

УДК 631

ОСОБЕННОСТИ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ПТИЧЬЕГО ПОМЁТА В ЗАВИСИМОСТИ ОТ СПОСОБА ЗАГРУЗКИ СПИРАЛЬНО-ВИНТОВОГО ТРАНСПОРТЕРА

Аксенова Наиля Наилевна, кандидат технических наук, доцент
Артемьев Владимир Григорьевич, доктор технических наук, профессор
Губейдуллин Харис Халеуллович, доктор технических наук, профессор
Исаев Юрий Михайлович, доктор технических наук, профессор
ФГБОУ ВПО «Ульяновская ГСХА им. П.А. Столыпина»
432017, г. Ульяновск, бульвар Новый Венец, 1
e-mail: nn_aks@mail.ru

Ключевые слова: заборная способность, перемещение, спирально-винтовой рабочий орган.

Представлены теоретические и экспериментальные исследования устройства для перемещения вязких материалов на примере птичьего помёта, выполнены исследования влияния формы заборной части устройства на его пропускную способность.

Средства механизации производственных процессов, связанных с уборкой и утилизацией птичьего помёта, являются энергоёмкими и металлоёмкими [1 - 4].

В последнее время для удаления и утилизации птичьего помёта предпринимаются попытки использования современных технических средств со спирально-винтовыми рабочими органами, обладающими повышенной универсальностью, простой конструкции и низкой стоимостью по сравнению с существующими аналогами. Однако широкое их внедрение в сельскохозяйственное производство сдерживается недостаточной изученностью вопросов, касающихся выбора конструктивных и режимных параметров технических средств для перемещения птичьего помёта.

Использование спирально-винтовых

транспортирующих рабочих органов в технических средствах для перемещения птичьего помёта является перспективным направлением повышения уровня механизации птицеводства.

При транспортировке птичьего помёта из емкостей традиционными способами возникают определенные трудности.

Рассмотрим теоретические особенности процесса перемещения вязких жидкостей спирально-винтовыми транспортерами. Спираль средним радиусом r вращается с угловой скоростью ω . При этом линейная скорость каждой точки спирали $u = r\omega/(2\pi)$. Сила, действующая на перемещаемый материал со стороны одного витка спирального винта, равна лобовому сопротивлению обтекающего его потока и вызывается разностью давлений по обе сто-

роны потока и напряжениями трения:

$$P = cFu_0^2\rho/2, \quad (1)$$

где c – коэффициент лобового сопротивления; F – площадь проекции витка на плоскость поперечную движению, m^2 ; u_0 – относительная скорость набегающего потока, m/c ; ρ – плотность перемещаемого материала, kg/m^3 .

Перепад давления по потоку, обтекающему виток спирали,

$$\Delta p = \xi\rho u_0^2/2, \quad (2)$$

где ξ – коэффициент сопротивления.

При вращении проволоочного винта в кожухе скорость перемещения материала относительно спирального винта

$$u_0 = u - v, \quad (3)$$

где u – линейная осевая скорость движения проволоочного винта, m/c ; v – осевая скорость жидкости относительно кожуха, m/c .

Запишем уравнение Бернулли для данного случая [5]:

$$\rho v^2/2 = \Delta p - \rho gs - h_w \quad (4)$$

где g – ускорение свободного падения, m/c^2 ; s – шаг винта, m ; h_w – потери напора в трубопроводе на данном участке, Pa .

Принимая во внимание, что шаг спирального винта равен $0,02...0,06$ м, то на такой длине потери напора в уравнении (4) можно не учитывать. Тогда, подставив в уравнение (4) значение перепада давления из-за вращения спирального винта из формулы (2), получим:

$$\Delta p = \xi\rho u_0^2/2 = \xi\rho(u - v)^2/2, \quad (5)$$

тогда

$$\rho v^2/2 = \xi\rho(u - v)^2/2 - \rho gs. \quad (6)$$

Приведем уравнение (6) к виду, удобному для решения, и получим квадратное уравнение относительно v :

