

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ВАЛЬЦОВОГО ВОРОХООЧИСТИТЕЛЯ

**Д.И. Комлач,**

зам. генерального директора по внедрению и испытаниям  
РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства»

**В.В. Голдыбан,**

зав. лабораторией механизации производства овощей и корнеклубнеплодов,  
РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства», канд. техн. наук

**В.Н. Еднач,**

ст. преподаватель каф. сельскохозяйственных машин БГАТУ

*Выполнен расчет потребной мощности на привод вальцового очистителя вороха, предусматривающий определение сил, возникающих в процессе сжатия и протаскивания растительных примесей вальцами, координат их приложения и крутящего момента на оси вальцов.*

*The calculation of the required power to the drive roller cleanse-telya heap, providing for the forces generated during compression and pulling vegetable impurities rollers coordinate their applications and torque on the axis of the rollers.*

### Введение

Для отделения растительных примесей из картофельного вороха предлагается использовать в картофелеуборочных машинах вальцовый ворохоочиститель [1], состоящий из гладких вальцов и вальцов со спиральными выступами, составленными попеременно.

Выкопанная масса, состоящая из почвы, камней, клубней, ботвы и сорняков, прошедшая предварительную очистку на прутковом элеваторе, попадает на вальцы ворохоочистителя. Вальцы, вращаясь попарно, обеспечивают защемление ботвы и других растительных примесей, а также способствуют продвижению продукции по ворохоочистителю к выносному транспортеру, с которого выносятся за пределы машины.

### Основная часть

Для обеспечения работоспособности вальцового ворохоочистителя при минимальном повреждении продукции были обоснованы его конструктивные и кинематические параметры [2-4].

Определим потребную мощность для привода вальцового ворохоочистителя. Мощность затрачивается на протаскивание растительных примесей вальцами ( $N_{np}$ ) и на перемещение клубней картофеля в транспортирующих потоках, образованных парами вальцов ( $N_{mp}$ ), кВт

$$N_g = N_{np} + N_{mp} \quad (1)$$

Потребную мощность для протаскивания растительных примесей вальцами (кВт) определим как

$$N_{np} = \frac{M_k \cdot n_g \cdot k_{mn} \cdot L_g}{9750 \cdot \eta_{mp}}, \quad (2)$$

где

$M_k$  – крутящий момент на оси вальцов, Нм;

$n_g$  – частота вращения вальцов, мин<sup>-1</sup>;

$k_{mn}$  – количество транспортирующих потоков (пар вальцов), шт;

$L_g$  – диаметр вальцов, м;

$\eta_{mp}$  – к.п.д. механизма привода. Принимаем  $\eta_{mp} = 0,8$ .

С точностью, достаточной для практических целей, потребную мощность для перемещения материала вальцами (кВт) определим по известному выражению:

$$N_{mp} = \frac{W_c \cdot L_g \cdot \omega_c}{102}, \quad (3)$$

где  $W_c = q_{umt} \cdot m_{кл}$  – производительность ворохоочистителя, кг/с;

$q_{umt}$  – секундная подача картофеля со всего сепаратора, шт/с;

$m_{кл}$  – масса клубня картофеля, кг;

$\omega_c$  – эмпирический коэффициент сопротивления движению. В предварительных расчетах для угла наклона вальцов  $\alpha_g = 15^\circ$  принимаем  $\omega_c = 0,98$ .

Для определения момента в выражении (2) рассмотрим процесс протаскивания вальцами ботвы картофеля и растительных остатков, когда оба вальца имеют одинаковый диаметр, принудительное вращение и равные окружные скорости. Следовательно, они будут одинаково воздействовать на протаскиваемую массу.

При этом примем следующие допущения:

- скорость протягивания вороха постоянна и ударные нагрузки отсутствуют;
- материал рассматривается как упруго-пластичное тело;
- наличием винтовой навивки на вальцах пренебрегаем.

При протаскивании растительная масса проходит две зоны вальцов [5, с. 116]:

1 – зона сжатия, где в процессе сжатия плотность материала увеличивается и достигает максимальной величины в минимальном зазоре между вальцами. Угол контакта материала с вальцами в этой

зоне равен  $\frac{\pi}{2} - \alpha_n$ ;

2 – зона восстановления, где плотность материала уменьшается от максимальной до конечной, достигающей величины, несколько большей первоначальной плотности. Угол контакта материала с вальцами в

этой зоне равен  $\alpha_k - \frac{\pi}{2}$ .

