta'_2, \theta''_2, \theta'''_2, \theta''''_2$ – углы сдвига фаз между амплитудой возмущающих сил и перемещением на соответствующей гармонике:

$$A'_1 = Q - \frac{2Ac_2}{\pi} (1 - \sin \alpha) \cdot \frac{\sqrt{a^2 + b^2}}{q(1)}; \quad (34)$$

$$A''_1 = \frac{2Ac_2}{\pi} \cdot \frac{\cos 2\alpha}{4} \cdot \frac{\sqrt{a^2 + b^2}}{q(2)}; \quad (35)$$

$$A'''_1 = \frac{2Ac_2}{\pi} \left(1 + \frac{\sin 3\alpha}{9}\right) \cdot \frac{\sqrt{a^2 + b^2}}{q(3)}; \quad (36)$$

$$A''''_1 = \frac{2Ac_2}{\pi} \cdot \frac{\cos 4\alpha}{16} \cdot \frac{\sqrt{a^2 + b^2}}{q(4)}. \quad (37)$$

$$a = C_{22} - M_{22(i)} \cdot \omega_i^2; \quad b = B_{22(i)} \cdot \omega_i; \quad c = C_{12};$$

$$d = B_{12(i)} \cdot \omega_i;$$

$$q(i) = (C_{11} - M_{11(i)} \cdot \omega_i^2) \cdot (C_{22} - M_{22(i)} \cdot \omega_i^2) - C_{12}^2 - \omega_i^2 \cdot (B_{11(i)} \cdot B_{22(i)} - B_{12(i)}^2) \quad (38)$$

$$\text{и} \quad A'_2 = Q - \frac{2Ac_2}{\pi} (1 - \sin \alpha) \cdot \frac{\sqrt{c^2 + d^2}}{q(1)}; \quad (39)$$

$$A''_2 = \frac{2Ac_2}{\pi} \cdot \frac{\cos 2\alpha}{4} \cdot \frac{\sqrt{c^2 + d^2}}{q(2)}; \quad (40)$$

$$A'''_2 = \frac{2Ac_2}{\pi} \left(1 + \frac{\sin 3\alpha}{9}\right) \cdot \frac{\sqrt{c^2 + d^2}}{q(3)}; \quad (41)$$

$$A''''_2 = \frac{2Ac_2}{\pi} \cdot \frac{\cos 4\alpha}{16} \cdot \frac{\sqrt{c^2 + d^2}}{q(4)}. \quad (42)$$

$$\theta^i_1 = \arctg\left(\frac{ib}{a}\right); \quad \theta^i_2 = \arctg\left(\frac{id}{c}\right). \quad (43)$$

Принимая в первом приближении $A = A'_1$ и подставляя это значение в выражение (34), найдем

$$A'_1 = \frac{Q}{q(1) + \frac{2c_2}{\pi} (1 - \sin \alpha) \sqrt{a^2 + b^2}}. \quad (44)$$

Из рис. 4 и 6 следует, что

$$A_{11} = A + \Delta \approx A'_1 + \Delta. \quad (45)$$

Используя зависимости (35 – 43) определяются остальные элементы разложения в ряд. Как правило, первое приближение дает достаточно точные результаты, приемлемые для инженерных расчетов. Используя метод последовательных приближений, можно уточнить полученные результаты на 0,5 – 1,5%.

В результате проведенных теоретических исследований было установлено, что при жесткости $c_2 = 2c_3$ обеспечивается устойчивый режим работы вибрационного пресса, создается с требуемой синхронизацией вращения. При этом одновременно повышается эффективность прессования порошковых смесей. Теоретические и экспериментальные исследования показали высокую сходимость результатов, максимальные их расхождения не превышают 5%.

Выводы. В результате проведенных теоретических исследований рабочего режима определены основные параметры вибрационного пресса с вертикально направленными колебаниями формующего пуансона, снабженного двумя вибрационными возбудителями круговых колебаний и жестко-упругими ограничителями. Полученные результаты послужили основой для создания достаточно простой и надежной конструкции вибрационного пресса с вертикально направленными колебаниями формующего пуансона, обеспечивающего эффективное прессование и формование заготовок и изделий из конструкционных металлических порошков.

Литература

1. Порошковая металлургия / С.С. Кипарисов, Г.А. Либенсон. – Москва: Металлургия, – 1980. – 496 с.
2. Пат. 69960 Україна, МПК В28В 1/08. Вібропрес для формування виробів з металевих порошків / Савелов Д.В., Драгобецький В.В.; заявник і патентовласник КрНУ імені Михайла Остроградського. – № 200111937; заявл. 11.10.2012; опубл. 25.05.2012, Бюл. №10. – 5 с.
3. Биргер И.А. Прочность, устойчивость, колебания. Справочник в трех томах. Том 3. / И.А. Биргер. – М.: Машиностроение, 1968. – 568 с.
4. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле / Пер. с англ. Л.Г. Григолюка. – Москва: Машиностроение, 1985. – 472 с.