

Заключение

Предложенная классификация высевающих аппаратов в линиях для производства рассады овощных культур по конструкции рабочего органа для высева семян позволяет осуществить начальную систематизацию известных конструкций для дальнейшего совершенствования их конструкции и более обоснованного выбора необходимой конструкции для эффективного производства.

Список использованной литературы

1. Аутко А. А. Производство кассетной рассады, овощных, пряно-ароматических, лекарственных и цветочных культур на механизированной основе. А.А. Аутко, П.И. Циркунов, С.Г. Яговдик, А.В. Чекель// Теплицы и России. 2014;
2. Проспекты фирмы «Visser» (Голландия), фирмы Mosa (Италия), российско-финского предприятия «SCHETELLIG», фирмы «AGRO-PLAST» (Польша), фирмы «HAMMAX-VEFI» (Норвегия), фирмы «WILLIAMES» (Австралия), фирмы «Urbinati» (Нидерланды), фирмы «DaRos».

УДК 631. 356. 46

**Портянко Г.Н., Гурнович Н.П., Гронская Е.Г.,
Артюшевский А.И., Рогальская Ю.Н., Гаврилик Е.М.**
*УО «Белорусский государственный аграрный технический
университет», г. Минск, Республика Беларусь*

ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОЕ УСТРОЙСТВО ДЛЯ ЗАЩИТЫ ЛЕМЕХОВ НАВЕСНЫХ КАРТОФЕЛЕУБОРОЧНЫХ МАШИН

Введение

Анализ механизмов защиты лемехов современных навесных картофелеуборочных машин показал, что, несмотря на огромное количество их марок, и модификаций, в них используют обычно одни и те же защитные механизмы нескольких типов (подпружиненные кронштейны, срезные штифты, гидравлические замки сцепок и др.) [1].

Основная часть

В БГАТУ для серийно выпускаемого навесного картофелекопателя КТН-2В разработан вариант защиты лемехов от поломок при работе машины на засоренных камнями почвах. Он заключается в установке на копатель балки лемехов с зубчато-фрикционной предохранительной муфтой (рисунок 1).

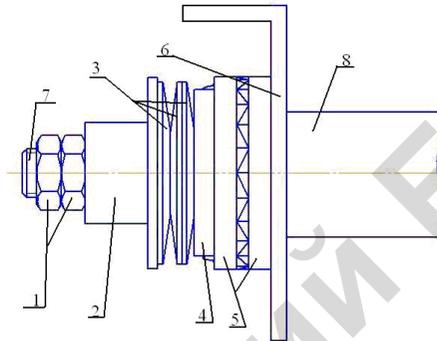


Рисунок 1 - Схема механизма

1 – гайки зажимные; 2 – шайба упорная; 3 – пружины тарельчатые; 4 – втулка шлицевая; 5 – шайбы зубчато-фрикционные; 6 – кронштейн; 7 – вал шлицевой; 8 – балка

К балке 8, на которой закреплены лемеха, приваривается шлицевой вал 7. Весь узел удерживается на прикручиваемых к раме машины кронштейнах 6. На вал насажены зубчато-фрикционные шайбы 5, одна из которых жестко закреплена к кронштейну 6, а вторая подвижная закреплена на шлицевой втулке 4, на которой находятся подобранные по усилию срабатывания тарельчатые пружины 3. Все это прижимается упорной шайбой 2 и зажимается гайками 1.

Работает устройство следующим образом. Если при подкапывании картофеля лемеха сталкиваются с препятствием, сопротивление которого больше тягового усилия агрегата, то за счет создаваемого крутящего момента зубья подвижной шайбы полумуфты выходя из зацепления с зубьями неподвижной шайбы полумуфты начинают сжимать тарельчатые пружины 3 и зубчато-фрикционные шайбы 5 прокручиваются относительно друг друга, при этом балка 8 вместе с лемехами так же прокручивается. Копатель приподнимается, и носки лемехов оказываются сзади балки. Чтобы вернуть их в исходное по-

ложение трактористу необходимо поднять копатель в транспортное положение и ослабить гайки 1. Вернуть лемеха в рабочее положение и закрутить гайки.

На рисунке 2 видно, что носки лемехов, при соприкосновении с препятствием, приподнимают копатель и, прокручиваясь, уходят под него, исключая поломку.

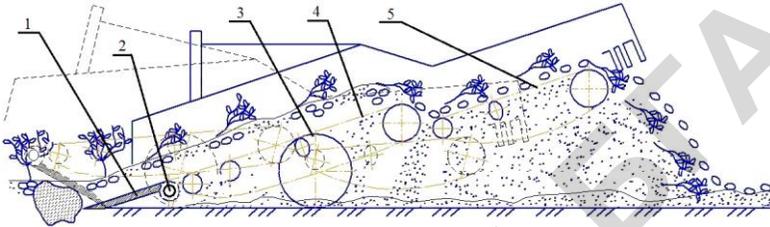


Рисунок 2 – Схема технологическая

1 – лемех; 2 – муфта предохранительная; 3 – колесо ходовое; 4 – элеватор основной; 5 – элеватор второй

Параметры зубчато-фрикционной предохранительной муфты и тарельчатой пружины определялись исходя из максимально возможного тягового сопротивления копателя. При этом было установлено, что расчетный момент, при котором муфта будет выключаться, составляет $475 \text{ Н}\cdot\text{м}$, а диаметр втулки $d=40 \text{ мм}$.

