

АНАЛИЗ ПРОЦЕССА ПОДАЧИ ЗЕРНА В РАБОЧУЮ КАМЕРУ ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЯ

Владимир Ковбаса, Валерий Соломка, Алексей Соломка

Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины
Украина, г. Киев, ул. Героев Оборона, 15

Аннотация. В работе обосновано тип загрузочного устройства дробильной камеры, проанализирован процесс подачи зерна в измельчитель малой производительности и определены его основные технологические параметры.

Ключевые слова: колеблющийся транспортер, вибрационный транспортер, равномерная подача зерна, амплитуда колебаний, частота колебаний, вибрлоток, конструктивные параметры, кинематических параметры.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Анализ последних исследований и публикаций свидетельствует, что наиболее перспективным направлением использования концентрированных кормов является организация изготовления комбикормовых смесей непосредственно в хозяйствах из зерна собственного производства и закупленных белково-витаминно-минеральных добавок [1,6]. При незначительных объемах работ рациональным путем развития отрасли кормопроизводства является разработка малогабаритных фермских агрегатов, в первую очередь, измельчителей, способных удовлетворить потребности мелких хозяйств в качественных концентрированных кормах соответственного фракционного состава для различных видов животных с возможностью его регулирования. К сожалению, конструкции современных измельчителей зерновых материалов не позволяют обеспечить надлежащее качество выполнения процесса при малых подачах и его экономичность, в основном, за счет неравномерного поступления материала в камеру измельчения и его интенсивного истирания при вращении в рабочей зоне, что приводит к снижению равномерности дробления и образованию значительного количества мучнистой фракции [2-7].

ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Обеспечение равномерной подачи зернового материала в камеру измельчения при малой производительности путем выбора типа дози-

рующего устройства и определения рациональных технологических параметров процесса.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Анализ процесса дозирования и известных конструкций питателей сыпучих материалов показал [8-12], что равномерную подачу зерна с малой производительностью можно обеспечить путем применения вибрационных конвейеров, которые работают по принципу колебаний высокой частоты с малой амплитудой. Такой тип питателей широко применяются в горнорудной промышленности, а в последние годы - в машиностроении для обеспечения стабильной направленной загрузки заготовками станков-автоматов [9,12]. Преимущество колеблющихся конвейеров заключается в простоте конструкции и высокой надежности выполнения процесса, что особенно важно при малых подачах материала.

В зависимости от режимов работы материал может двигаться в колеблющемся транспортере без отрыва от рабочей поверхности (инерционные транспортеры), или с отрывом (вибрационные транспортеры). Исследования показали, что наиболее эффективным, с точки зрения обеспечения стабильной подачи сыпучих материалов (в том числе и зерна), является отрывной режим работы колеблющихся транспортеров [13-15].

Рассмотрим процесс перемещения зерна массой m_3 по поверхности AB вибrolотка, установленного с отрицательным углом наклона α к горизонту (рис. 1). На нее будут действовать сила тяжести $G = m \cdot g$, сила нормального давления N , сила трения $F_m = N \cdot f$ и знакопеременная сила инерции $I = m_3 \cdot a \cdot \omega^2 \cdot \sin \varphi$. Угол наклона поверхности AB вибrolотка к горизонту целесообразно устанавливать в пределах $1^\circ \leq \alpha \leq 3^\circ$ [8,10], что позволит обеспечить стабильную дозированную подачу зерна без хаотического его смещение по лотку.

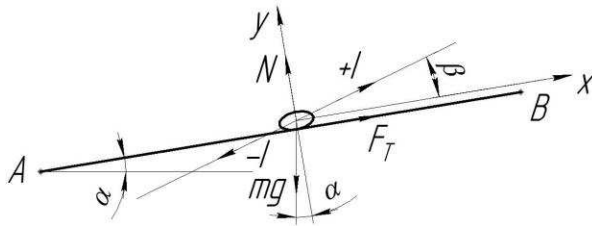


Рис. 1. Схема перемещения зерна по наклонному лотку вибротранспортера
Fig. 1. Scheme of moving grain on the inclined tray vibrations feeder

Условие равновесия зерна на поверхности AB в системе координат XOY запишем в следующем виде:

$$\begin{cases} \sum X(F_i) = F_T - m_3 \cdot g \cdot \sin \alpha \pm I \cdot \cos \beta = 0 \\ \sum Y(F_i) = N - m_3 \cdot g \cdot \cos \alpha \pm I \cdot \sin \beta = 0 \end{cases} \quad (1)$$

Для перемещения зерна по поверхности лотка от точки A до точки B (рис. 2) необходимо чтобы выполнялось условие: $\sum X(F_i) > 0$ или $I \cdot \cos \beta > m_3 \cdot g \cdot \sin \alpha - F_T$, откуда:

$$a \cdot \omega^2 \cdot \sin \varphi \cdot \cos \beta > g \cdot \sin \alpha - \frac{N}{m_3} \cdot f, \quad (2)$$

где a – амплитуда колебаний плоскости;
 ω – угловая скорость источника колебаний;
 φ – фазовый угол колебаний, $\varphi = \omega t$;
 f – коэффициент трения зерна по лотку.

