

УДК 631.35

## **ЭЛЕМЕНТЫ ТЕОРИИ ПРОЦЕССА ПРОКАТА СТЕБЛЕЙ ТОМАТОВ ПЛАНЕТАРНЫМИ ВАЛЬЦАМИ**

Абликов В.А. – д. т. н., профессор

Вдовиченко М.Н. – аспирант

Тимофеев М.Н. – инженер

Кубанский государственный аграрный университет

В статье рассмотрены элементы теории процесса проката стеблей томатов планетарными вальцами при механизированной многоразовой уборке.

Несмотря на то, что некоторые хозяйства применяют томатоуборочные машины иностранного производства, такие как «Помак», «MF-5600» и др., проблема механизации уборки томатов остается очень острой и отечественная машина пока не создана.

В настоящее время назрела необходимость создания уборочной машины многоразового сбора плодов по мере их созревания. Это дает возможность увеличить продуктивность плантаций в 2–3 раза, сократить повреждаемость плодов, исключить ручной труд сборщиков.

В основу изготовления экспериментальной машины может быть положен планетарный многовальцовый плодоотделитель, который и стал предметом наших исследований. Разработаны одно- и двухбарабанные планетарные плодоотделители пиккерного типа, которые устанавливаются под углом  $\alpha$  к направлению движения машины. В передней части барабанов расположены активные стеблеподъемники.

В процессе теоретического анализа установлено, что кинематические параметры планетарного многовальцового плодоотделителя существ-

венно влияют на технологические операции процесса плодоотделения. Во время перемещения плодоотделителя, расположенного под углом  $\alpha$  к направлению движения, плодостебельная масса прокатывается вальцами. При этом процесс съема плодов осуществляется за счет двух видов деформации растения – теребления (колебания) стеблей куста и очесывания плодов. Отделяются только крупные плоды, размер которых больше зазора в рабочей щели. Плод будет отделен, если усилие воздействия вальца превысит силы связи с плодоножкой. Мелкие плоды, завязи и цветки остаются на растении в поле и продолжают расти.

Рассмотрим технологический процесс проката стеблей планетарным многовальцовым аппаратом (см. рис.). Количество вальцов на барабане планетарного аппарата  $K_T$  определяется по формуле для двухбарабанного аппарата:

$$K_T = \frac{\pi}{\alpha + \lambda_{c2} \cdot \sin \alpha}, \quad (1)$$

где  $\alpha$  – центральный угол, определяющий на стебле положение точек начального и конечного касания вальца со стеблем;

$\lambda_{c2}$  – отношение окружной скорости барабана 2 к скорости протягивания стебля,