Диаметр окружности, проходящей через середины кулачков определили как:

$$D_c = 2 \cdot d. \quad (1)$$

Окружное усилие при передаче максимального момента, Н:

$$F_t = \frac{2 \cdot T}{D_c}, \quad (2)$$

Усилие необходимое для выключения муфты при перегрузке, Н:

$$Q = F_t \cdot \left[\operatorname{tg} \cdot (\alpha - \rho) - f \cdot \frac{D_c}{d} \right], \quad (3)$$

где $\alpha=35^\circ$ – угол наклона боковой поверхности кулачков [2];

$\rho=2^\circ$ - угол трения [2];

$f=0,05$ – коэффициент трения [2].

Предварительно определим размеры элементов муфты.

Ширина кулачков (размер в радиальном направлении), мм:

$$b = (0,3...0,36) \cdot D. \quad (4)$$

Высота кулачков, мм:

$$h = (0,2...0,3) \cdot b. \quad (5)$$

Сила нормального давления на кулачки, Н:

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha}, \quad (6)$$

Рассчитываем число кулачков:

$$Z \geq \frac{0,418^2 \cdot F_n \cdot E}{\rho \cdot [\sigma_k]^2}, \quad (7)$$

где ρ – приведенный радиус контактирующих передних кромок кулачков [2];

$E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа – модуль упругости для стали [2];

$[\sigma_k] = 1500$ МПа – допустимое контактное напряжение [2].

Подсчитываем напряжения смятия при действии F_t , МПа:

$$\sigma_{см} = \frac{F_t}{b \cdot (h - r) \cdot z} \leq [\sigma_{см}], \quad (8)$$

где $r=2$ мм, радиус кромок кулачков [5];

$[\sigma_{см}] = 30$ МПа – допустимое напряжение смятия.

Для расчета тарельчатой пружины предварительно выбираем параметры пружины, ссылаясь на формулу (3), что $Q = 7810$ Н.

Наружный диаметр:

$$D = 2 \cdot R_{np}, \quad (9)$$

где $R_{np}=45$ мм – радиус сил трения [2].

Внутренний диаметр равен диаметру втулки d .

Находим силу при рабочей деформации, Н.

$$F = \frac{4 \cdot E \cdot S}{(1 - \mu^2) \cdot Y \cdot D_1^2} \cdot \left[(S_3 - S) \left(S_3 - \frac{S}{2} \right) \cdot t + t^3 \right], \quad (10)$$

где $E=2,06 \times 10^5$ МПа – модуль упругости;

$S_1=(0,2 \dots 0,4)S_3$, мм – предварительная деформация пружины;

$S_3=3,5$ мм – максимальная деформация пружины [2];

$t=2,5$ мм – толщина пружины [2];

D_1, D_2 , мм – наружный и внутренний диаметр соответственно [2];

$\mu=0,3$ (для сталей) – коэффициент Пуассона [2];

C_1, C_2, Y, A – расчетные коэффициенты [2]:

$$Y = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{6}{\ln A} \cdot \left[\frac{A-1}{A} \right]^2; \quad (11)$$

где

$$A = \frac{D_1}{D_2}; \quad (12)$$

$$C_1 = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{6}{\ln A} \cdot \left[\frac{A-1}{A} - 1 \right]; \quad (13)$$

$$C_2 = \frac{3 \cdot (A-1)}{\pi \cdot \ln A}; \quad (14)$$

Находим силу при максимальной деформации, H :

$$F_3 = \frac{4 \cdot E \cdot S_3 \cdot t^3}{(1 - \mu^2) \cdot Y \cdot D_1^2}, \quad (15)$$

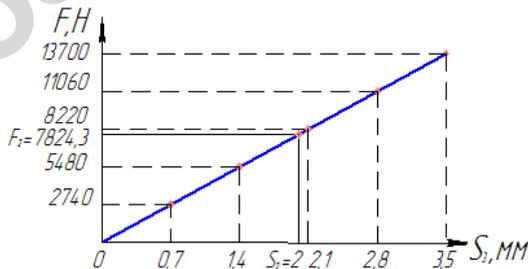


Рисунок 3 – График зависимости силы от деформации пружины.

Из графика видно, что пружина будет сжиматься на $S_2 = 2$ мм при $F_2 = 7824,3$ Н, что приблизительно равно усилию $Q = 7810$ Н.

Количество пружин в муфте определяется по выражению:

$$i = \frac{h}{S_2}. \quad (16)$$

В результате расчетов было установлено, что усилие необходимое для выключения муфты при перегрузке равно 7810 Н. Наружный диаметр шлицевой втулки 40 мм, диаметр окружности, проходящей через середины кулачков 80 мм, высота кулачков 6 мм, ширина кулачков 27,5 мм, угол наклона боковой поверхности кулачков 35°, число кулачков 12. Наружный диаметр тарельчатой пружины 90 мм, внутренний 40 мм, толщина стенки 2,5 мм, рабочий ход одной пружины при модуле упругости $E = 2,06 \times 10^5$ МПа составляет 2 мм, количество пружин на муфте 3.

Заключение

Конструкция разработанного зубчато-фрикционного механизма защиты лемехов, при соответствующей регулировке, может быть использована как для двухрядных, так и для однорядных навесных картофелекопателей.

Список использованной литературы

1. Петров Г.Д. Картофелеуборочные машины. – М.; Машиностроение, 1984. – 384 с.
2. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. Т. 1. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980. – 728с. Т. 2. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980. – 559с. Т. 3. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980. – 557с.