

АНАЛИЗ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ВИБРОРОТОРНОЙ ДРОБИЛКИ

Игорь Паламарчук, Виталий Янович, Игорь Купчук

Винницкий национальный аграрный университет

Ул. Сонячна, 3, Винница, Украина. E-mail: kupchuk.igor@mail.ru

Palamarchuk Igor, Yanovich Vitaliy, Kupchuk Igor

Vinnitsia national agrarian university

Soniachna St., 3, Vinnytsia, Ukraine. E-mail: kupchuk.igor@mail.ru

Аннотация. В статье приведена принципиальная схема вибророторной дробилки для измельчения зернового крахмалосодержащего сырья спиртового производства, которая реализует идею комбинированного взаимодействия вибрационного и вращательного движения исполнительного органа, сочетание ударного и режущего воздействия рабочих элементов на обрабатываемый материал, что позволяет обрабатывать как кондиционное сырье так и сырье с повышенным содержанием влаги без значительного уменьшения пропускной способности оборудования и обеспечить своевременное выведение продукта из зоны измельчения.

На основе теоретических исследований динамической модели вибророторной дробилки, было получено графические зависимости и установлены оптимальные параметры ее работы при минимальных энергетических затратах.

Ключевые слова: вибропривод, динамика движения, кинематический привод, измельчение, вибророторная дробилка.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Спиртовая промышленность тесно связана, с одной стороны, с многочисленными отраслями народного хозяйства, для которых спирт является сырьем, основным и вспомогательным материалом, с другой - с сельским хозяйством, которое обеспечивает данное производство растительным сырьем и получает взамен изъятые из него белковые витаминизированные корма. Она является единственной отраслью промышленности, способной превращать дефектное крахмалосодержащее сырье в доброкачественные продукты [1].

Среди механических процессов в производстве спирта одним из важнейших этапов отмечают измельчения, поскольку от показателей качества исходного сырья, в частности дисперсности материала, зависит энергоёмкость дальнейшей обработки [1, 2]. Однако, указанный процесс характеризуется значительной энергоёмкостью, что в свою очередь отражается на повышении себестоимости готовой продукции [3-5].

Поэтому актуальным является поиск путей снижения энергетических затрат на указанный процесс при достижении необходимых качественных показателей конечного продукта.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Известно достаточно много разнообразных схем переработки зернового крахмалосодержащего сырья, в спирт.

Так, для получения этанола и другого целевого продукта на современных предприятиях западной Европы и США применяют "мокрую" схему, суть которой заключается в измельчении молотковыми дробилками зерна, поступившего после операции замачивания, с последующим выделением крахмала, глютенa, зародыша и клетчатки в водной среде [5-7]. Для Украины же, характерно «сухое» измельчение с предыдущим обезвоживанием материала.

Однако в обоих случаях, при течении указанного процесса возникает ряд проблем. Так, при измельчении предварительно замоченного продукта имеют место значительные энергетические затраты, поскольку при повышении влажности и температуры разрушающее усилие сжатия снижается, что указывает на постепенное увеличение пластичности зерна и уменьшения его хрупкости, с одновременным повышением абсолютной деформации, которую зерно выдерживает до разрушения, в результате чего сопротивление зерна измельчению растёт, кроме того в результате увеличения адгезионных сил происходит забивание сепарационной поверхности, что приводит к несвоевременному выводу продукта из зоны измельчения [1, 8-10]. Предварительное обезвоживание, по «сухой» схеме переработки, значительно увеличивает удельные энергетические затраты на единицу готовой продукции.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

На основе проведенного анализа технологических процессов [1, 3, 4, 11-13,] и конструктивных схем существующего оборудования [1, 5, 14-16] для реализации процесса измельчения сыпучих масс, нами предлагается более эффективный способ измельчения зернового сырья спиртового производства, сущность которого заключается в разработке принципиально новой схемы дробилки, которая могла бы реализовать сочетание ударного и режущего воздействия рабочих элементов на обрабатываемый материал, что позволит обрабатывать как кондиционное сырье так и сырье с повышенным содержанием влаги без значительного уменьше-

ния пропускной способности оборудования и обеспечить своевременное выведение продукта из зоны измельчения, тем самым нивелируя чрезмерную циркуляцию воздушно-продуктового слоя, а как следствие уменьшить удельные энергетические затраты на указанную обработку [17].

Однако, для достижения высоких показателей эффективности процесса, необходимо выполнить теоретическое исследование динамики исполнительного органа разработанного оборудования, и обосновать оптимальные параметры для эффективного рабочего режима.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

На рис.1 представлена принципиальная схема разработанной вибророторной дробилки, для реализации данного способа [1, 17-19].