Силы сжатия растительного слоя вальцом всегда направлены нормально к его поверхности, и в обеих зонах деформации могут быть приведены к двум равнодействующим:  $N_1$  и  $N_2$  (рис. 1). Место приложения сил определяется углами  $\alpha_{1ym}$  и  $\alpha_{2ym}$ .

Разложив  $N_1$  и  $N_2$  по направлению сжатия мате-

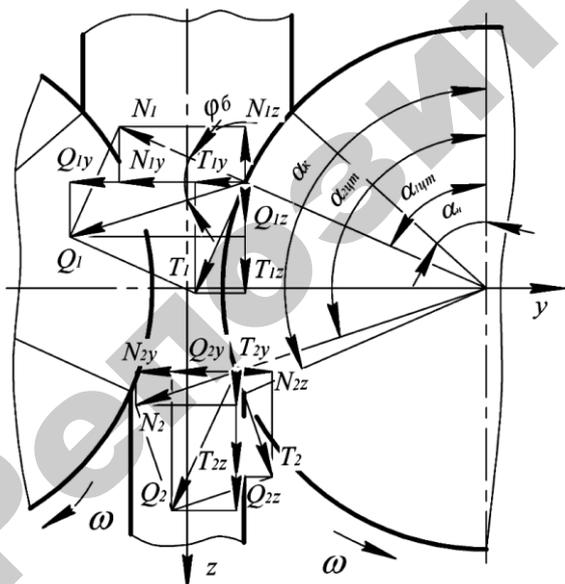


Рисунок 1. Схема сил, действующих на протаскиваемый материал

риала – вдоль горизонтальной оси  $y$  и по направлению движения слоя вдоль вертикальной оси  $z$ , получим составляющие силы  $N_{1y}$  и  $N_{2y}$ , которые сжимают материал, а также  $N_{1z}$  и  $N_{2z}$ , которые выталкивают его из вальцов. Естественно, что последние направлены в стороны, противоположные друг другу.

Кроме того, по касательной к поверхностям вальцов на материал действуют силы трения, которые можно заменить равнодействующими  $T_1$  и  $T_2$ . Раскладывая их по тем же направлениям, что и нормальные силы, получим составляющие, способствующие сжатию материала, и составляющие  $T_{1z}$  и  $T_{2z}$ , которые протаскивают его между вальцами. При этом заметим, что горизонтальные составляющие сил трения направлены всегда в одну сторону.

С учетом изложенного выше, условие протаскивания материала вальцами запишется:

$$N_{2z} + T_{1z} + T_{2z} \geq N_{1z}, \quad (3)$$

Здесь знак равенства соответствует установившемуся процессу протаскивания, а неравенства – движению слоя, сопровождающемуся пробуксовыванием материала по поверхности вальцов. Последнее явление можно наблюдать при уменьшении зазора между вальцами, когда силы трения уже не могут уравновесить сопротивление протаскиваемого слоя.

Согласно рисунку (1):

$$N_{1z} = N_1 \cdot \cos \alpha_{1ym};$$

$$N_{2z} = N_2 \cdot \cos \alpha_{2ym};$$

$$T_{1z} = N_{1y} \cdot \operatorname{tg} \phi_0 = N_1 \cdot \sin \alpha_{1ym} \cdot \operatorname{tg} \phi_0;$$

$$T_{2z} = N_{2y} \cdot \operatorname{tg} \phi_0 = N_2 \cdot \sin \alpha_{2ym} \cdot \operatorname{tg} \phi_0.$$

С учетом того, что

$$T_1 = \frac{Q_{1y}}{\sin \alpha_{1ym} + \operatorname{tg} \phi_0 \cdot \cos \alpha_{1ym}};$$

$$T_2 = \frac{Q_{2y}}{\sin \alpha_{2ym} + \operatorname{tg} \phi_0 \cdot \cos \alpha_{2ym}}.$$