$$(\xi - 1)v^2 - 2\xi uv + \xi u^2 - 2gs = 0. \quad (7)$$

Дискриминант этого уравнения

$$D = 4 \cdot (\xi u^2 + 2gs(\xi - 1)).$$

При $\xi > 1$, дискриминант всегда положителен ($D > 0$), а при $\xi < 1$ дискриминант $D > 0$ только при $\xi u^2 > 2gs(1 - \xi)$. В этом случае линейная скорость движения должна удовлетворять неравенству:

$$u > \sqrt{2gs(1/\xi - 1)}. \quad (8)$$

Решив это квадратное уравнение, получим значение скорости движения материала в кожухе при $\xi \neq 1$:

$$v = \frac{\xi u \pm \sqrt{\xi u^2 + 2gs(\xi - 1)}}{(\xi - 1)}. \quad (9)$$

Знаки «+» или «-» выбирают из условия обеспечения положительной скорости движения.

В случае, когда коэффициент сопротивления $\xi = 1$, из уравнения (4) следует решение:

$$v = u/2 - gs/u. \quad (10)$$

Критическая скорость $u_* = \sqrt{2gs}$ при $v = 0$.

Для установления зависимости основных параметров рабочего процесса, в частности, пропускной способности и энергозатрат от конструкции заборного устройства [6] были выбраны следующие виды (формы) окна (рисунок 1) а - спиральный виток не доходит до края кожуха на $0,5...1$ витка; б - спиральный виток на $1...2$ витка выходит из кожуха; в - на конце кожуха выполнены продольные окна прямоугольной формы [7,8,9,10].

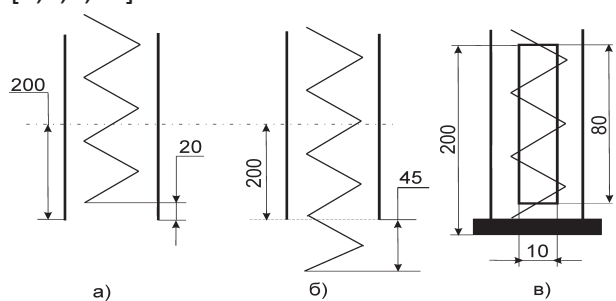


Рис. 1 – Схема заборных окон кожуха устройства

Материалом для исследования служили: жидкий и полужидкий птичий помёт.

Результаты исследований для случая: внешний диаметр кожуха $D_k = 27,5$ мм, внешний диаметр спирали $d_H = 25$ мм, толщина проволоки спирального винта $\delta = 3$ мм, $s = 25$ мм, высота подъема жидкости $H = 2,8$ м, плотность жидкости $\rho = 1300$ kg/m^3 , кинематическая вязкость жидкости $\nu = 3,744$ mm^2/c приведены на рисунках 2 и 3.

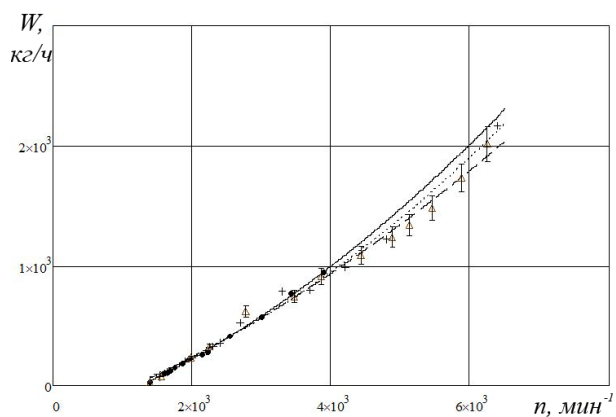


Рис. 2 – Зависимость пропускной способности спирально-винтового транспортера W от частоты вращения n спирального винта