При включении электродвигателя 5 крутящий момент через эластичную муфту 6, передается на кинематический вал 7 с противовесами 8, вращение которого приводит к созданию комбинированной силовой и моментной неуравновешенности размещенного на нем ротора 9 из дисковидными элементами. Обрабатываемый материал непрерывно поступает через загрузочную горловину 2 и измельчается в результате вращающегося и колеблющегося движения дисковидных бичей 10.

С уменьшением размеров частиц измельченный материал под действием центробежных сил и знакопеременных нагрузок через ситовую поверхность подвергается интенсивной классификации: частицы равные или меньше диаметра отверстий сита 4 выгружаются через горловину 3, остальные - на повторное измельчение [1, 14, 20].

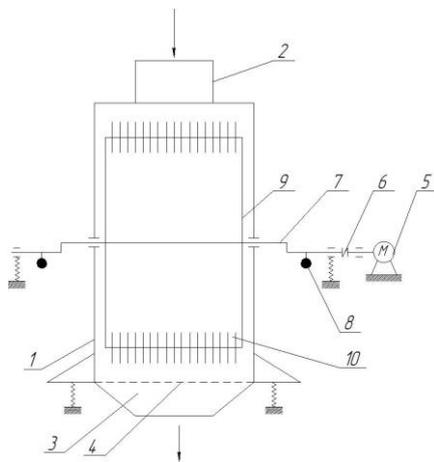


Рис. 1. Принципиальная схема вибророторной дробилки: 1 – корпус; 2, 3 – загрузочная и разгрузочная горловины; 4 – сепарационная поверхность; 5 – электродвигатель; 6 – муфта эластичная; 7 – кинематический вал; 8 – противовес; 9 – ротор; 10 – дисковые элементы

Fig. 1. The principal scheme of vibration-rotor mill: 1 – frame; 2, 3 – loading and unloading channels; 4 – separation surface; 5 – electromotor; 6 – elastic coupling; 7 – kinematically shaft; 8 – counterweight; 9 – rotor; 10 – disk type elements

Для составления уравнений в соответствии с принятыми предположениями принимаем систему координат XYZ с подвижными системами координат $x_1y_1z_1$ и $x_2y_2z_2$, к которой по правилу суперпозиции вносим схему исследуемой машины (рис. 2, 3).

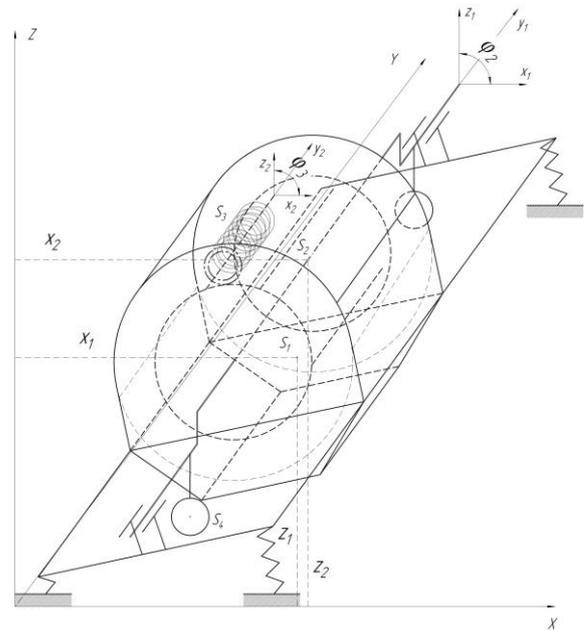


Рис. 2. Расчетная схема кинематического анализа модели вибророторной дробилки

Fig. 2. The estimated scheme of kinematically analysis of vibration-rotor mill model

