



Рис.2 – Алгоритм идентификации возникшей ЭС

Визуальная модель описания ЭС и алгоритм идентификации помогут и обучающим, и обучающимся осознать ее сущность,

идентифицировать ее и принять меры к ее реализации.

Технологии и оборудование для перерабатывающих отраслей агропромышленного комплекса

Зависимость длины загрузочного окна от частоты вращения пружины

Исаев Ю.М., Артемьев В.Г., Губейдуллин Х.Х., Аксенова Н.Н.

Ульяновская государственная сельскохозяйственная академия

Ульяновск, Россия

isurmi@yandex.ru

Для нормальной работы пружинного транспортера необходимо, чтобы пропускная способность загрузочного окна транспортера несколько превышала максимальную транспортирующую способность винтовой пружины или была равной. Подача материала из бункера осуществлялась через диффузио-

нную камеру. Конец пружины на участке, равном длине окна этой камеры, захватывает материал и передает его в кожух. Исходя из конструктивных соображений ширину окна h принимают обычно равной $0,6...0,8$ диаметра кожуха D , а длину $b = (1,5-2,5) S$, где S – шаг винта. Исследования показали, что отклонение длины загрузочного окна от оптимальной ведет к повышению требуемой мощности, отнесенной к единице подачи.

Отклонение длины загрузочного окна от оптимальной величины вызывает возрастание удельной потребной мощности.

Исследования показали, что размеры загрузочного окна (рис.1) существенно влияют на подачу $Q_{тр}$ транспортера.

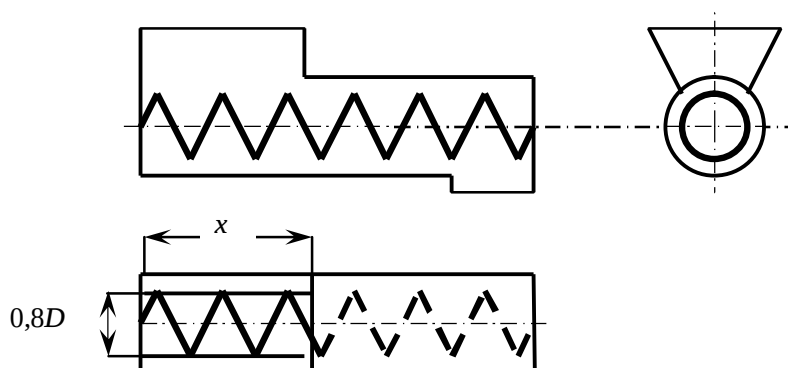


Рис. 1. Схема горизонтального винтового транспортера.

Можно теоретически определить оптимальную величину x в зависимости от числа оборотов n , диаметра кожуха D и шага пружины S (рис.1). Нормальная работа такого транспортера возможна при соблюдении следующего условия: $Q_0 = Q_{TP}$

Подача истечения или пропускная способность входного отверстия загрузочного окна равна $Q_0 = a \cdot r \cdot g \cdot u \cdot F_0$, где F_0 – площадь входного отверстия, м²; ρ – плотность сыпучего материала, кг/м³. $a = \sqrt{2} l \cdot l_1 / 3$ где l и l_1 – коэффициенты расхода, зависящие от удельного веса и плотности укладки, размера семян и радиуса выходного отверстия. Скорость истечения сыпучего материала находится по формуле: $u = \sqrt{g R_z / f}$, где $R_z = F_0 / L$ – гидравлический радиус входного прямоугольного отверстия; L – периметр этого отверстия; f – коэффициент внутреннего трения.

$$\frac{1,28 \cdot x^2}{9} \cdot \frac{0,8 \cdot x \cdot g}{f(0,8 \cdot D + x)} = \frac{p D^2 c D n}{4 \cdot 60} y \cdot g \cdot k_u.$$

Запишем уравнение относительно x в окончательном виде:

$$0,113 \cdot g \cdot x^3 = 1,7 \cdot 10^{-4} (0,8 D + x) \cdot (c \cdot n \cdot y \cdot k_u)^2 \cdot D^3 \cdot f$$

Решив кубическое уравнение относительно x , найдем необходимую длину загрузочного окна для заданных параметров горизонтального винтового транспортера.

Исходя из конструктивных соображений ширину окна h принимали обычно равной $0,8 D$ диаметра кожуха, а длину $b = (0,2$

Подача истечения или пропускная способность входного отверстия загрузочного окна можно так же определить по формуле:

$$Q_0 = 14,77 \cdot l \cdot l_1 F_0 (R_{np} / f)^{0,5}, \text{ Подача}$$

горизонтального пружинного транспортера определяется по

формуле: $Q_{TP} = p D^2 S n y \cdot g \cdot k_u / 240$ Здесь ψ и k_v – коэффициенты заполнения и скорости. Исходя из зависимости

$a \cdot F_0 \cdot u = p D^2 S n y \cdot g \cdot k_u / 240$. Установлено, что ширина загрузочного окна должна составлять $0,8 D$. При

этом $R_z = 0,4 \cdot D \cdot x / (0,8 \cdot D + x)$. Подставив полученное значение в предыдущую формулу и выразив шаг винта через диаметр, т.е. $S = c \cdot D$ (c – отношение шага к диаметру), запишем равенство, возводя его в квадрат, в виде:

...1,8) S , где S – шаг винта. На рис. 2. представлено изменение отношения длины загрузочного окна к диаметру кожуха в зависимости от частоты вращения пружины для различных значений шага. На рис. 3. представлено изменение отношения длины загрузочного окна к диаметру кожуха в зависимости от частоты вращения пружины.

