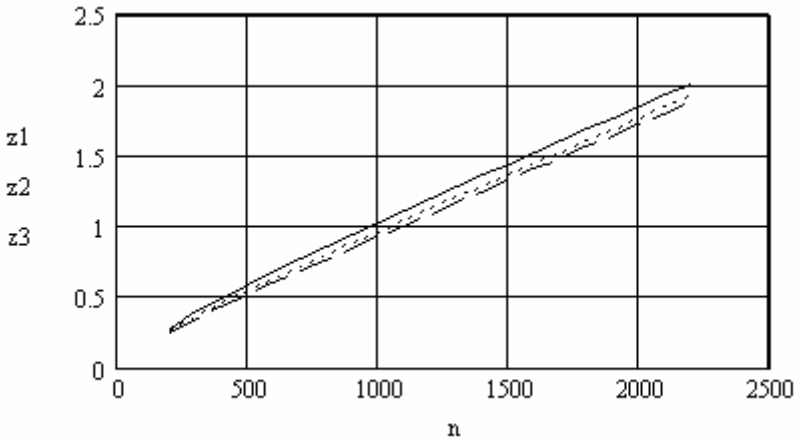

Рис. 3. Изменение $z = x/S$ отношения длины загрузочного окна к шагу спирально-винтовой пружины в зависимости от частоты вращения пружины для различных значений шага.

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

$q_i = -\frac{\partial Q}{\partial x}$, (1)где Q – 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:

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

(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.

Для получения уравнений собственных форм получим $\frac{d^4 j}{d\,x^4} + k^4 j = 0.$, где $k^4 = \frac{r F w^2}{EJ}$.

Общее решение уравнения имеет вид $j\,(x) = A\cos kx + B\sin kx + C\,ch\,kx + D\,sh\,kx$, (5)

Здесь *A, B, C, D* (постоянные интегрирования, определяемые из условий закрепления стержня. Так, например, для шарнирно-закрепленного стержня (рис. 2.68) условия на концах будут:

при $x = 0$ $j\,(0) = 0$ $j''(0) = 0;$

при $x = l$ $j\,(l) = 0$ $j''(l) = 0;$

Из полученного частотного уравнения находим: $k_i l = ip$ $(i = 1, 2, 3, ...)$

Из равенства $k_i^4 = \frac{r F w_i^2}{EJ} = \frac{m \cdot w_i^2}{EJ}$ определим собственную круговую частоту: $w_i = k_i^2 \sqrt{\frac{EJ}{m}} = \frac{i^2 p^2}{l^2}\sqrt{\frac{EJ}{m}}$.

период $T = \frac{2p}{w_i} = \frac{2l^2}{i^2 p}\sqrt{\frac{m}{EJ}}$ и частоту колебаний, *гц*, $f = \frac{1}{T} = \frac{i^2 p}{2l^2}\sqrt{\frac{EJ}{m}}$.

Общее решение дифференциального уравнения (2.160) применительно к рассматриваемой балке на двух опорах может быть записано в виде

$$y(x,t) = \sum_{i=1}^{\infty}\left(a_i \cos w_i\, t + b_i \sin w_i\, t\right)\sin\frac{ip\,x}{l}, \qquad (6)$$

где a_i и b_i должны быть подобраны из начальных условий (при *t*=0).

Решение этого уравнения применительно к пружине, свободно лежащей на двух опорах с расстоянием, L - между ними, дает значения критической частоты w и критической скорости вращения $N_{кр}$.

Значение момента инерции J, входящее в приведенные формулы может быть найдено по методу Тимошенко, исходя из энергии, накапливаемой в витках при их изгибе в продольной плоскости (данный метод был разработан для определения жесткости на поперечный изгиб витых пружин).

При анализе изгиба такого тела рассматривают отдельно энергию от составляющей момента в плоскости витка и в нормальной к ней плоскости. Суммарная энергия упругой деформации витков пружины составляет:

$$U_s = \frac{p\,n M^2 R}{bd\cos a}\left[\frac{\cos^2 a}{2Eer_к} + \frac{6}{Eb^2} + \frac{3\sin^2 a}{2Gb^2}\right],$$

где M - изгибающий момент; n - число шагов витков пружины в пределах изучаемого участка; a - угол наклона винтовой линии; b - толщина витка; d - его ширина; R - средний радиус пружины; G - модуль сдвига; $r_к$ - средний радиус кривизны витка, определяемый как $r_к = \frac{R}{\cos^2 a}$; e - смешение нейтральной оси при изгибе витка шнека, определяемое из уравнения $e = r_к - d/\ln r_0/r_i$, где r_i и r_0 - соответственно внутренний и наружный радиусы транспортера.