Условие (2) может быть выполнено только при наличии отрыва зерна от поверхности AB , т.е. при $\sum Y(F_i) > 0$.

Отрыв зерна происходит в случае, когда сила давления зерна на поверхность лотка будет отсутствовать:

$$N = m_3 \cdot (g \cdot \cos \alpha - a \cdot \omega^2 \cdot \sin \varphi \cdot \sin \beta) = 0. \quad (3)$$

В случае, когда $g \cdot \cos \alpha > a \cdot \omega^2 \cdot \sin \varphi \cdot \sin \beta$, зерно будет прижиматься к поверхности лотка

AB , а когда $a \cdot \omega^2 \cdot \sin \varphi \cdot \sin \beta > g \cdot \cos \alpha$ – отрываться от поверхности лотка. Фазовый угол колебаний φ изменяется в пределах от 0 до 2π , поэтому максимальное значение выражение примет при $\sin \varphi = 1$ ($\varphi = \pi/2$). Следовательно, максимальное ускорение относительно оси OY лотка (и зерно вместе с ним) примет в случае, когда $I_{\max}^y = a \cdot \omega^2 \cdot \sin \beta$.

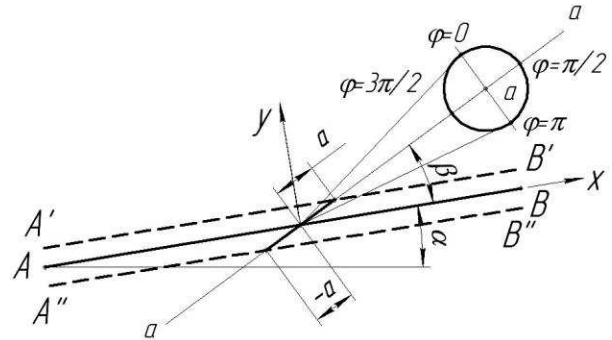


Рис. 2. Схема движения зерна на лотке вибропитателя
Fig. 2. Plan of grain on the tray vibration feeder

При $g \cdot \cos \alpha = a \cdot \omega^2 \cdot \sin \varphi \cdot \sin \beta$ наступают граничные условия (начало отрыва зерна от поверхности AB). Отношение $\Gamma = \frac{a \cdot \omega^2 \cdot \sin \beta}{g \cdot \cos \alpha} = 1$ является предельным, а коэффициент Γ – динамическим коэффициентом режима работы вибрационного транспортера [8].

Учитывая, что плоскость лотка AB совершает гармонические колебания под действием силы инерции I в направлении ее действия (под углом β к плоскости AB), то траекторию перемещения зерна можно отобразить следующим образом (рис. 3).

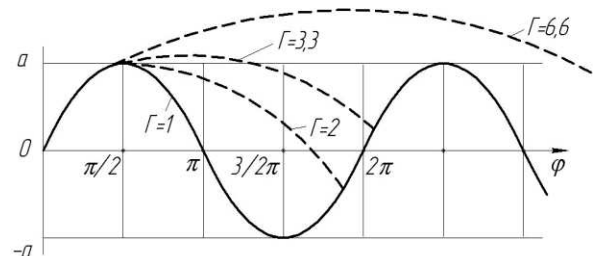


Рис. 3. Диаграмма движения зерна на лотке вибропитателя
Fig. 3. Chart traffic on seed tray vibrations feeder

Начиная со среднего положения ($\varphi_0=0$) плоскость AB перемещается в направлении a - a на величину эксцентриситета a ($\varphi_1=\pi/2$). В этом случае, сила инерции $I = m_3 \cdot a \cdot \omega^2 \cdot \sin \varphi$ прижмет зерно к поверхности AB и они будут двигаться вместе. При дальнейшем увеличении угла φ ($\pi/2 < \varphi < 3\pi/2$), плоскость AB перемещается вниз на расстояние $2a$, а сила инерции отрывает зерно от поверхности лотка AB и она осуществляет свободный полет, траектория которого зависит от значения коэффициента динамического режима работы вибротранспортера Γ [9-11].

Место и время первой встречи зерна с поверхностью вибrolотка AB необходимо подбирать таким образом, чтобы оно попало на лоток в момент его движения вперед и вверх в положении, когда время их совместного движения было бы минимальное, но достаточное для придания зернине необходимого ускорения для последующего отрыва и перемещения вдоль поверхности лотка в направлении от точки A до точки B . Исследованиями установлено, что рациональными следует считать такие режимы работы вибротранспортера, при которых коэффициент динамического режима Γ находится в пределах $1 < \Gamma < 3,3$. При $\Gamma < 1$ питатель работает как инерционный транспортер, без отрыва материала от поверхности лотка, а при $\Gamma > 3,3$ возникают значительные динамические нагрузки в системе привода [12].