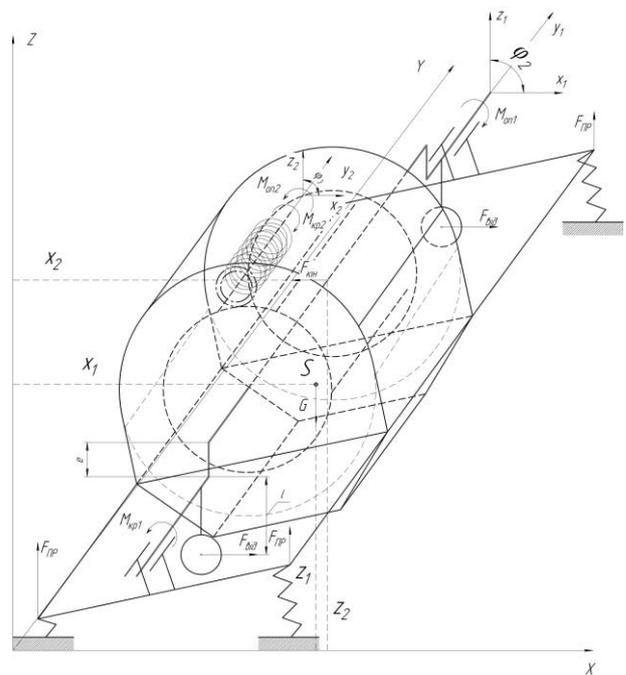


Рис. 3. Расчетная схема силового анализа модели вибророторной дробилки

Fig. 3. The estimated scheme of power analysis of vibration-rotor mill model

Исследуемую вибросистему можно представить математической моделью с семью степенями свободы:

x_1, z_1 – линейные перемещения центра масс корпуса вдоль осей OX, OZ ;

x_2, z_2 – линейные перемещения центра масс ротора вдоль осей OX, OZ ;

ϕ_2 – угловое перемещение ротора относительно оси o_1y_1 ;

ϕ_3 – угловое перемещение рабочего диска относительно оси o_2y_2 .

В исследуемой вибросистеме можно выделить четыре характерные массы в общей массе m (1):

$$m = m_1 + m_2 + m_3 + m_4 \quad (1)$$

$$\begin{cases} m_1 = m_K + m_{зав} \cdot \mu + m_{o.p} + m_{н.в.}, \\ m_2 = m_{нр.в.} + m_{н.д} + m_e + m_{o.д} + m_{д.о} + m_M, \\ m_3 = m_{р.д}, \\ m_4 = m_{д}. \end{cases} \quad (2)$$

где: m_K – масса корпуса; $m_{зав}$ – масса загрузки; μ – коэффициент присоединенной массы загрузки; $m_{o.p}$ – масса опорной рамы; $m_{н.в.}$ – масса подшипниковых узлов; m_M – масса муфты; $m_{р.д}$ – масса рабочих дисков; $m_{д}$ – масса дисбалансов; $m_{нр.в.}$ – масса приводного вала; $m_{н.д}$ – масса промежуточных дисков; m_e – масса эксцентриковых вариативных механизмов; $m_{o.д}$ – масса опорных дисков; $m_{д.о}$ – масса дисковых осей.

Для определения кинетической энергии системы исследуемый механизм разбиваем на элементарные составляющие – звенья и проводим их кинетический анализ на основе которого получаем общее выражение:

$$\begin{aligned} T = & \frac{1}{2} m_1 [\dot{x}_1^2 + \dot{z}_1^2] + \frac{1}{2} m_2 [(e \cdot \dot{\phi}_2)^2 + (x_1^2 + z_1^2) \cdot \dot{\phi}_2 + \\ & + 2 \cdot e \cdot \dot{\phi}_2 \cdot x_1] + \frac{1}{2} m_3 [(r_{д} \cdot \dot{\phi}_3 \cdot ku)^2 + \\ & + (r \cdot \dot{\phi}_2)^2 + (x_1^2 + z_1^2) \cdot \dot{\phi}_2 + 2(r \cdot \dot{\phi}_2) x_1 - \\ & - 2(r_{д} \cdot \dot{\phi}_3 \cdot ku)(2x_1 + r \cdot \dot{\phi}_2)] + \frac{1}{2} m_4 [(l \cdot \dot{\phi}_2)^2 + \\ & + (x_1^2 + z_1^2) \cdot \dot{\phi}_2 + 2 \cdot l \cdot \dot{\phi}_2 \cdot x_1] + \\ & + \frac{1}{2} [(I_2 \dot{\phi}_2^2) + (I_3 \dot{\phi}_3^2 ku) + (I_3 \dot{\phi}_2^2) + (I_4 \dot{\phi}_2^2)], \end{aligned} \quad (3)$$

где: I_1 – момент инерции массы m_1 относительно оси OY ; I_2 – момент инерции массы m_2 относительно оси o_1y_1 ; I_3 – момент инерции массы m_3 относительно оси o_2y_2 ; I_4 – момент инерции массы m_4 относительно оси OY ; ku – коэффициент передачи крутящего момента; \dot{x}_1, \dot{z}_1 – скорость ц.м. контейнера относительно оси OX та OZ ; e – расстояние от ц.м. к относительной оси o_1y_1 ; $\dot{\phi}_2$ – угловая скорость ротора; $r_{д}$ – радиус робочего диска; $\dot{\phi}_3$ – угловая скорость робочего диска; ku – коэффициент передачи крутящего момента; $r_{o.д}$ – радиус опорного диска; r – рас-

стояние от кромки рабочего диска к оси вращения o_1y_1 ; l – расстояние от ц.м. к относительной оси o_1y_1 .