$$\lambda_{c2} = \frac{U_2}{V_c}. \quad (2)$$

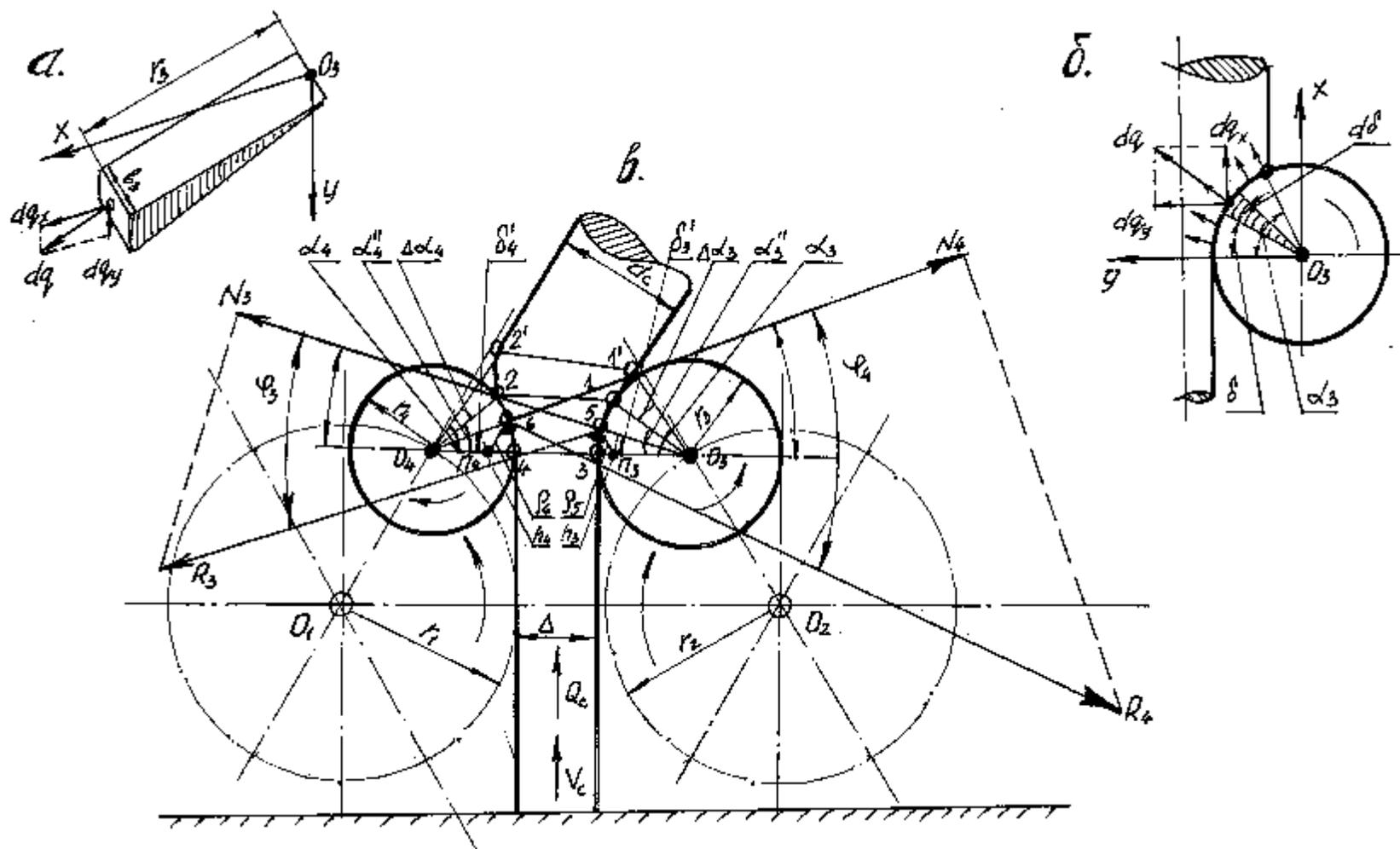
Для однобарабанного аппарата

$$K_T = \frac{\pi}{\alpha + \varepsilon\beta}, \quad (3)$$

где  $\alpha$  и  $\beta$  – центральные углы на планетарном и цилиндрическом барабанах, определяющие на стебле точки начального и конечного положения вальца;

$\varepsilon = \frac{\omega_2}{\omega_1}$  – отношение скоростей вращения цилиндрического и планетарного

барабанов.



Протягивание стеблей планетарными вальцами

Для двухбарабанного аппарата следует принимать  $K_T = 6 \div 9$  шт., для однобарабанного –  $\varepsilon = \frac{1}{3} \div \frac{1}{6}$  и  $K_T = 6 \div 10$  шт.

Если количество вальцов  $K_T$  принять большим, чем может быть получено по формулам (1) и (3), то это отношение будет называться коэффициентом перекрытия.