С точки зрения обеспечения стабильной подачи зерна в камеру измельчения, необходимо определить скорость его перемещения вдоль лотка AB в направлении от точки A до B (вдоль оси OX). Учитывая цикличность продольных перемещений лотка, определим его максимальную скорость [8,11,16]:

$$V_{L_{\max}}^x = a \cdot \omega^2 \cdot \cos \beta = a \cdot \pi^2 \cdot \gamma^2 \cdot \cos \beta, \quad (4)$$

где $\omega = \pi \cdot \gamma$ – частота колебаний лотка.

Средняя скорость зерна в направлении оси OX будет меньше максимальной скорости лотка, $V_{з_{\text{ср}}}^x < V_{L_{\max}}^x$. Поэтому для определения средней скорости зерна вдоль лотка необходимо учесть коэффициент скорости $K_{ш}$, который определяется из выражения $K_{ш} = \frac{V_{з_{\text{ср}}}^x}{V_{L_{\max}}^x}$. Значение

коэффициента $K_{ш}$ зависит от кинематических режимов работы вибротранспортера и определяется аналитически, или графическим способом, путем измерения планиметром соответ-

ствующих площадей на графике скоростей лотка [9,14].

С целью обеспечения гарантированной подачи зерна в камеру измельчения в пределах 50...100 кг/час. и с учетом его физико-механических свойств возникла необходимость в аналитическом обосновании следующих параметров и режимов работы вибrolотка питателя:

- Размеры и угол наклона к горизонту дна вибrolотка α ;
- Частота ω и направление колебаний вибrolотка (угол β)
- Амплитуда колебаний a (эксцентриситет кривошипа)
- Скорость перемещения зерна вдоль вибrolотка $V_з$.

Для обеспечения упорядоченного перемещения зерна по поверхности вибrolотка в направлении от A до B , угол приложения возбуждающей силы вибратора должен находиться в пределах $20^\circ < \beta < 30^\circ$ [12]. Желательно, чтобы линия действия возбуждающей силы (угол β) проходила через центр инерции вибrolотка, который, как правило, совпадает с центром масс при симметричном размещении узлов вибропитателя. В случае несоблюдения этого требования, система получит дополнительные нагрузки в виде крутящего момента, который препятствует перемещению зерна по лотку и уменьшает его поступательную скорость. Следует также учесть, что загрузочные патрубки питателя не должны жестко соединяться с вибrolотком, чтобы не влиять на кинематические режимы его работы.

Оборудование измельчителя зерна вибрационным транспортером рассматриваемого типа значительно усложняет его конструкцию, поэтому рассмотрим другую схему, где плоскость лотка шарнирно закреплена в точке O и приводится в колеблющийся движение кривошипом AM , причем кривошип соединен с плоскостью ползуном, который может перемещаться по направляющей, параллельной поверхности OX_1 (рис. 4).

Траектория движения точки M кривошипа в проекциях на оси системы координат, которая повернута вокруг точки O относительно неподвижной системы ко-

ординат XOY на угол по часовой стрелке, имеет вид:

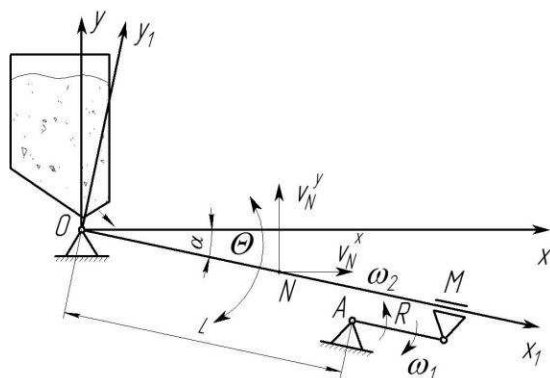


Рис. 4. Схема плоскости, которая колеблется вокруг точки O

Fig.4. Scheme plane hovers around point O

Скорость точки M составляет. Угол колебаний θ плоскости OX_1 и его пороизводные (угловая скорость и угловое ускорение) определяются выражениями:

$$\theta = \arctg \frac{y_M}{x_M} = \arctg \left(\frac{R \cdot \sin(\omega t)}{L + R \cdot \cos(\omega t)} \right),$$

$$\dot{\theta} = \frac{R \cdot \omega \cdot (R + L \cdot \cos(\omega t))}{L^2 + R^2 + 2 \cdot L \cdot R \cdot \cos(\omega t)}, \quad (7)$$

$$\ddot{\theta} = - \frac{L \cdot R \cdot \omega^2 (L^2 - R^2) \cdot \sin(\omega t)}{(L^2 + R^2 + 2 \cdot L \cdot R \cdot \cos(\omega t))^2}.$$