Для оценки закономерностей движения исполнительного органа исследуемого оборудования по каждой из независимых координат составляем уравнения Лагранжа II рода. Подставляя значения производных, обобщающих сил системы, в систему уравнений, а также учитывая диссипативные силы сопротивления в исследуемой системе, получаем выражение:

$$\begin{cases} \ddot{x} + \alpha_x \cdot \dot{x} - x \left[\frac{\dot{\phi}_2(m_2 + m_3 + m_4) + c_x}{m_1} \right] = \\ \cos(\omega_2 \cdot t) \left(\frac{(m_2 + m_3)\omega_2^2 e - m_4 \omega_2^2 l}{m_1} \right) + \\ \frac{m_2 \cdot \dot{\phi}_2 \cdot e + m_3 \cdot r \cdot \dot{\phi}_2 - m_3 \cdot 2ku \cdot r_{д} \cdot \dot{\phi}_3 + m_4 \cdot \dot{\phi}_2 \cdot l}{m_1}, \\ \ddot{z} + \alpha_z \cdot \dot{z} - z \cdot \left[\frac{\dot{\phi}_2(m_2 + m_3 + m_4) + c_z}{m_1} \right] = \\ \frac{(m_2 + m_3)\omega_2^2 e - m_4 \omega_2^2 l}{m_1} \times \sin(\omega_2 \cdot t) - \\ \frac{(m_1 + m_2 + m_3 + m_4)g}{m_1}, \\ \frac{m_3(2rx - 2\dot{\phi}_2 r^2 - 2ku \cdot r_{д} \dot{\phi}_3 \cdot r + x^2 + z^2)}{2} + \\ \frac{m_2(x^2 + 2ex + z^2 + 2\dot{\phi}_2 e^2)}{2} + \frac{m_4(2\dot{\phi}_2 l^2 + 2lx + x^2 + z^2)}{2} \\ + \dot{\phi}_2(I_2 + I_3 + I_4) = M_{кп1} + m_2 \omega_2^2 e^2 \cdot \sin(\omega_2 \cdot t) - \\ - m_4 \omega_2^2 l^2 \cdot \sin(\omega_2 \cdot t) - M_{om1}; \\ ku \cdot r_{д} \cdot m_3(ku \cdot r_{д} \cdot \dot{\phi}_3 - (2x + r \cdot \dot{\phi}_2)) + I_3 \cdot ku \cdot \dot{\phi}_3 = \\ = (M_{кп2} - M_{om2}) \cdot ku \end{cases} \quad (4)$$

где: $k_x^2 = \frac{\omega_2(m_2 + m_3 + m_4) + c_x}{m_1}$ – собственная частота колебаний системы относительно оси OX ;

$k_z^2 = \frac{\omega_2(m_2 + m_3 + m_4) + c_z}{m_1}$ – собственная частота колебаний системы относительно оси OZ ;

$M_{кп1}$ – крутящий момент на приводном валу; $M_{кп2}$ – крутящий момент на дисковой оси; M_{om1}, M_{om2} – соответственно моменты сопротивления привода ротора и дисков; C_x, C_z – жесткость упругих элементов вдоль соответствующих осей.

Решив данные уравнения как линейные дифференциальные уравнения второго порядка с постоянными коэффициентами было получено линейные зависимости движения исполнительных органов исследуемой машины:

$$\begin{cases} x = \frac{F_m \alpha_x \omega_2 \sin \omega_2 t}{\left(k_x^2 - \omega_2^2\right)^2 + \alpha_x^2 \omega_2^2} + \frac{F_m \left(k_x^2 - \omega_2^2\right) \cos \omega_2 t}{\left(k_x^2 - \omega_2^2\right)^2 + \alpha_x^2 \omega_2^2} \\ z = \frac{F_m \left(k_z^2 - \omega_2^2\right) \sin \omega_2 t}{\left(k_z^2 - \omega_2^2\right)^2 + \alpha_z^2 \omega_2^2} + \frac{F_m \alpha_z \omega_2 \cos \omega_2 t}{\left(k_z^2 - \omega_2^2\right)^2 + \alpha_z^2 \omega_2^2} \end{cases} \quad (5)$$