Из формул (1) и (3) угловые скорости планетарных барабанов:

для двухбарабанного аппарата

$$\omega_2 = \frac{V_c}{r_2 \cdot \sin \alpha} \left( \eta \frac{p}{K} - \alpha \right), \quad (4)$$

для однобарабанного аппарата

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{\beta} \left( \eta \frac{\pi}{K} - \alpha \right). \quad (5)$$

Условие проката стебля в рабочей щели

$$Q_c + \sum T_x - \sum N_x \geq 0, \quad (6)$$

где  $Q_c$  – усилие протягивания стеблей от движения машины;  $\sum T_x$  и  $\sum N_x$  – суммы проекций на направление движения стеблей сил нормального давления со стороны вальцов 3 и 4, прокатывающих стебель, и сил трения.

$$\begin{aligned} \sum N_x &= N_{x3} + N_{x4}, \\ \sum T_x &= T_{x3} + T_{x4}. \end{aligned} \quad (7)$$

Для определения сил  $N_{x3}$ ,  $T_{x3}$ ,  $N_{x4}$  и  $T_{x4}$  используется предположение профессора И.В. Кравельского о равномерном распределении нормальных давлений  $q_3$  и  $q_4$  для точек контактов вальцов со стеблем, принятое им при изучении смятия лубяных культур.

Тогда элементарная сила (см. рис., а):

$$\begin{aligned} dq_3 &= q_3 b_3 r_3 d\delta, \\ dq_4 &= q_4 b_4 r_4 d\delta, \end{aligned} \quad (8)$$

где  $r_3$  и  $r_4$  – радиусы окружностей вальцов 3 и 4;  $b_3$  и  $b_4$  – ширина площади соприкосновения стебля с вальцами.

Проекции элементарных сил на оси X и Y равны:

$$\begin{aligned} dq_{3x} &= dq_3 \cdot \cos \delta, & dq_{3y} &= dq_3 \cdot \sin \delta \\ dq_{4x} &= dq_4 \cdot \cos \delta, & dq_{4y} &= dq_4 \cdot \sin \delta. \end{aligned} \quad (9)$$

В ходе интегрирования выражений (8) и (9) по  $\alpha$  в пределах от 0 до  $\alpha_3$  и от 0 до  $\alpha_4$  получим

$$\begin{aligned} Q_{3x} &= \int_0^{\alpha_3} dq_{3x} = q_3 b_3 \cdot r_3 (1 - \cos \alpha_3''), \\ Q_{3y} &= \int_0^{\alpha_3} dq_{3y} = q_3 b_3 r_3 \cdot \sin \alpha_3''; \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} Q_{4x} &= \int_0^{\alpha_4} dq_{4x} = q_4 b_4 \cdot r_4 (1 - \cos \alpha_4''), \\ Q_{4y} &= \int_0^{\alpha_4} dq_{4y} = q_4 b_4 \cdot r_4 \cdot \sin \alpha_4''; \end{aligned} \quad (11)$$

где  $\alpha_3''$  и  $\alpha_4''$  – углы охвата вальцов стеблями,

$$\alpha_3'' = \mu \alpha_3, \quad \alpha_4'' = \mu \alpha_4,$$

$\mu$  – коэффициент уменьшения углов  $\alpha_3$  и  $\alpha_4$ , учитывающий смятие прокатываемого стебля перед вальцами вследствие его упругости,  $\mu = 0,76$ .

Из условия равновесия стебля  $Q_{3y} = Q_{4y}$  по оси Y и равенства  $\frac{q_3}{q_4} = \frac{b_4}{b_3}$ :

$$r_4 \cdot \sin \alpha_4'' = r_3 \cdot \sin \alpha_3''. \quad (12)$$

Из трапеции  $O_3 I O_4$ , имея в виду выражение (12), после преобразований получим

$$\cos \alpha_3'' = \frac{(C_m - d_c')^2 - r_4^2 + r_3^2}{2(C_m - d_c') \cdot r_3}, \quad (13)$$

где  $C_m$  – расстояние между центрами вальцов 3 и 4,

$$C_m = r_3 + r_4 + \Delta,$$

$d_c'$  – толщина стебля, сжатого вальцами 3 и 4 на входе в рабочую щель, определяется в зависимости от диаметра стебля  $d_c$  и отношения  $\frac{r_3}{r_4}$ ;  $\Delta$  – зазор между вальцами 3 и 4.