Предположим, что зернина поступает на плоскость, которая колеблется, в произвольной точке N (рис. 4), которая удалена относительно точки O по оси OX_1 на расстояние x_1 . Координаты этой точки в системе XOY можно записать в следующем виде:

Проекции скорости точки N на оси координат системы:

$$\begin{cases} v_{Nx} = - \frac{R \cdot \omega \cdot x_1 \cdot (R + L \cdot \cos(\omega t))}{L^2 + R^2 + 2 \cdot L \cdot R \cdot \cos(\omega t)} \cdot \sin(\alpha + \theta) \\ v_{Ny} = \frac{R \cdot \omega \cdot x_1 \cdot (R + L \cdot \cos(\omega t))}{L^2 + R^2 + 2 \cdot L \cdot R \cdot \cos(\omega t)} \cdot \cos(\alpha + \theta) \end{cases} \quad (9)$$

Для зернины, которая лежит на колеблющейся поверхности AB , в произвольной точке N условие отрыва можно записать в виде: $m_3 r_N \ddot{\theta} \geq m_3 g$, или после преобразований где m_3 – масса зернины.

Подставим значения углового ускорения из (7) в выражение (10) и получим условие отрыва зерна от колебательной поверхности в следующем виде:

$$-m \cdot \left(g + \frac{L \cdot R \cdot \omega^2 (L^2 + R^2) \cdot x_1 \cdot \cos(\alpha + \theta) \cdot \sin(\omega t)}{(L^2 + R^2 + 2 \cdot L \cdot R \cdot \cos(\omega t))^2} \right) \geq 0 \quad (11)$$

Перемещаться вдоль колебательной плоскости зернина может при отрыве от поверхности при ее опускании. Определим факторы, влияющие на отрыв зерна от поверхности и установим пределы их варьирования с учетом конструктивных параметров измельчителя [9,11]

$L = 0,125 \dots 0,175$ м - длина конвейера;

$R = 0,001 \dots 0,002$ м - радиус кривошипа;

$\omega = 100 \dots 400$ с⁻¹ - частота вращения кривошипа;

$x_1 = 0,05 \dots 0,15$ м - расстояние от центра колебаний до точки первоначального контакта зерна с поверхностью лотка;

$m = (3 \dots 5) \cdot 10^{-5}$ кг - масса зернины;

$\alpha = 0^\circ \dots 10^\circ$ - Угол наклона колеблющейся плоскости.

Обозначим левую часть выражения (11) как G и при помощи пакета прикладных программ Microsoft Excel 2003 и Wolram Mathematica v7 построим графики зависимостей величины G от указанных выше факторов. Для примера, приведем графики зависимости координаты точки отрыва зерна от времени пребывания на колеблющейся поверхности при различных значениях радиуса кривошипа r (рис. 5) и частоты его вращения ω (рис.6).

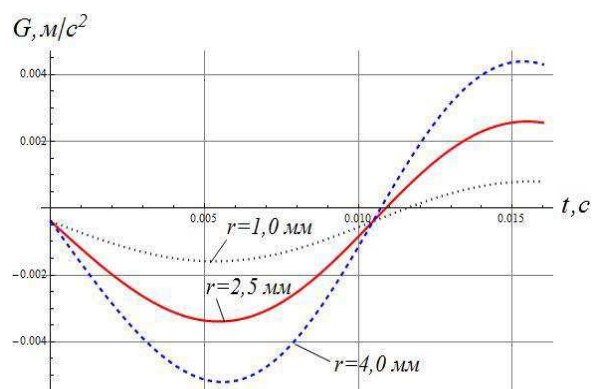


Рис. 5. Зависимость точки отрыва от времени пребывания зернины на колеблющейся поверхности при различных значениях радиуса кривошипа

Fig. 5. Dependence points clear of the time spent on grain surfaces oscillating at different values of the radius of the crank

Отрыв зерна от колеблющейся плоскости состоится в точке пересечения соответствующей кривой оси абсцисс при перемещении плоскости вниз.

В результате анализа полученных графиков определим факторы, которые не существенно или вообще не влияют на начало отрыва зернины от поверхности конвейера.