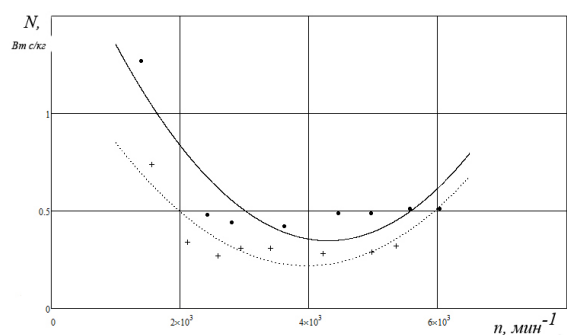


Рис. 3 – Зависимость удельных энергозатрат спирально-винтового транспортера от частоты вращения спирального винта

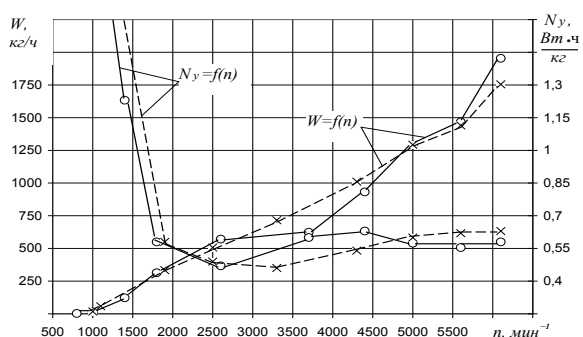


Рис. 4 – Зависимость удельных энергозатрат N_y и пропускной способности W спирально-винтового транспортера от частоты вращения n спирального винта и вида забора жидкости: «о» – вид «а»; «х» – вид «б»

По данным экспериментальных исследований было построено уравнение регрессии, достоверно описывающие характер изменения зависимости пропускной способ-

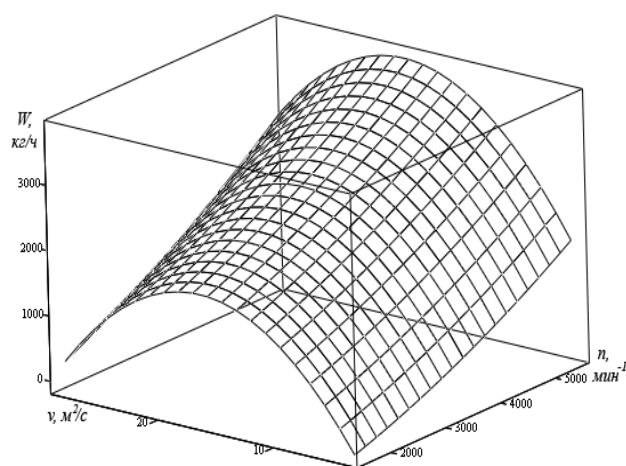


Рис. 5 – Экспериментальная зависимость пропускной способности вертикального спирально-винтового транспортера W (кг/ч) от частоты вращения n , мин^{-1} , и вязкости v , 10^{-2} , $\text{м}^2/\text{с}$

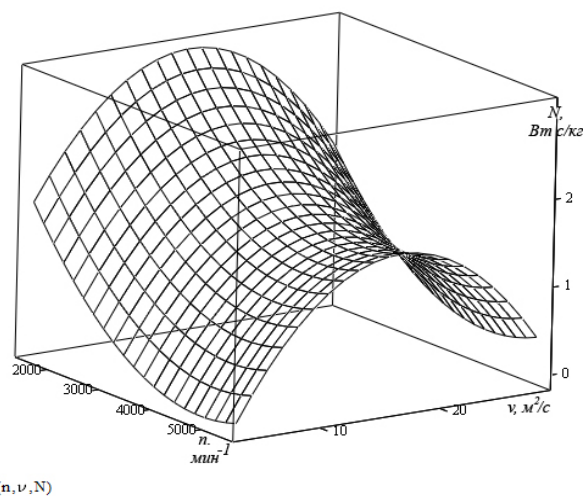


Рис. 6 – Экспериментальная зависимость удельных энергозатрат вертикального спирально-винтового транспортера от частоты вращения спирального винта и вязкости жидкости

ности транспортера от частоты вращения спирали и вязкости жидкости:

$$W = 0,157 n + 3,804 \cdot 10^{-5} n^2 + 0,356 \cdot 10^3 v + 5,357 n v - 1538. \quad (11)$$

Графически уравнение (11) представлено в форме поверхности отклика (рисунок 5).