Подставляя  $N_3 = \sqrt{Q_{3x}^2 + Q_{3y}^2}$  и  $N_4 = \sqrt{Q_{4x}^2 + Q_{4y}^2}$  в выражения (10) и (11), после преобразования получим значения сил  $R_3$  и  $R_4$ :

$$\begin{aligned} R_3 &= N_3 \sqrt{1 + f_3^2} = 2q_3 b_3 r_3 \cdot \sin \frac{\alpha_3''}{2} \sqrt{1 + f_3^2}, \\ R_4 &= N_4 \sqrt{1 + f_4^2} = 2q_4 b_4 r_4 \cdot \sin \frac{\alpha_4''}{2} \sqrt{1 + f_4^2}, \end{aligned} \quad (14)$$

где  $f_3$  и  $f_4$  – коэффициенты трения вальцов 3 и 4 по стеблям.

Точки приложения сил  $R_3$  и  $R_4$  определяются значениями углов  $\delta_3'$  и  $\delta_4'$

$$\begin{aligned} \delta_3' &= \arctg \frac{Q_{3x}}{Q_{4y} \sin \alpha_3} = \arctg \frac{1 - \cos \alpha_3''}{\sin \alpha_3''} = 0,5 \alpha_3''; \\ \delta_4' &= \arctg \frac{Q_{4x}}{Q_{4y} \sin \alpha_4} = \arctg \frac{1 - \cos \alpha_4''}{\sin \alpha_4''} = 0,5 \alpha_4''. \end{aligned} \quad (15)$$

Если принять, что

$$\alpha_3'' = 0,76 \alpha_3 \text{ и } \alpha_4'' = 0,76 \alpha_4, \quad (16)$$

то

$$\delta_3' = 0,38 \alpha_3 \text{ и } \delta_4' = 0,38 \alpha_4.$$

Так, по Н.М. Николаеву  $\delta' = (0,22 \div 0,39) \alpha$ .

Моменты сил  $R_3$  и  $R_4$  относительно мгновенных осей вращения вальцов 3 и 4 будут равны:

$$\begin{aligned} M_3 &= R_3 \rho_5, \\ M_4 &= R_4 \rho_6. \end{aligned} \quad (17)$$

где  $\rho_5$ ,  $\rho_6$  – соответственно плечи сил  $R_3$  и  $R_4$ .

Значения  $\rho_5$  и  $\rho_6$  (см. рис.) определяются из треугольников  $\Pi_3 O_3 5$  и  $\Pi_4 O_4 6$ :

$$\rho_5 = \frac{r_3}{\lambda_{c3}} \sqrt{\lambda_{c3}^2 + 1 - 2\lambda_{c3} \cdot \cos \delta_3'}$$

$$\rho_6 = \frac{r_4}{\lambda_{c4}} \sqrt{\lambda_{c4}^2 + 1 - 2\lambda_{c4} \cdot \cos \delta_4'}. \quad (18)$$

Мощность  $W_c$ , необходимая на прокат стеблей вальцами двухбарабанного аппарата:

$$W_c = e_c [M_3(\omega_3 - \omega_2) + M_4(\omega_4 - \omega_1)], \quad (19)$$

где  $e_c$  – количество стеблей, находящихся одновременно в рабочей щели;

$$e_c = \frac{L m B V_k}{3600 V_c}, \quad (20)$$

где  $L$  – средняя длина стебля;  $m$  – количество стеблей на 1 га;  $B$  – ширина захвата комбайна;  $V_k$  – скорость движения комбайна;  $V_c$  – скорость движения стеблей в рабочей щели;  $M_3$  и  $M_4$  – моменты соответствующих равнодействующих сил  $N$  и  $T$  относительно мгновенной оси вращения.

Выводы. При рассмотрении процесса проката стеблей пасленовых овощей как проката упруго-пластичного материала получены зависимости, определяющие кинематические и энергетические параметры планетарных многовальцовых плодотделителей.