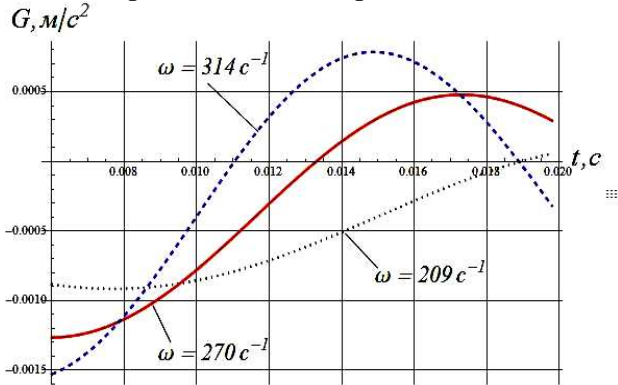


Рис. 6. Зависимость точки отрыва от времени пребывания зерна на колеблющейся поверхности при различных значениях угловой скорости
Fig. 6. Dependence points clear of the time spent on grain surfaces oscillating at different values of the angular velocity

Анализ выражения (11) и приведенных графиков показывает, что наиболее существенно на начало отрыва зерна от поверхности вибrolотка влияет частота вращения кривошипа и по сравнению с ней все остальные факторы можно считать незначимыми. После их отсеивания, составим уравнение зависимости начала отрыва зернины от поверхности конвейера при изменении частоты вращения кривошипа:

$$t_g = 2,6293 \cdot 10^{-2} - 4,3 \cdot 10^{-5} \cdot \omega$$

Уравнение перемещения поверхности конвейера относительно оси абсцисс имеет вид:

$$-m \cdot x'' - k \cdot x' = 0 \quad (13)$$

Решением данного уравнения будет координата точки отрыва зернины:

$$x_g = -\frac{e^{\frac{k \cdot t}{m}} \cdot m \cdot C_1}{k} + C_2 \quad (14)$$

$$x_g = x_1 \cdot \cos(\alpha + \theta) + \left(e^{\frac{k(t_g-t)}{m}} \cdot \left(1 - e^{\frac{k(t_g-t)}{m}} \right) \right) \times m \cdot R \cdot \omega \cdot x_1 \cdot \frac{(R + L \cdot \cos \omega t) \cdot \sin(\alpha + \theta)}{k \cdot (L^2 + R^2 + 2 \cdot L \cdot R \cdot \cos \omega t)} \quad (15)$$

где C_3 и C_4 – постоянные интегрирования, которые находим из начальных условий.

Подставив значения постоянных интегрирования в уравнение (17), получим координату точки отрыва зерна относительно оси ординат

$$y_g = -\frac{m \cdot g \cdot t}{k} + \frac{m \cdot R \cdot \omega \cdot x_1 \cdot (R + L \cdot \cos(\omega t_g)) \cdot \cos(\alpha + \theta)}{k \cdot (L^2 + R^2 + 2 \cdot L \cdot R \cdot \cos(\omega t_g))} + \left(e^{\frac{k(t_g-t)}{m}} \cdot m \cdot \left(-\frac{m \cdot g}{k} - \frac{R \cdot \omega \cdot x_1 \cdot (R + L \cdot \cos(\omega t)) \cdot \cos(\alpha + \theta)}{L^2 + R^2 + 2 \cdot L \cdot R \cdot \cos(\omega t)} \right) \right) \frac{k}{k^2} + \frac{g \cdot m \cdot (k \cdot t_g + m) + k^2 \cdot x_1 \cdot \sin(\alpha + \theta)}{k^2} \quad (18)$$

Если построить график перемещения зерна относительно оси абсцисс (рис. 7), то увидим, что величина перемещения значительно меньше размеров зерна, поэтому при данных параметрах транспортера невозможно обеспечить необходимую подачу.

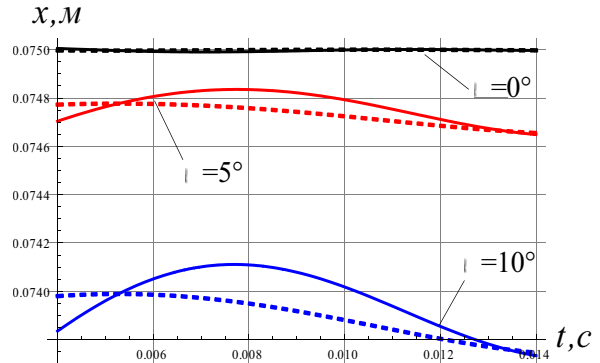


Рис. 7. Перемещение зерна на поверхности вибrolотка по оси абсцисс в зависимости от угла наклона конвейера (сплошной линией показано перемещение зерна, штриховой - плоскости колебаний)
Fig. 7. Moving grain surface vibrations feeder

on the horizontal axis, depending on the angle of the conveyor (solid line is shown in the movement of grain, dashed - plane vibrations)

Дифференциальное уравнение перемещения зерновой массы по поверхности

вибродотка относительно оси X можно записать в виде:

$$\begin{aligned} -m \cdot x'' + m \cdot g \cdot \sin(\alpha + \theta) - \\ -m \cdot g \cdot f_T \cdot k \cdot \sin(\alpha + \theta) = 0, \end{aligned} \quad (19)$$

где m – масса зернины, кг;
 α – угол наклона вибродотка, град.;
 g – ускорение свободного падения;
 f_T – коэффициент трения ($f_T = 0,52$ при трении зерен по стали);
 k – коэффициент, который учитывает кинематический режим работы вибродотка.

