

му применению мер по сохранению плодородия почв, повышению урожайности полевых культур.

#### Список литературы

1. Колтунов М.А. Ползучесть и релаксация. – М.: Высшая школа, 1976.
2. Денисов Н.Я. О природе деформаций глинистых пород. – М.: Изд-во Мин. речного флота, 1951.
3. May W.D., Morris E.L., Atack D. Rolling friction cylinder over a viscoelastic material // I. Appi. Rhys. – 1959.
4. Ишлинский А.Ю., Кондратьева А.С. О качении жестких и пневматических колес по деформируемому грунту. // Тр. совещания по проходимости колесных и гусеничных машин по целине и грунтовым дорогам. – М.: Изд-во АН СССР, 1950.
5. Ишлинский А.Ю. Трение качения // ПММ. – М.: 1938. – Т. 2. – Вып. 2.
6. Пархоменко Г.Г., Щириков В.Н. Расчет взаимодействия катка с почвой с использованием теории вязкоупругости // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2007. – № 10.
7. Реология. Теория и приложения: пер. с англ. / под ред. Ф. Эйриха. – М.: Изд-во иностранной литературы, 1962.
8. Золотаревская Д.И. Влияние вязкоупругих свойств почвы и сил трения на тяговые свойства и уплотняющее воздействие на почву колесных тракторов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1991. – № 3.
9. Золотаревская Д.И. Исследование влияния реологических свойств грунта на сопротивление ведомых колес: автореф. дис. ... канд. техн. наук. – М.: МАМИ, 1971.
10. Золотаревская Д.И. Основы теории и методы расчета уплотняющего воздействия на почву колесных движителей мобильной сельскохозяйственной техники: дис. ... д-ра техн. наук. – М.: ВИСХОМ, 1997.
11. Золотаревская Д.И. О трении качения при движении колес по уплотняющемуся грунту // Доклады ТСХА. – 1968. – Вып. 136.
12. Работнов Ю.Н. Механика деформируемого твердого тела. – М.: Наука, 1979.
13. Розовский М.И. Ползучесть и длительное разрушение материалов // Журнал технической физики. – 1951 – Т. XXI. – № 11.
14. Вялов С.С. Реологические основы механики грунтов. – М.: Высшая школа, 1978.
15. Золотаревская Д.И. Взаимосвязь различных математических моделей деформирования почв // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1983. – № 5.
16. Носов С.В. Мобильные энергетические средства: выбор параметров и режимов работы через реологические свойства опорного основания. – Липецк: Изд-во ЛГТУ, 2006.
17. Золотаревская Д.И. Закономерности деформирования почв и их математическое моделирование // Почвоведение. – 1998. – № 1.
18. Золотаревская Д.И., Бурдыкин В.И., Матвеев В.В., Трушин В.Г., Лядин В.П. Изменение вязкоупругих свойств почвы при воздействии колесного трактора // Известия ТСХА. – 1989. – Вып. 1.
19. Русанов В. А. Проблема переуплотнения почв пути ее решения. – М.: РАСХН, ВИМ, 1998.
20. Золотаревская Д.И., Джафаринами К., Лядин В.П. Изменение реологических свойств и уплотнение почвы при воздействии колесных движителей // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2007. – № 5.
21. Золотаревская Д.И., Иванцова Н.Н., Лядин В.П. Математическое моделирование деформирования почв при качении колес // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2008. – № 5.
22. Золотаревская Д.И. Особенности качения колес по вязкоупругой почве // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2005. – № 8.
23. Акинин Д.В. Деформация лесных почв при многократных проходах гусеничного трелевочного трактора: автореф. дис. ... канд. техн. наук. – М.: Московский государственный университет леса, 2001.
24. Золотаревская Д.И. Распространение волн деформации и уплотнение вязкоупругой среды при качении цилиндра // Инженерно-физический журнал. – 2007. – Т. 80. – № 5.
25. Маслов В.С. Снижение уплотняющего воздействия на почву при работе трактора типа «Кировец» на возделывании зерновых культур: дис. ... канд. техн. наук. – Рязань: Рязанский СХИ, 1987.

26. Хабатов Р.Ш., Золотаревская Д.И., Ходыкин В.Т. Моделирование уплотнения почвы колесными движителями // Тракторы и сельхозмашины. – 1985. – № 1.

27. Золотаревская Д.И. Расчет уплотнения почвы колесными тракторами // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1990. – № 6.

#### ОПТИМАЛЬНЫЕ УСЛОВИЯ ВЕРТИКАЛЬНОГО ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ЧАСТИЦЫ

Исаев Ю.М., Семашкин Н.М.,  
Евстигнеева О.Г., Кошкина А.О.

ФГБОУ ВПО «Ульяновская государственная  
сельскохозяйственная академия  
имени П.А. Столыпина», Ульяновск,  
e-mail: isurmi@yandex.ru

Большая доля сельскохозяйственных работ включает в себя процессы транспортирования зерна, в частности и вертикального его перемещения.

Одним из направлений реализации таких технологий является создание средств механизации перемещения сельхозпродукции на основе вращающихся спирально-винтовых рабочих органов.