Неравенство (3) относительно  $\operatorname{tg} \phi_0$  после некоторых преобразований запишется в следующем виде:

$$\operatorname{tg} \phi_0 > \frac{(Q_{1y} + Q_{2y}) \cdot \operatorname{tg} \alpha_{1ym} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{2ym} - (Q_{1y} - Q_{2y})}{2(Q_{1y} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{1ym} + Q_{2y} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{2ym})} \pm \sqrt{\frac{[(Q_{1y} + Q_{2y}) \cdot \operatorname{tg} \alpha_{1ym} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{2ym} - (Q_{1y} - Q_{2y})]^2 + 4 \cdot (Q_{1y} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{1ym} + Q_{2y} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{2ym}) \cdot (Q_{1y} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{2ym} - Q_{2y} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{1ym})}{2(Q_{1y} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{1ym} + Q_{2y} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{2ym})}}. \quad (4)$$

Для определения сил  $Q_{1y}$  и  $Q_{2y}$ , сжимающих материал в зонах сжатия и восстановления, примем во внимание, что удельное давление, необходимое

для деформации сжатия материалов растительного происхождения, принято определять экспериментально в виде функции от плотности, которой достигает сжимаемый материал –  $p = f(\gamma)$  [5, с.52, 6].

Выделим элементарную зону деформации  $ds = r_g \cdot d\alpha_1$  (рис. 2). Абсолютная поперечная деформация слоя протаскиваемой массы в элементарной зоне запишется:

$$\Delta h_1 = h_n - h_1, \quad (5)$$

где  $h_n$  – толщина слоя, поступающего в вальцы, м;  
 $h_1$  – толщина слоя в элементарной зоне деформации, м.

Необходимо отметить, что сжатие материала между вальцами сопровождается его расширением в боковом направлении, т.е. вдоль вальцов. Это расширение учитывается введением коэффициента бокового расширения  $\varepsilon$ , величина которого определяется экспериментально. Тогда боковая абсолютная деформация в элементарной зоне сжатия может быть определена как

$$\Delta l_1^c = l_1^c - l_n = \varepsilon \cdot \Delta h_1 \quad (5a)$$

где  $l_n$  – ширина слоя, поступающего в вальцы, м;

$l_1^c$  – ширина слоя в элементарной зоне, м.

Выражения (5) и (5a) позволяют нам написать  $l_1^c - l_n = \varepsilon(h_n - h_1)$ , или  $l_1^c = l_n + \varepsilon(h_n - h_1)$ .

Согласно рисунку (2), толщина слоя  $h_1$  в элементарной зоне деформации определится как

$$h_1 = b + 2 \cdot r_g \cdot (1 - \sin \alpha_1), \quad (6)$$

где  $b$  – зазор между вальцами, м.

Тогда

$$l_1^c = l_n + \varepsilon \cdot (h_n - b - 2r_g \cdot (1 - \sin \alpha_1)). \quad (7)$$

Так как плотность слоя в любом сечении обратно пропорциональна его площади, запишем выражение для определения плотности в элементарной зоне деформации:

$$\gamma_1 = \gamma_0^n \cdot \frac{h_n \cdot l_n}{h_1 \cdot l_1^c}, \quad (8)$$

где  $\gamma_0^n$  – плотность слоя ботвы, поступающей в вальцы, до деформации (начальная плотность), кг/м<sup>3</sup>.

С учетом (6) и (7), выражение (8) примет вид:

$$\gamma_1 = \gamma_0^n \times \frac{h_n \cdot l_n}{k_1^n + k_2^n \cdot \sin \alpha_1 - k_3^n \cdot \sin^2 \alpha_1}, \quad (9)$$

где

$$k_1^n = (b + 2r_g) \cdot (l_n + \varepsilon \cdot (h_n - b - 2r_g)),$$

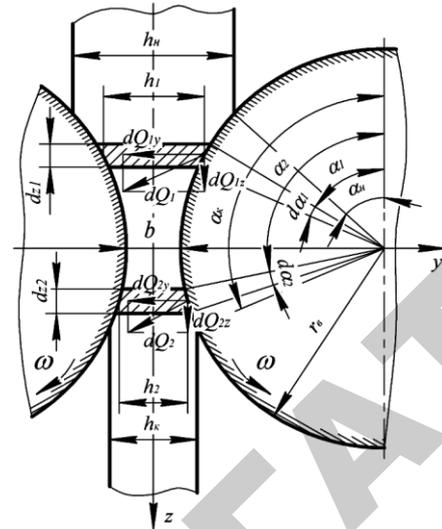


Рисунок 2. Схема деформаций

$$k_2^n = 2r_g \cdot (2\varepsilon \cdot (b + 2r_g) - \varepsilon \cdot h_n - l_n),$$

$$k_3^n = 4r_g^2 \cdot \varepsilon.$$

Давление вальцов  $q_1$  в любом сечении протаскиваемого слоя зависит от угла  $\alpha_1$  (рис. 2) и начальной плотности материала  $\gamma_1$ .