Амплитуда колебаний относительно оси OX и OZ имеет вид:

$$\begin{cases} A_x = \frac{F_m \sqrt{\alpha_x^2 \omega_2^2 + (k_x^2 - \omega_2^2)^2}}{(k_x^2 - \omega_2^2)^2 + \alpha_x^2 \omega_2^2} = \frac{F_m}{\sqrt{(k_x^2 - \omega_2^2)^2 + \alpha_x^2 \omega_2^2}} \\ A_z = \frac{F_m \sqrt{(k_z^2 - \omega_2^2)^2 - (\alpha_z \omega_2)^2}}{(k_z^2 - \omega_2^2)^2 + \alpha_z^2 \omega_2^2} = \frac{F_m}{\sqrt{(k_z^2 - \omega_2^2)^2 + \alpha_z^2 \omega_2^2}} \end{cases} \quad (6)$$

Абсолютная амплитуда колебаний $A = \sqrt{A_x^2 + A_z^2}$, с учетом зависимостей (5) и (6), составляет:

$$A = \sqrt{\left(\frac{\left(\frac{(m_2 + m_3)\omega_2^2 e - m_4 \omega_2^2 l}{m_1} + \frac{m_2 \cdot \omega_2 \cdot e + m_3 \cdot r \cdot \omega_2 - m_3 \cdot 2ku \cdot r_0 \cdot \omega_3 + m_4 \cdot \omega_2 \cdot l}{\cos(\omega_2 \cdot t) m_1} \right)^2}{\left(\frac{\omega_2(m_2 + m_3 + m_4) + c_x}{m_1} - \omega_2^2 \right)^2 + \left(2 \sqrt{\frac{\omega_2(m_2 + m_3 + m_4) + c_x}{m_1} - \omega_2^2} \right)^2 \cdot \omega_2^2} \right)^2 + \left(\frac{\left(\frac{(m_2 + m_3)\omega_2^2 e - m_4 \omega_2^2 l}{m_1} - \frac{(m_1 + m_2 + m_3 + m_4)g}{\sin(\omega_2 \cdot t) \cdot m_1} \right)^2}{\left(\frac{\omega_2(m_2 + m_3 + m_4) + c_z}{m_1} - \omega_2^2 \right)^2 + \left(2 \sqrt{\frac{\omega_2(m_2 + m_3 + m_4) + c_z}{m_1} - \omega_2^2} \right)^2 \cdot \omega_2^2} \right)^2} \quad (7)$$

Используя представленную зависимость, можно определить другие параметры вибрационного поля для установившегося режима, пропорционально амплитуде и частоте колебаний, а именно: виброскорость $v = A \cdot \omega$; виброускорение $a = A \cdot \omega^2$; интенсивность колебаний $I = a \cdot v = A^2 \cdot \omega^3$.

Выражение мощности исследуемого привода будет иметь вид:

$$N_{Fmax} = \sqrt{\left(\frac{\left(\frac{(m_2 + m_3)\omega_2^2 e - m_4 \omega_2^2 l}{m_1} + \frac{m_2 \cdot \omega_2 \cdot e + m_3 \cdot r \cdot \omega_2 - m_3 \cdot 2ku \cdot r_0 \cdot \omega_3 + m_4 \cdot \omega_2 \cdot l}{\cos(\omega_2 \cdot t) m_1} \right)^2}{\left(\frac{(m_2 + m_3)\omega_2^2 e - m_4 \omega_2^2 l}{m_1} - \frac{(m_1 + m_2 + m_3 + m_4)g}{\sin(\omega_2 \cdot t) \cdot m_1} \right)^2} \right)^2} \times \left(\frac{\left(\frac{(m_2 + m_3)\omega_2^2 e - m_4 \omega_2^2 l}{m_1} + \frac{m_2 \cdot \omega_2 \cdot e + m_3 \cdot r \cdot \omega_2 - m_3 \cdot 2ku \cdot r_0 \cdot \omega_3 + m_4 \cdot \omega_2 \cdot l}{\cos(\omega_2 \cdot t) m_1} \right)^2}{(k_x^2 - \omega_2^2)^2 + \alpha_x^2 \omega_2^2} \cdot \alpha_x \omega_2 \right) + \left(\frac{\left(\frac{(m_2 + m_3)\omega_2^2 e - m_4 \omega_2^2 l}{m_1} - \frac{(m_1 + m_2 + m_3 + m_4)g}{\sin(\omega_2 \cdot t) \cdot m_1} \right)^2}{(k_z^2 - \omega_2^2)^2 + \alpha_z^2 \omega_2^2} \cdot \alpha_z \omega_2 \right) \times \left((k_z^2 - \omega_2^2) \cos \omega_2 t + \alpha_z \omega_2 \sin \omega_2 t \right) \quad (8)$$

Для решения и анализа полученных уравнений движения исполнительного органа виброторной дробилки применялось математическую среду MathCad.