Максимальная пропускная способность достигается при частоте вращения спирального винта $n = 4,5 \cdot 10^3 \text{ мин}^{-1}$ и вязкости жидкости $v = 16,5 \text{ м}^2/\text{с}$.

Оценка эффективности работы спи-

рально-винтового транспортера по пропускной способности будет не полной без учета удельных энергозатрат. Для этого были получены данные и построены уравнения регрессии, описывающие характер изменения зависимости удельных энергозатрат N , Вт·ч/кг, транспортируемого материала от частоты вращения спирали n , мин⁻¹, и вязкости, м²/с:

$$N = 1,493 \cdot 10^{-3} n + 1,542 \cdot 10^{-7} n^2 + 0,288 v + 3,1 \cdot 10^{-6} n v + 2,538. \quad (12)$$

Минимальные значения удельных энергозатрат при транспортировании, полученное методом классической оптимизации, достигается при частоте вращения спирального винта $n = 4,7 \cdot 10^3$ мин⁻¹, вязкости жидкости $v = 14,6$ м²/с и шаге винта $s = 30$ мм. В этом случае $W = 3237$ кг/ч; $N = 1,47$ Вт·ч/кг.

Анализ показывает, что заборная способность спирально-винтового транспортера для разных случаев (а, б и в – рисунок 1) примерно одинакова. Увеличение вязкости и ведёт к уменьшению осевого отставания материала от осевой скорости винтовой поверхности спирального винта. Однако это не ведёт к заметному увеличению пропускной способности, но наблюдается тенденция к началу забора материала при более низких частотах вращения спирали.

Полученная теоретическая зависимость (9) позволяет, к тому же по значению критической частоты вращения, при которой начинается подъем пропускной способности, определить истинное значение коэффициента ξ . Коэффициент осевого отставания материала $k_v = v/u$ можно определить, используя формулу (9):

$$k_v = \frac{\xi - \sqrt{\xi + 2gs(\xi - 1)/u^2}}{(\xi - 1)},$$

и при $u \rightarrow \infty$;

$$k_v = \frac{\xi - \sqrt{\xi}}{(\xi - 1)}, \quad (13)$$

Исследования показали, что для жидкости с плотностью $\rho = 1300$ кг/м³ теоретическая зависимость $W(n)$ удовлетворительно

совпадает с результатами экспериментальных исследований. При этом минимальные значения удельных энергозатрат 1,47 Вт·ч/кг при транспортировании вязких жидкостей достигается при пропускной способности устройства, равной 3237 кг/ч, частоте вращения спирального винта $n = 4,7 \cdot 10^3$ мин⁻¹, вязкости жидкости $v = 14,6$ м²/с и шаге винта $s = 30$ мм. Полученные данные могут быть использованы при разработке и конструировании устройств для транспортирования птичьего помета.

Библиографический список

1. Патент РФ на полезную модель № 66790 Устройство для перекачивания высоковязких жидкостей / Курдюмов В.И., Артемьев В.Г., Губейдуллин Х.Х., Аксенова Н.Н. Заявл. 22.03.07. Опубл. 27.09.07 г. Бюл. № 27.
2. Аксенова, Н.Н. О влиянии вязкости на показатели работы пружинного насоса / Н.Н. Аксенова, Х.Х. Губейдуллин, В.Г. Артемьев // Перспективы совершенствования инженерной службы, - Ульяновск: УлГСХА, 2004. - С. 237 - 241.
3. Аксенова, Н.Н. Давление, создаваемое при вертикальном перемещении жидкости. / Н.Н. Аксенова, В.П. Игонин, Х.Х. Губейдуллин, В.Г. Артемьев, – Материалы ВНПК // Современное развитие АПК: региональный опыт, проблемы, перспективы. Часть 3 / Инженерно-техническое обеспечение АПК. - Сб. науч. тр. – Ульяновск, 2005. - С. 233 - 235.
4. Аксенова, Н.Н. Результаты экспериментального исследования перемещения жидкого корма пружиной / Н.Н. Аксенова В.Н. Игонин, Х.Х. Губейдуллин, В.Г. Артемьев. – Материалы ВНПК // Современное развитие АПК: региональный опыт, проблемы, перспективы. Часть 3 / Инженерно-техническое обеспечение АПК. - Сб. науч. тр. Ульяновск, 2005. - С. 235 - 241.
5. Губейдуллин, Х.Х. Зависимость показателей работы пружинного насоса от физико-механических свойств молочных продуктов / Х.Х. Губейдуллин, В.Г. Артемьев, Н.Н. Аксенова. - Санкт-Петербург, 2004. - С. 396 - 390.
6. Артемьев В.Г., Губейдуллин Х.Х., Исаев Ю.М. Спирально-винтовые рабочие