Эту взаимосвязь можно представить в виде функциональной зависимости:

$$q_1 = f(\gamma_1) = \phi(\alpha_1). \quad (10)$$

На элементарную площадку в зоне сжатия со стороны вальцов действует сила  $dQ_{1y} = q_1 \cdot g \cdot l_1 \cdot dz_1$ . Подставляя в это выражение значение  $q_1$  из уравнения (10),  $l_1$  из уравнения (7) и  $dz_1 = r_g \cdot \sin \alpha_1 \cdot d\alpha_1$ , получим:

$$dQ_{1y} = g \cdot r_g \cdot [l_n + \varepsilon \cdot (h_n - b - 2r_g \cdot (1 - \sin \alpha_1))] \cdot \phi(\alpha_1) \cdot \sin \alpha_1 \cdot d\alpha_1 \quad (11)$$

Интегрируя левую и правую часть уравнения (11) в

$$Q_{1y} = g \cdot r_g \int_{\alpha_n}^{\frac{\pi}{2}} [l_n + \varepsilon \cdot (h_n - b - 2r_g \cdot (1 - \sin \alpha_1))] \cdot \phi(\alpha_1) \cdot \sin \alpha_1 \cdot d\alpha_1 \quad (12)$$

пределах от  $\alpha_n$  до  $\frac{\pi}{2}$ , получим значение равнодействующей силы, сжимающей массу в зоне сжатия:

Проведя аналогичные рассуждения для зоны восстановления материала, получим

$$\gamma_2 = \gamma_0^k \cdot \frac{h_k \cdot l_k}{k_1^k + k_2^k \cdot \sin \alpha_2 - k_3^k \cdot \sin^2 \alpha_2}, \quad (13)$$

$$Q_{2y} = g \cdot r_g \int_{\frac{\pi}{2}}^{\alpha_k} [l_k + \varepsilon \cdot (h_k - b - 2r_g \cdot (1 - \sin \alpha_2))] \cdot \phi(\alpha_2) \cdot \sin \alpha_2 \cdot d\alpha_2, \quad (14)$$

где

$$\begin{aligned} k_1^k &= (b + 2r_g) \cdot (l_k + \varepsilon \cdot (h_k - b - 2r_g)); \\ k_2^k &= 2r_g \cdot (2\varepsilon \cdot (b + 2r_g) - \varepsilon \cdot h_k - l_k); \\ k_3^k &= 4r_g^2 \cdot \varepsilon; \\ q_2 &= f(\gamma_2) = \phi(\alpha_2). \end{aligned} \quad (15)$$

Представим выражения (12) и (14) в следующем виде:

$$Q_{1y} = \int_{\alpha_n}^{\frac{\pi}{2}} F_1(\alpha_1) d\alpha_1; \quad (16)$$

$$Q_{2y} = \int_{\frac{\pi}{2}}^{\alpha_k} F_2(\alpha_2) d\alpha_2, \quad (17)$$

где

$$F_1(\alpha_1) = g \cdot r_g \cdot [l_n + \varepsilon \cdot (h_n - b - 2r_g \cdot (1 - \sin \alpha_1))] \cdot \phi(\alpha_1) \cdot \sin \alpha; \quad (18)$$

$$F_2(\alpha_2) = g \cdot r_g \cdot [l_k + \varepsilon \cdot (h_k - b - 2r_g \cdot (1 - \sin \alpha_2))] \cdot \phi(\alpha_2) \cdot \sin \alpha_2. \quad (19)$$

Углы  $\alpha_{1ц.м.}$  и  $\alpha_{2ц.м.}$ , определяющие места приложения равнодействующих сил  $Q_{1y}$  и  $Q_{2y}$ , определим как координаты центров тяжести эпюр давления в зонах сжатия и восстановления:

$$\alpha_{1ц.м.} = \frac{\int_{\alpha_n}^{\frac{\pi}{2}} \alpha_1 F_1(\alpha_1) d\alpha_1}{Q_{1y}}, \quad (20)$$

$$\alpha_{2ц.м.} = \frac{\int_{\frac{\pi}{2}}^{\alpha_k} \alpha_2 F_2(\alpha_2) d\alpha_2}{Q_{2y}}. \quad (21)$$

Для определения  $Q_{1y}$  и  $Q_{2y}$  по уравнениям (16) и (17) воспользуемся эмпирической формулой И.А. Долгова [6], отражающей зависимость удельного давления от плотности:

$$q = \kappa \left[ e^{c \cdot (\gamma - \gamma_n)} - 1 \right],$$

где  $\kappa$ ,  $c$  – эмпирические коэффициенты, зависящие от свойств и влажности материала.