Решение уравнения (19) имеет вид:

$$x = C_5 + t \cdot C_6 + \frac{g \cdot t^2}{2} \cdot \sin(\alpha + \theta) \cdot [1 - f_T \cdot k], \quad (20)$$

где C_5 и C_6 – постоянные интегрирования, которые находим из начальных условий.

После определения постоянных интегрирования и соответствующих преобразований решение уравнения (20) примет вид:

$$k = b/\omega, \quad (22)$$

где b – показатель кинематического режима (определяется экспериментально);

ω – частота вращения кривошипа, c^{-1} .

Скорость прохождения зернины по поверхности вибродотка:

Проанализируем подачу зернового материала, которая обеспечивается при заданных пределах изменения параметров вибродотка. Для этого принимаем, что подача зерна осуществляется в один слой и все зерна ориентированы длинной стороной вдоль направления движения. Исходя из принятой ширины вибродотка b_l и среднего диаметра зерна d_s , с учетом выражения (23) определяем подачу зернового материала в камеру измельчения [1-5]:

где q_l – подача зернового материала в измельчительную камеру, $кг/с$;

m' – масса зернины, которая находится в загрузочном окне, $кг$;

v_0 – скорость перемещения зерна по поверхности вибродотка, $м/с$;

ρ_{3l} – плотность зерновой массы при перемещении в один слой, $кг/м^3$;

b_l – ширина лотка, $м$;

h_l – высота слоя зерна, $м$;

Подставив заданные параметры в уравнение (23) установим, что скорость прохождения зерна по вибродотку находится в пределах $v_0 = 0,07...0,17$ $м/с$ при угле наклона вибродотка к горизонту $\alpha = 2,5^\circ$ в сторону камеры измель-

чения (рис. 8). В этом случае, подача зерна в один слой будет колебаться в пределах 15...35 $кг/ч$, что явно недостаточно.

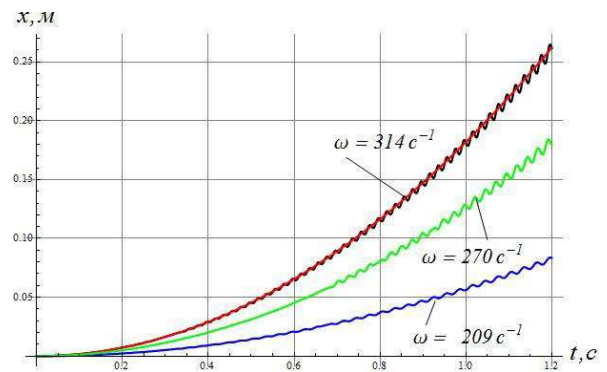


Рис. 8. Перемещение слоя зерна по вибродотку при различной частоте вращения вала кривошипа

Fig. 8. Moving a layer of grain on surface that vibrates at different frequency shaft crank

Из проведенного анализа видно, что для того чтобы обеспечить подачу в пределах 100 $кг/ч$ нужно подавать зерновой материал в 3...4 слоя. При таких условиях сложно обеспечить стабильное дозирование, но для того чтобы уменьшить количество слоев зернового материала при соблюдении необходимой стабильности подачи целесообразно увеличить угол наклона вибродотка с 2,5° до 5...10°.

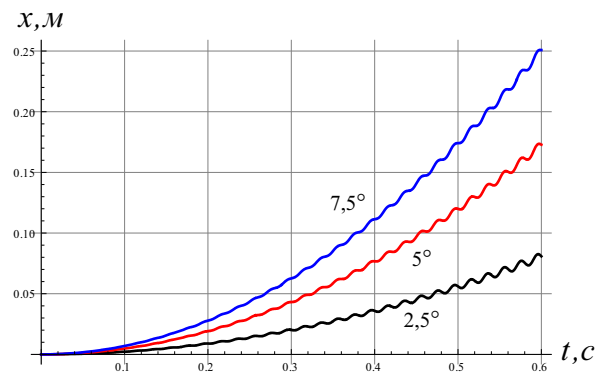


Рис. 9. Перемещение зернового слоя в зависимости от угла наклона вибродотка

Fig. 9. Moving grain layer, depending on the angle surface vibrates

Поверхность отклика, изображена на рис. 10, отражает зависимость подачи

зернового материала от параметров и режимов работы вибротка.