органы сельскохозяйственной техники (атлас разработок научной школы «Механика жидких и сыпучих материалов в спирально-винтовых устройствах», рекомендуемых в производство). – Ульяновск, ФГБОУ ВПО «УГСХА», 2012. – 87 с.

7. Артемьев, В.Г. Пружинно-транспортирующие рабочие органы сельскохозяйственной техники (теория и практика) / В.Г. Артемьев, А.А. Артюшин, Е.И. Резник. - Ульяновск, 2005. - 554 с.

8. Исаев, Ю.М. Влияние длины загрузочного окна на параметры пружинного транспортера / Ю.М. Исаев, Х.Х. Губейдуллин, Н.Н. Аксенова // Механизация и элек-

трификация сельского хозяйства. - 2006. № 11.- С. 9 - 10.

9. Исаев, Ю.М. Зависимость длины загрузочного окна от частоты вращения пружины / Ю.М. Исаев, Х.Х. Губейдуллин, В.Г. Артемьев, Н.Н. Аксенова // Фундаментальные исследования. Научно-теоретический журнал. - 2006, № 12. - Москва, «Академия естествознания», - С. 88 - 90.

10. Исаев, Ю.М. Влияние заборной части на транспортировку жидкостей из ёмкости / Ю.М. Исаев, Х.Х. Губейдуллин, О.П. Гришин, Н.Н. Аксенова // Современные проблемы науки и образования. - М.: 2006, № 6. - С.82-84.

УДК 631.532.2+631.331.072.3

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ЛАБОРАТОРНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИСКОВОГО ЗАДЕЛЫВАЮЩЕГО ОРГАНА ДЛЯ ЗАДЕЛКИ ЛУКОВИЦ ЛУКА-СЕВКА

Емельянов Павел Александрович, доктор технических наук, профессор кафедры «Основы конструирования механизмов и машин»

Сибирёв Алексей Викторович, аспирант

ФГБОУ ВПО «Пензенская государственная сельскохозяйственная академия»

440014, г. Пенза, ул. Ботаническая д.30, тел. (841-2) 628-517

e – mail:sibirev2011@yandex.ru

Ключевые слова: заделывающие органы, дисковый заделывающий орган, почвонаправители, угол атаки, луковичи, лук-севок, ориентация, равномерность распределения, многофакторный эксперимент.

В статье приведены результаты многофакторного эксперимента по обоснованию оптимальных технологических и конструктивных параметров дискового заделывающего органа для заделки луковичи лука-севка.

Посадка лука-севка в оптимальные сроки и в соответствии с агротехническими требованиями имеет большое значение для повышения урожайности и улучшения качества выращенной продукции. Самым распространенным и наиболее освоенным способом, применяемым в средней полосе России, а также в северной части европейских стран, является выращивание лука – репки из севка [1].

По результатам исследований Курского СХИ, Пензенской ГСХА, известно, что на урожайность лука большое влияние оказы-

вает не только равномерное распределение луковичи вдоль ряда, но и ориентация лука-севка при посадке [2,3].

Исходя из технологического процесса посадки луковичи, известно, что заделывающие органы являются последним рабочим органом, оказывающим воздействие на положение луковичи в борозде при их посадке [4].

На основании проведенного патентно-технического поиска и анализа существующих и предлагаемых заделывающих органов посевного и посадочного материала не