По данным Хайлиса, зависимость деформации от удельного давления при сжатии картофельной ботвы в числовом интервале аналогична деформации стеблей столовой свеклы [7, с.98], а для последних в литературе [6] предложены следующие значения коэффициентов  $\kappa$  и  $c$ :

– для зоны сжатия:  $\kappa = 0,152$ ;  $c = 6,73 \cdot 10^{-3}$ ;

– для зоны восстановления:  $\kappa = 0,1$ ;  $c = 1,51 \cdot 10^{-2}$ .

С учетом вышесказанного, выражения (10) и (15) примут вид:

$$\begin{aligned} q_1 &= \phi(\alpha_1) = \\ &= 0,152 \cdot \left[ e^{6,73 \cdot 10^{-3} \cdot \gamma_n \cdot \left( \frac{h_n \cdot l_n}{k_1^k + k_2^k \cdot \sin \alpha_1 - k_3^k \cdot \sin^2 \alpha_1} - 1 \right)} - 1 \right], \end{aligned} \quad (22)$$

$$\begin{aligned} q_2 &= \phi(\alpha_2) = \\ &= 0,1 \cdot \left[ e^{1,51 \cdot 10^{-2} \cdot \gamma_k \cdot \left( \frac{h_k \cdot l_k}{k_1^k + k_2^k \cdot \sin \alpha_2 - k_3^k \cdot \sin^2 \alpha_2} - 1 \right)} - 1 \right]. \end{aligned} \quad (23)$$

Функциональные зависимости (16), (17), (20) и (21) не могут быть проинтегрированы в общем виде. Поэтому следует обратиться к одному из методов приближенного интегрирования.

Для решения уравнений (16) и (17) воспользуемся формулой Чебышева с семью членами [91, с. 392]:

$$\begin{aligned} Q_{1y} &= \int_{\alpha_n}^{\frac{\pi}{2}} F_1(\alpha_1) d\alpha_1 = \frac{2}{7} \times (F_1(\alpha_{1_1}) + F_1(\alpha_{1_2}) + \\ &+ F_1(\alpha_{1_3}) + F_1(\alpha_{1_4}) + F_1(\alpha_{1_5}) + F_1(\alpha_{1_6}) + F_1(\alpha_{1_7})), \end{aligned} \quad (24)$$

где

$$\alpha_{1_1} = \frac{\frac{\pi}{2} + \alpha_n}{2} + \frac{\frac{\pi}{2} - \alpha_n}{2} \cdot 0,8838;$$

$$\alpha_{1_2} = \frac{\frac{\pi}{2} + \alpha_n}{2} + \frac{\frac{\pi}{2} - \alpha_n}{2} \cdot 0,5296;$$

$$\alpha_{1_3} = \frac{\frac{\pi}{2} + \alpha_n}{2} + \frac{\frac{\pi}{2} - \alpha_n}{2} \cdot 0,3219;$$

$$\alpha_{1_4} = \frac{\frac{\pi}{2} + \alpha_n}{2};$$

$$\alpha_{1_5} = \frac{\frac{\pi}{2} + \alpha_n}{2} - \frac{\frac{\pi}{2} - \alpha_n}{2} \cdot 0,3219;$$

$$\alpha_{1_6} = \frac{\frac{\pi}{2} + \alpha_n}{2} - \frac{\frac{\pi}{2} - \alpha_n}{2} \cdot 0,5296;$$

$$\alpha_{1_7} = \frac{\frac{\pi}{2} + \alpha_n}{2} - \frac{\frac{\pi}{2} - \alpha_n}{2} \cdot 0,8838.$$

$$Q_{2y} = \int_{\frac{\pi}{2}}^{\alpha_k} F_2(\alpha_2) d\alpha_2 = \frac{\alpha_k - \frac{\pi}{2}}{7} \times (F_2(\alpha_{2_1}) + F_2(\alpha_{2_2}) + F_2(\alpha_{2_3}) + F_2(\alpha_{2_4}) + F_2(\alpha_{2_5}) + F_2(\alpha_{2_6}) + F_2(\alpha_{2_7})) \quad (25)$$