Рассмотрим решение задачи о пропускной способности вертикального винтового транспортера. Пусть малая материальная частица располагается на винтовой поверхности спирали, установленной в кожухе и вращающейся относительно оси с угловой скоростью  $\omega$ . Рассмотрим взаимодействие частицы со спиральным винтом и корпусом. Нормальная реакция  $N_1$ , действующая на частицу со стороны витка спирали, составляет угол  $\theta$ , с перпендикуляром к винтовой наклонной линии, а перпендикуляр, в свою очередь, угол  $\alpha$ , с осью  $z$ . Сила трения направлена в сторону, обратную движению, и располагается на линии вектора скорости  $v_0$ , т.е.  $F_1 = f_1 \cdot N_1$ , где  $f_1$  – коэффициент трения частицы о спиральный винт. Егол  $\theta$  между нормальной реакцией поверхности витка спирали и осью  $Oy$  характеризует геометрические характеристики спирального винта, цилиндрического кожуха и размер частиц сыпучего материала в транспорте, определяемый из выражения:

$$\theta = \arcsin \left( (r - r_2 + d/2 - r_1) / (r_1 + d/2) \right)$$

где  $r$  – внутренний радиус цилиндрического кожуха, м;  $r_1$  – радиус частицы, м;  $r_2$  – радиус спирального винта, м;  $d$  – диаметр проволоки, м.

Следовательно, для движения материала вверх вдоль оси спирали необходимо соблюсти условие

$$\omega \geq \sqrt{\frac{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) \cdot g}{r f_2}},$$

где  $\varphi_1 = \operatorname{arctg} \left( \frac{f_1}{\cos \theta} \right)$ ,  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;  $f_2$  – коэффициент трения частицы о внутреннюю поверхность кожуха.

При рассмотрении задачи об осевой скорости материала в вертикальном транспортере, получено приближенное уравнение квадратного вида:

$$u^2 + bc\omega u - \frac{bg}{rf_2} = 0,$$

где

$$u = \frac{d\varphi}{dt} - \omega; \quad b = \cos^2 \alpha \left( \operatorname{tg} \alpha + \frac{f_1}{\cos \theta} \right);$$

$$c = \operatorname{tg} \alpha = \frac{a}{r}.$$

Приведенное уравнение представляется весьма удобным для практических расчетов, поскольку корень его является верхней границей для  $u$ , а метод проб позволяет определить значение  $u$  с необходимой точностью.

Вычисление первой производной и приравнение ее к нулю  $dv_1/d\alpha = 0$  приводит, после некоторых упрощений, к формуле, удобной для практического применения:

$$\operatorname{ctg} 2\alpha = \frac{f_1}{\cos \theta} + \frac{2g}{rf_2 \omega^2}.$$

Данное выражение позволяет определить оптимальные параметры транспортера, геометрические характеристики спирали и физико-механические показатели материала для получения максимальной осевой скорости или максимальной пропускной способности транспортера.

#### ПАРАМЕТРЫ ПОПЕРЕЧНОГО КОЛЕБАНИЯ СПИРАЛЬНОГО ВИНТА

Исаев Ю.М., Семашкин Н.М., Назарова Н.Н., Гришин О.П., Кошкина А.О.

ФГБОУ ВПО «Ульяновская государственная сельскохозяйственная академия имени П.А. Столыпина», Ульяновск,  
e-mail: isurmi@yandex.ru

В сельскохозяйственном производстве большое значение имеет сокращение потерь качества зерна при его транспортировании. Одним из направлений реализации таких процессов является совершенствование средств механизации транспортирования с сельхозпродукции на основе вращающихся спирально-винтовых рабочих органов.

Одной из причин повреждения зерна в спирально-винтовом транспортере является дробление его между кожухом и рабочим органом при поперечных колебаниях последнего. Особенную опасность представляют резонансные колебания спирального винта, которые могут возникнуть при критических скоростях его вращения. В связи с этим возникла необходимость расчета жесткости спирального винта.

Для расчета колебаний спирального винта воспользуемся основным дифференциальным уравнением движения в поперечном направлении. Дифференциальное уравнение поперечных колебаний спирального винта получим из рассмотрения условий динамического равновесия элемента  $dx$ , выделенного из произвольно закрепленного спирального винта.

Проектируя все силы, действующие на рассматриваемый элемент (включая в соответствии с принципом Даламбера силы инерции) на вертикальную ось  $y$ , будем иметь:

$$Q - q_i dx - Q - \frac{\partial Q}{\partial x} dx = 0,$$

где  $Q$  – поперечная сила, Н;  $q_i$  – интенсивность сил инерции массы;  $x$  – поперечное перемещение.

При этом собственная циклическая частота определится:

$$\omega_i = k_i^2 \sqrt{\frac{EJ}{m}} = \frac{i^2 \pi^2}{l^2} \sqrt{\frac{EJ}{m}},$$

где  $k$  – коэффициент, учитывающий форму сечения спирального винта,  $E$  – модуль упругости, Н/м<sup>2</sup>;  $J$  – момент инерции, кг·м<sup>2</sup>;  $m$  – масса спирального винта, кг;  $l$  – длина спирального винта, м;  $i = 1, 2, 3$ .

Тогда период колебаний:

$$T = \frac{2\pi}{\omega_i} = \frac{2l^2}{i^2 \pi} \sqrt{\frac{m}{EJ}},$$

а частота колебаний

$$f = \frac{1}{T} = \frac{i^2 \pi}{2l^2} \sqrt{\frac{EJ}{m}}.$$

Уравнение собственных форм колебаний спирального винта будет:

$$\varphi_i(x) = B \sin \frac{i\pi x}{l}.$$

Общее решение данного дифференциального уравнения применительно к рассматриваемому спиральному винту на двух опорах может быть записано в виде:

$$y(x, t) = \sum_{i=1}^{\infty} (a_i \cos \omega_i t + b_i \sin \omega_i t) \sin \frac{i\pi x}{l},$$

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

Решение этого уравнения применительно к спиральному винту длиной  $L$  дает значения критической частоты и критической скорости вращения.

Диапазон значений частот колебания спирально-винтовых рабочих органов в зависимости от их длины представляет некоторую область, в центре которой лежит кривая расчетных значений согласно приведенным уравнениям. С увеличением длины спирального винта кри-