Использование данной программы позволило определить оптимальные значения амплитудно-частотных и энергетических характеристик в зависимости от угловой скорости приводного вала неуравновешенных масс в интервале реального времени для разработки условий работы системы с минимальными энергетическими затратами (рис. 4-7).

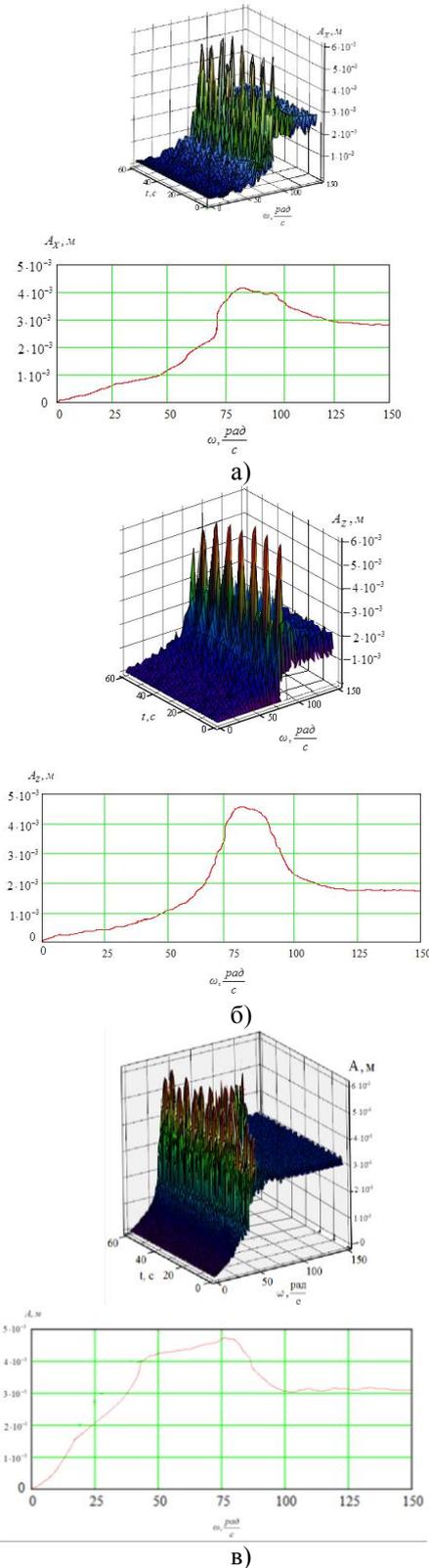


Рис. 4. Амплитудно-частотные характеристики машины: а), б) – соответствующие амплитудные составляющие по оси координат OX, OZ; в) – общая амплитуда колебаний исполнительного органа

Fig. 4. The Amplitude-frequency characteristics of the machine: а), б) – amplitude component corresponding to the coordinate axes OX, OZ; в) – the total amplitude executive unit

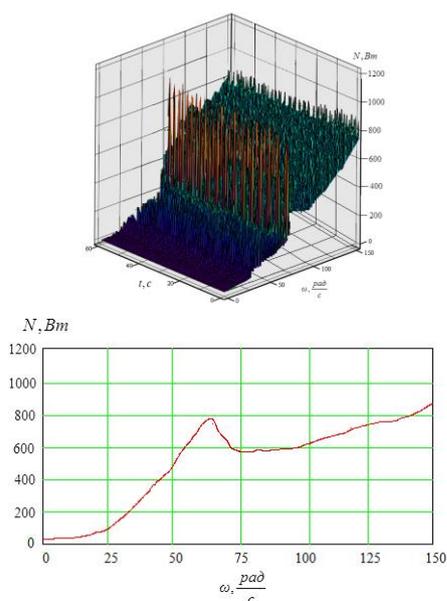


Рис. 5. Потребляемая мощность на приводном валу
Fig. 5. The power consumption at the drive shaft

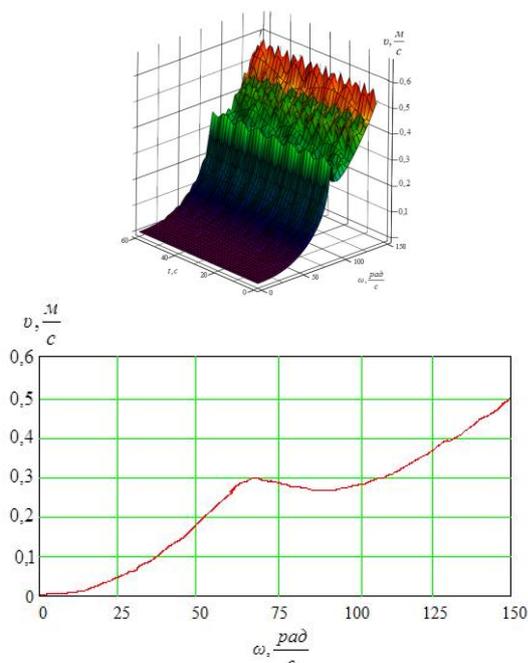


Рис. 6. Виброскорость исполнительного органа дробилки
Fig. 6. The vibration speed of crusher executive unit