$$\alpha_{2_1} = \frac{\frac{\pi}{2} + \alpha_k}{2} + \frac{\alpha_k - \frac{\pi}{2}}{2} \cdot 0,8838;$$

$$\alpha_{2_2} = \frac{\frac{\pi}{2} + \alpha_k}{2} + \frac{\alpha_k - \frac{\pi}{2}}{2} \cdot 0,5296;$$

$$\alpha_{2_3} = \frac{\frac{\pi}{2} + \alpha_k}{2} + \frac{\alpha_k - \frac{\pi}{2}}{2} \cdot 0,3219;$$

$$\alpha_{2_4} = \frac{\frac{\pi}{2} + \alpha_k}{2};$$

$$\alpha_{2_5} = \frac{\frac{\pi}{2} + \alpha_k}{2} - \frac{\alpha_k - \frac{\pi}{2}}{2} \cdot 0,3219;$$

$$\alpha_{2_6} = \frac{\frac{\pi}{2} + \alpha_k}{2} - \frac{\alpha_k - \frac{\pi}{2}}{2} \cdot 0,5296;$$

$$\alpha_{2_7} = \frac{\frac{\pi}{2} + \alpha_k}{2} - \frac{\alpha_k - \frac{\pi}{2}}{2} \cdot 0,8838.$$

Аналогичным образом вычисляем значения интегралов, представляющих собой числители выражений (20) и (21):

$$\int_{\alpha_n}^{\frac{\pi}{2}} \alpha_1 F_1(\alpha_1) d\alpha_1 = \frac{\frac{\pi}{2} - \alpha_n}{7} \times (\alpha_1 F_1(\alpha_{1_1}) + \alpha_1 F_1(\alpha_{1_2}) + \alpha_1 F_1(\alpha_{1_3}) + \alpha_1 F_1(\alpha_{1_4}) + \alpha_1 F_1(\alpha_{1_5}) + \alpha_1 F_1(\alpha_{1_6}) + \alpha_1 F_1(\alpha_{1_7})), \quad (26)$$

$$\int_{\frac{\pi}{2}}^{\alpha_k} \alpha_2 F_2(\alpha_2) d\alpha_2 = \frac{\alpha_k - \frac{\pi}{2}}{7} \times (\alpha_2 F_2(\alpha_{2_1}) + \alpha_2 F_2(\alpha_{2_2}) + \alpha_2 F_2(\alpha_{2_3}) + \alpha_2 F_2(\alpha_{2_4}) + \alpha_2 F_2(\alpha_{2_5}) + \alpha_2 F_2(\alpha_{2_6}) + \alpha_2 F_2(\alpha_{2_7})). \quad (27)$$

Величина момента, необходимого на протаскивание материала, определится по выражению:

$$M_k = Q_{1y} \cdot r_\sigma \cdot \sin\left(\frac{\pi}{2} - \alpha_{1y,m}\right) - Q_{2y} \cdot r_\sigma \cdot \sin\left(\alpha_{2y,m} - \frac{\pi}{2}\right) = r_\sigma (Q_{1y} \cdot \cos \alpha_{1y,m} + Q_{2y} \cdot \cos \alpha_{2y,m}). \quad (28)$$

Значения основных величин, входящих в уравнение (28), определяются по выражениям (16)-(21).

Если условие протаскивания нарушается, то между вальцами и материалом возникает буксование, и момент, необходимый для вращения вальцов, значительно возрастает. Величина его может быть определена так:

$$M_k^{\max} = r_\sigma \cdot f_\sigma \cdot \left( \frac{Q_{1y}}{\sin \alpha_{1y,m} + f_\sigma \cdot \cos \alpha_{1y,m}} + \frac{Q_{2y}}{\sin \alpha_{2y,m} + f_\sigma \cdot \cos \alpha_{2y,m}} \right), \quad (29)$$

$$\text{где } f_\sigma = \operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{2} - \alpha_n\right).$$

С учетом (1), (2), (3) и (29) выражение для определения общей требуемой мощности для привода вальцового сепаратора будет иметь вид:

$$N_\sigma = L_\sigma \cdot \left( \frac{Q_{1y}}{\sin \alpha_{1y,m} + f_\sigma \cdot \cos \alpha_{1y,m}} + \frac{Q_{2y}}{\sin \alpha_{2y,m} + f_\sigma \cdot \cos \alpha_{2y,m}} \right) \times \left( \frac{r_\sigma \cdot f_\sigma \cdot n_\sigma \cdot k_{mn}}{9750 \cdot \eta_{mp}} + \frac{W_c \cdot \omega_c}{102} \right), \quad (30)$$

Выражение (30) позволяет определить требуемую мощность на привод вальцового ворохоочистителя с учетом сил, возникающих в процессе сжатия и протаскивания растительных примесей вальцами, координат их приложения и крутящего момента, действующего на приводном валу вальцов.