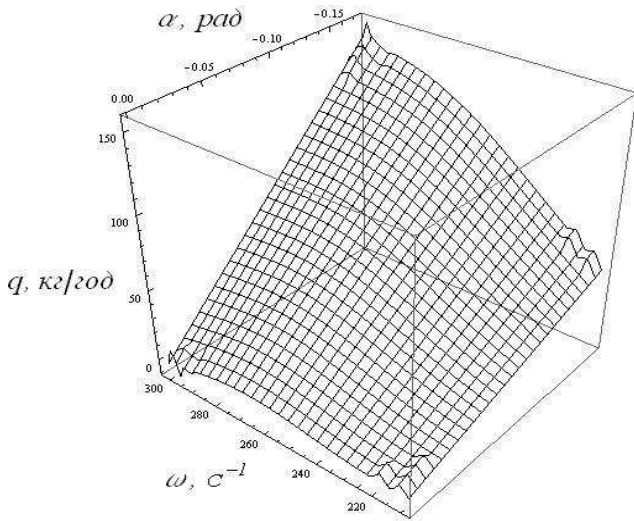


Рис. 10. Зависимость подачи зернового материала от угла наклона вибротка и частоты вращения кривошипа

Fig. 10. Dependence feed grain material from surface that vibrates angle and speed crank

Анализ этой поверхности и ее сечений позволят установить влияние угла наклона вибротка и частоты вращения кривошипа на изменение подачи зерна в камеру измельчения. На рис. 11 и 12 приведены соответствующие графики зависимости подачи зерна от режимов работы вибротка питателя.

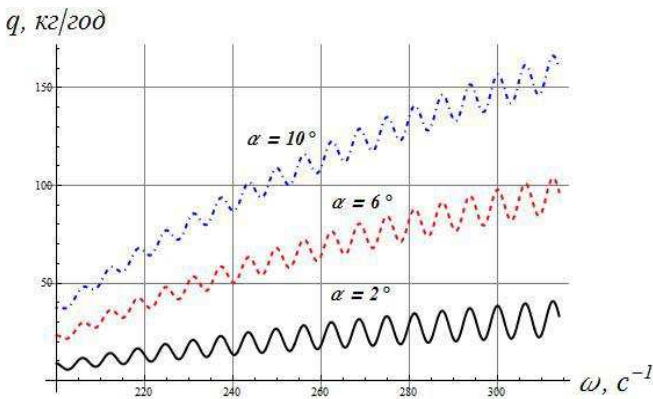


Рис.11. Зависимость подачи зерна от частоты вращения кривошипа вибротка

Fig.11. Dependence of grain feeding speed crank surface that vibrates

Анализ приведенных графических зависимостей показывает, что наиболее эффективно регулировать подачу зернового материала можно путем изменения угла наклона поверхности

вибротка α (рис. 12), а от изменения радиуса кривошипа она практически не зависит.

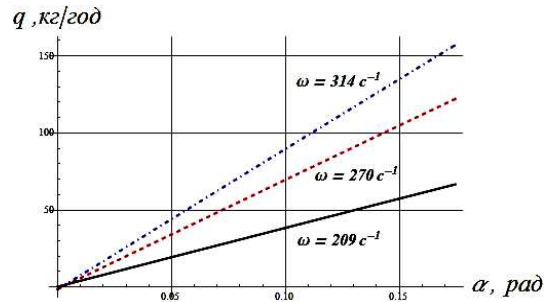


Рис. 12. Зависимость подачи зерна от угла наклона вибрационной поверхности

Fig. 12. Dependence feed grain from the angle surface vibrates

Другие параметры и режимы работы дозирующего устройства указанного выше типа или существенно не влияют на изменение подачи зернового материала, или их сложно менять с технической точки зрения.

ВЫВОДЫ

Наиболее целесообразным типом дозирующего устройства для обеспечения гарантированной подачи зерновой массы в рабочую камеру измельчителя малой производительности следует считать вибрационный, который характеризуется простотой конструкции и высокой надежностью работы.

Анализ движения зерна по колеблющейся плоскости позволил определить влияние основных факторов на конструктивно-кинематические параметры, которые обеспечивают гарантированную дозированную подачу зерновой массы в измельчитель малой производительности.

Проведенные аналитические исследования являются основой для расчета числовых значений подачи зерновой массы в измельчитель в зависимости от параметров процесса.

При определении характера движения зерновой массы по колеблющейся плоскости необходимо также учитывать эффект псевдосжиженного слоя, который яв-