От величины накопленной энергии можно перейти к характеристике жесткости, приравняв: $U_s = ML/2r_c$, (r_c - радиус кривизны в плоскости изгиба).

Отсюда приведенная характеристика жесткости витков пружины оказывается равной:

$$EJ = kbd\sin a \Bigg/ \left(\frac{\sin^2 a}{2Eer_к} + \frac{6}{Eb^2} + \frac{3\cos^2 a}{2Gb^2}\right) \qquad (7)$$

Входящий в уравнение коэффициент k отражает связь витков пружины с ее корпусом. При малой связи, как в нашем случае с большим шагом, этот коэффициент может быть принят равным единице, с увеличением связи коэффициент увеличивается.

Программа расчета характеристик транспортеров для выбранных значений параметров и зависимость критической скорости вращения от длины пружины приводится на рисунке 1.

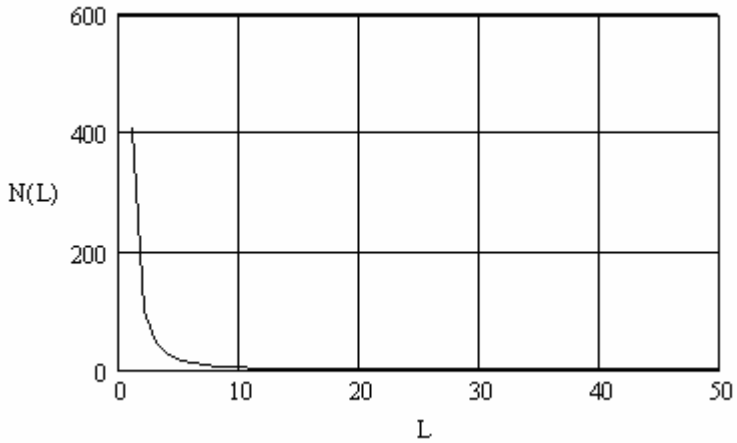

Рис. 1. Зависимость критической скорости вращения от длины пружины.

Расчет характеристик по параметрам реальных транспортеров зернопогрузчиков показывает, что колебания в транспортере определяются в основном жесткостью его пружины. Аналогичные результаты получены исследованиями распределения напряжений в различных точках транспортера, проведенные с применением фотоупругих моделей для шнека.

Диапазон значений частот колебания транспортеров в зависимости от их длины представляет некоторую область, в центре которой лежит кривая расчетных значений согласно приведенному уравнению. С увеличением длины транспортера критическая скорость вращения, отвечающая резонансным колебаниям, резко уменьшается. Критическая скорость уменьшается с увеличением угла наклона транспортера. При величине угла наклона менее 30° критическая скорость изменяется мало и соответствует расчетной формуле, с превышением этого угла критическая скорость возрастает по затухающей криволинейной зависимости.

Колебания транспортера в известной мере гасятся сыпучей массой, находящейся внутри его кожуха. Чем больше коэффициент заполнения шнека, тем меньше критическая скорость его вращения. Влияние коэффициента заполнения проявляется в одинаковой мере при всех значениях угла наклона транспортера.

Фундаментальные и прикладные проблемы медицины и биологии

Характеристика течения хронического генерализованного пародонтита

Булгакова А.И., Хисматуллина Ф.Р., Ахкамова Т.М., Валеев И.В.
Кафедра пропедевтики и физиотерапии стоматологических заболеваний БГМУ, г.Уфа, Республика Башкортостан

Среди важнейших проблем современной стоматологии воспалительные заболевания пародонта занимают одно из ведущих мест. По данным ВОЗ, заболевания пародонта широко распространены среди населения всего земного шара. Исследование заболеваемости населения существенно варьирует в зависимости от возраста.

Ранние проявления заболевания пародонта воспалительного характера регистрируются уже в возрасте от 10 до 16 лет. У лиц старше 40 лет наиболее часто выявляются выраженные деструктивные изменения с вовлечением в процесс костной ткани. В средней и старшей возрастных группах пародонтит является главной причиной потери зубов. Генерализованный пародонтит с полным основанием можно отнести к патологии с системными этиологией и патогенезом. Изменения деятельности в одной или нескольких