Для решения поставленной задачи принято базу данных, в которую внесены значения: диапазон угловой скорости приводного вала $\omega_2 = 0 \dots 150$ рад/с, и интервал фактора времени $t = 0 \dots 60$ с, а также значения основных параметров исследуемой системы.

В дальнейшем исчислении использовали систему уравнений (6), которые после математического решения были внесены в тело программы MathCad для автоматизированного выявления оптимальных параметров работы.

Теоретический анализ представленных дифференциальных уравнений движения исполнительного

органа разработанной вибророторной дробилки, позволил установить, что во время его работы, без подачи материала, наблюдается резонансный режим по оси OZ до $A_z = 4,5$ мм при угловой скорости приводного вала 80 рад / с, по оси OX – $A_x = 4,1$ мм при 78 рад/с. Как результат, пиковые значения суммарной амплитуды колебаний наблюдаются при 76 рад/с и составляют $A = 4,7$ мм.

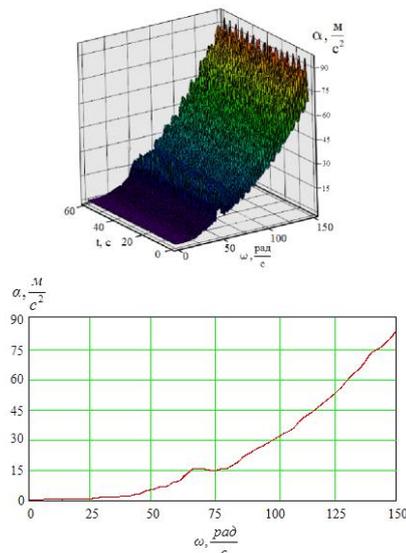


Рис. 7. Виброускорение исполнительного органа дробилки
Fig. 7. The vibration acceleration of crusher executive unit

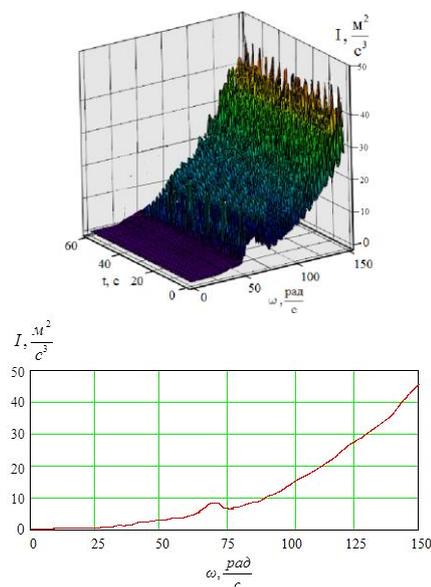


Рис. 8. Интенсивность колебаний исполнительного органа дробилки
Fig. 8. The vibrations intensity of crusher executive unit

Анализируя графическую зависимость виброскорости от угловой скорости приводного вала в резонансном режиме работы наблюдаемые значения до 0,3 м/с при 71 рад/с, пиковые значения наблюдаются в зарезонансном режиме при 150 рад/с, и составляют 0,5 м/с.

Рассматривая графическую зависимость виброускорения от угловой скорости, максимальное значение 82 м/с^2 наблюдается при 150 рад/с .

Предыдущие графические зависимости позволили определить теоретическую кривую распределения потребляемой мощности машины от угловой скорости приводного вала.

ВЫВОДЫ

1. В результате силового и кинематического анализа разработанной виброторной получены графические зависимости для основных характеристик исполнительного органа исследуемой машины, а именно для амплитуды колебаний, виброскорости, виброускорения, интенсивности колебаний и мощности на приводном валу.