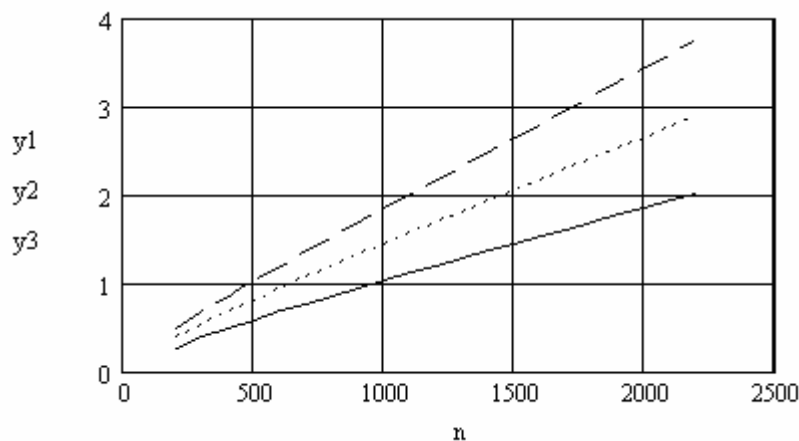


Рис. 2. Изменение $y = x/D$ отношения длины загрузочного окна к диаметру кожуха в зависимости от частоты вращения пружины для различных значений шага. Обозначения: $y1 - S = D$; $y2 - S = 1,5 \cdot D$; $y3 - S = 2,0 \cdot D$.

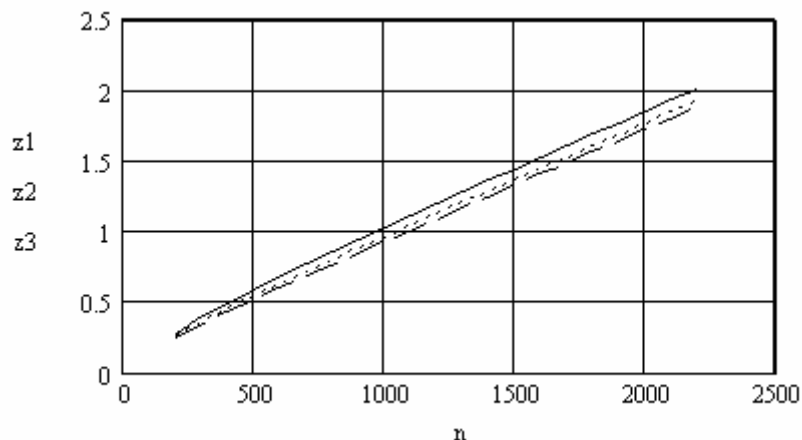


Рис. 3. Изменение $z = x/S$ отношения длины загрузочного окна к шагу спирально-винтовой пружины в зависимости от частоты вращения пружины для различных значений шага.

Обозначения: $z1 - S = D$; $z2 - S = 1,5 \cdot D$; $z3 - S = 2,0 \cdot D$ различных значений шага. Данную зависимость можно для всех значений шага аппроксимировать единой формулой:
 $x/S = 1,37 \cdot 10^{-3} n - 0,05$.

Для горизонтального транспортера определена и подтверждена экспериментальными данными длина загрузочного окна в зависимости от скоростных и конструктивных параметров транспортера и вида перемещаемого материала.

Поперечные колебания в спирально-винтовом транспортере

Исаев Ю.М.

Ульяновская государственная
сельскохозяйственная академия
Ульяновск, Россия
isurmi@yandex.ru

Наблюдения показывают, что одной из причин повреждения зерна в пружинном транспортере оказывается дробление его между кожухом и пружиной при поперечных колебаниях последней. Особенную опасность представляют резонансные колебания пружины, которые могут возникнуть при определенных критических скоростях ее вращения. В связи с этим возникла необходимость расчета жесткости пружины, так как характеристики жесткости входят в дифференциальные уравнения колебательного движения. Для расчета колебаний пружины можно воспользоваться основным дифференциальным уравнением движения в поперечном направлении. Дифференциальное уравнение поперечных колебаний пружины получим из рассмотрения условий динамического равновесия элемента dx выделенного из произвольно закрепленной пружины. Проектируя все силы,

действующие на рассматриваемый элемент (включая в соответствии с принципом Даламбера силы инерции) на вертикальную ось y , будем иметь $Q - q_i dx - Q - \frac{\partial Q}{\partial x} dx = 0$, откуда

$$q_i = -\frac{\partial Q}{\partial x}, \quad (1) \text{ где } Q - \text{поперечная сила; } q_i -$$

интенсивность сил инерции массы $q_i = r F \frac{\partial^2 y}{\partial t^2}$,

(2)

(F — площадь поперечного сечения; r — плотность материала; y — поперечное перемещение; t — время).

Подставив (2) в (1), найдем уравнение поступательного движения элемента колеблющегося стержня:

$$EJ \frac{d^4 y}{dx^4} + r F \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0.$$

(3).

Простейшим периодическим решением уравнения (4) является так называемое главное колебание, в котором функция прогиба колеблющегося стержня изменяется с течением времени по гармоническому закону

$$y = j(x) \sin(w \cdot t + a).$$

(4)

Функция $j(x)$, устанавливающая закон распределения максимальных отклонений точек оси стержня, называется формой главного колебания или собственной формой.