ляется предметом дополнительных исследований.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. В.Я. Борщев. Оборудование для измельчения материалов: дробилки и мельницы / Борщев В.Я. – Тамбов: изд. ТГТУ, 2004. – 75с.
2. Фабрикант П.Ф. Кормодробилки. В кн. Теория, конструирование и производство сельскохозяйственных машин. т.4. – М.-Л.: Сельхозгиз, – 1936. – С. 445–461.
3. Ревенко І.І. Принципи розробки та вибору кормоприготувальних машин для малих ферм / Ревенко І.І., Потапова С.Є., Ревенко Ю.І. // Техніка АПК. – 1999. – №3. – С. 26–27.
4. Ревенко І.І. Проектування механізованих технологічних процесів тваринницьких підприємств. [І.І. Ревенко, В.Д. Роговий, В.І. Кравчук та ін.]; за ред І.І. Ревенко. – К.: Урожай, 1999. – 190 с.
5. Ревенко І.І. Механізація виробництва продукції тваринництва / І.І.Ревенко, Г.М. Кукта, В.М. Манько та ін.; За ред. І.І. Ревенко. – К.: Урожай. 1994. – 264 с.
6. Борисов В.Н. Состояние и перспективы развития техники для переработки кормов в индивидуальных хозяйствах / В.Н.Борисов, А.Н.Пилипенко, С.Г. Залецкий. Сборник докладов научно-технической конференции: Проблемы прогнозирования научно-технического прогресса в машиностроении для животноводства и кормопроизводства. – К., 1989. – С.62.
7. Пилипенко О.М. Аналіз і вибір принципів технічних рішень для застосування в конструкціях зернових дробарок малих ферм / О.М. Пилипенко Л.М. Павліченко Л.М., С.М. Чибис / Вісник ХДТУСГ. – Харків: 2001. Вип. 8, т. 2. – С. 295–299.
8. Повидайло В.А. Расчет и конструирование вибрационных питателей. – М.: Машгиз, 1962. – 152 с.
9. А.О. Спиваковский, В.К. Дьячков. Транспортирующие машины. – М.: Машиностроение, 1983. – 487 с.
10. Ткачук В.С. Обґрунтування вібраційного сепаратора картоплезиральних машин / В.С. Ткачук // Техніка АПК. Науково-технічний журнал № 1-2. – К., 2001. – С. 24–26.
11. Искович-Лотоцкий Р.В.: 1982. Машины вибрационного и виброударного действия. – К.: Технология. 1982. – 168 с.
12. Вибрация в технике. Справочник. 6т. Колебания нелинейных механических систем. // Под ред. И.И. Блехмана, М.:1979. – 296 с.
13. Конвейеры: справочник /Р.А. Волков, А.Н. Гнутов, В.К. Дьячков, Ю.А. Пертен, Р.Л. Зенков // под общ. ред. Ю.А. Пертена. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1984. – 367с.
14. И.М. Разумов. Псевдоожижение и пневмотранспорт сыпучих материалов / Разумов И.М. – М.: Химия. – 1972. – 240 с.
15. Г. Корн, Т. Корн. Справочник по математике. Для научных работников и инженеров. – М.: Наука, 1973. – 832 с.
16. Г.С. Ходаков. Физика измельчения. / Ходаков Г.С. – М.: Наука. – 1972. – 308с.
17. Морозов А.Д. Научные основы создания пневмомеханических разгрузочно-транспортных машин. – учебное пособие для ВУЗов. Рекомендовано МОН Украины от 27.03.02 г. №14/18.2-651, г. Симферополь. РИО КАПКС, 2002 г. – 256 с.
18. Дробот І. М., Гошко М. О. 2011. Шляхи зменшення енергоспоживання електроприводів на прикладі технологічного процесу кормоподрібнення // MOTROL Motoryzacja i energetyka rolnictwa. – Lublin. – №13D. – Р. 50–56.
19. Сиротюк В. М., Хімка С. М. 2011. Експериментальне дослідження режимів роботи енергоощадного вібраційного дозатора сипучих кормів // MOTROL Motoryzacja i energetyka rolnictwa. – Lublin, – №13D. – Р. 62–67.
20. Соломка О.В. Аналіз переміщення зернини по поверхні, що вібрує/О.В. Соломка, В.П. Ковбаса// Збірник наукових статей: Сільськогосподарські машини.- Луцьк: Ред.-видавн. відділ ЛДТУ, 2011. – Вип. 21. – Т. 1. – С. 187–194.
21. Чередниченко И. 2009. Эффективность работы пневмотранспортирующих машин при вибрационном воздействии на аэроднище смесительных камер // MOTROL Motoryzacja i energetyka rolnictwa.-Simferopol - Lublin, – №11В. – Р. 156–163.
22. Бондаренко О., Ракул О. 2008. Обоснование кинематических параметров початкоотделительного аппарата пассив-

ного вибрационного действия // MOTROL
Motoryzacja i energetyka rolnictwa. – Lublin, –
№10B. – P. 124–132.

ANALYSIS OF SUBMITTING TO GRAIN
SHREDDING CAMS

Summary. The paper type for reasonably-shipment
crush device camera, analyzes neither the process
of feeding grain to the mill low productivity and
determined nor its main technological parameters.

Key words: oscillating conveyor, vibrating con-
veyor, uniform feed grains, amplitude, frequency
fluctuations, surface that vibrates, structural param-
eters, kinematical parameters.