2. Анализ амплитудно-частотных и энергетических характеристик машины позволил обосновать оптимальные режимы работы виброторной дробилки, соответствующие значениям $A = 3...3,1 \text{ мм}$, $\omega = 100 \dots 115 \text{ рад/с}$, причем потребляемая мощность составляет $N = 650 \dots 750 \text{ Вт}$.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Паламарчук И.П., Купчук И.Н. 2012. Перспективы применения низкочастотных колебаний в процессе измельчения сырья спиртового производства // Вибрации в технике и технологиях. – №4(68), 112-123. (Украина).
2. Nasir A. 2005. Development and testing of hammer mill / A. Nasir // Department of Mechanical Engineering. – № 8(3), 124-130.
3. Riley R.V. 1996. Theory and practice of grinding / R.V. Riley // Chemical and process engineering. – № 4, 189-195.
4. Bond F.C. 1998. Some recent advances in grinding theory and practice / Bond F.C. // Brit. Fngng. – № 9, 84-93.
5. Gonzalez A.T.J. 1995. Milling process of durum wheat / A.T.J. Gonzalez // CINEAM – Options Mediterraneennes. – 43-51.
6. Gerber J. 2011. Carbons of grinding down of pulp of stounefruit and damage s of syoneareinrotorcrusher // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture – Lublin, Vol. 11B. 66–77.
7. Galitsky C. 2003. Energy Efficiency Improvement and Cost Saving Opportunities for the Corn Wet Milling Industry. / C. Galitsky, E. Worrell, M.Ruth. – Berkeley: Berkeley National Laboratory, – 83.
8. Франчук В.П., Червоненко А.Г., Тарасенко А.А., Королев П.П. 1970. Энергетическая и силовая оценка различных типов приводов вибрационных мельниц. - В сб. научных трудов: Проблемы вибрационной техники. – К.: Наукова думка, – 202-210. (Украина).
9. Паламарчук И.П. 2009. Развитие конструктивных схем виброцентробежных технологических машин для реализации процессов механической обработки сельскохозяйственного сырья / И.П. Паламарчук, И.Г. Липовой, В.П. Янович // Вибрации в технике и технологиях, – №2(54), 105-115. (Украина).
10. Паламарчук И.П. 2008. Научно-технические основы разработки энергосберегающих виброторных машин механического воздействия пищевых и перерабатывающих производств // Диссертация на соискание ученой степени д.т.н. – Киев: НУПТ, 479. (Украина).
11. Yaroshevich N. 2011. Double multiple synchronization of the mechanical vibroexciters connected with linear oscillatory system/ N. Yaroshevich, S. Sosnowski // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture – Lublin, Vol. 6. 294–302.
12. Солоня Е.В. 2013. Тримасная вибрационная мельница с четырьмя вибровозбудителями / Е.В. Солоня, В.С. Любин // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture – Vol.15. No.4. 219-224.
13. Франчук В.П., Тарасенко А.А., Королев П.П. 1970. К вопросу учета массы технологической загрузки вибрационной мельницы. – В сб. научных трудов: Проблемы вибрационной техники. – К.: Наукова думка, 193-197. (Украина).
14. Сердюк Л.И. 1994. Методика расчета вибрационных станков / Л.И. Сердюк. – Полтавский сельскохозяйственный институт, 34. (Украина).
15. John H. 1984. Mechanic of Machines / H. John, R.C. Stephens. – London: Edward, 213-224.
16. Maitra G.M. 1985. Handbook of Mechanical Design / G.M. Maitra, L.V. Prasad. – New Delhi: McGraw Hill, 89-108.
17. Пат. на полезную модель № 85270 Украины, МПК В02С25/00. Виброторная дробилка / И.П. Паламарчук, В.П. Янович, И.Н. Купчук – владелец Винницкий национальный аграрный университет № 201307504 – заявл. 11.11.2013; опубл. 11.11.2013, Бюл. № 21.
18. Быховский И.И. 1969. Основы теории вибрационной техники / Быховский И. И. – М.: Машиностроение, 363.
19. Берник П.С., Величко Л.Л., Паламарчук И.П. 1994. Аналитическое исследование комбинированного способа возбуждения колебаний // Материалы II междунар. НТК “Применение колебаний в технологиях. Расчет и проектирование машин для реализации технологий” – Винница: ВГСХИ, 13-14. (Украина).
20. Спиваковский А.О., Гончаревич И.Ф. 1983. Вибрационные машины. – М.: Наука, 288. (Украина).

ANALYSIS OF MATHEMATICAL MODEL OF ROTOR VIBRATION CRUSHER

Summary. The article describes the concept of vibration impact crusher for crushing cereal starch raw material of alcohol production, that embodies the idea of a combined interaction of vibration and rotational motion of the executive body, a combination of impact and shearing effects of work items on the processed material, which will be treated as conditioning materials and feedstocks with increased moisture content without significantly reducing the capacity of equipment and the timely removal of the product from the grinding zone

On the basis of theoretical studies of the dynamic model of vibration impact crusher were obtained graphic dependences and were set optimal parameters of its work with minimal energy costs.

Key words: vibratory drive, driving dynamics, kinematics gear, grinding, vibration impact crusher.