### Выводы

Согласно выполненному расчету, мощность на привод вальцового ворохоочистителя с учетом исходных данных, полученных ранее в работах [2-4], составляет:  $N_\sigma = 1,74 \text{ кВт}$ ; диаметр вальцов  $d_\sigma = 0,08 \text{ м}$ ; длина вальцов  $L_\sigma = 0,85 \text{ м}$ ; количество транспортирующих потоков,  $k_{mn} = 1,74 \text{ кВт}$ .

Данное значение мощности позволяет выбрать марку и тип электродвигателя на привод вальцового ворохоочистителя.

### СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Картофелекопатель: пат. 8109 Респ. Беларусь, МПК6 А01D17/00, 33/08 / Д.И. Комлач, В.Н. Полобок,

К.Н. Мисников; заявитель РУП «Научн.-практ. центр Нац. акад. наук Беларуси по механиз. сельского хоз-ва». – №20110704; заявл. 19.09.2011; опубл. 30.04.12 // Афіцыйны бюл./ Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці.

2. Комлач, Д.И. Теоретическое обоснование диаметра вальцов ротационного ворохоочистителя / Д.И. Комлач, В.В. Голдыбан // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб. / РУП «Научн.-практ. центр Нац. акад. наук Беларуси по механиз. сельского хоз-ва». – Минск, 2014. – Вып. 48. – Т.1. – С. 146-151.

3. Комлач, Д.И. Теоретическое обоснование угла наклона и частоты вращения ротационного ворохоочистителя / Д.И. Комлач, В.В. Голдыбан // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб. / РУП «Научн.-практ. центр Нац. акад. наук Беларуси по механиз. сельского хоз-ва». – Минск, 2014. – Вып. 48. – Т.1. – С. 151-153.

4. Комлач, Д.И. Теоретическое обоснование длины вальцов ротационного ворохоочистителя / Д.И. Комлач, В.В. Голдыбан, И.М. Морозова // Меха-

низация и электрификация сельского хозяйства: межвед. тематич. сб. / РУП «Научн.-практ. центр Нац. акад. наук Беларуси по механиз. сельского хоз-ва». – Минск, 2014. – Вып. 48. – Т.1. – С. 153-166.

5. Особов, В.И. Машины и оборудование для уплотнения сено-соломистых материалов / В.И. Особов, Г.К. Васильев, А.В. Голяновский. – М.: Машиностроение, 1974. – С. 231.

6. Долгов, И.А. Математические методы в земледельческой механике / И.А. Долгов, Г.К. Васильев. – Москва, 1967. – 203 с.

7. Хайлис, Г.А. Механика растительных материалов / Г.А. Хайлис. – Киев, 1994. – 332 с.

8. Пискунов, Н. С. Дифференциальное и интегральное исчисления для втузов: учеб. пос. для втузов. – 13-е изд. / Н.С. Пискунов. – Т.1. – М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1985. – 432 с.

ПОСТУПИЛА В РЕДАКЦИЮ 06.05.2015

УДК 621.785.616.2

## УПРОЧНЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ РАБОЧИХ ОРГАНОВ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН В УСЛОВИЯХ ИМПУЛЬСНОГО ЗАКАЛОЧНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

**Г.Ф. Бетенья,**

*ведущ. науч. сотр. НИИМЭСХ БГАТУ, канд. техн. наук, доцент*

**А.В. Кривцов,**

*директор частного предприятия «ФРОС-М», канд. техн. наук*

*Приведены режимы и параметры технологии ускоренного охлаждения стальных заготовок при импульсной закалке. Исследованы структура и прочностные характеристики упрочненных заготовок.*

*The modes and their parameters of the accelerated cooling for steel models at pulse tempering are given. The structure and strength characteristics of the strengthened models are investigated.*

### Введение

На современном этапе развития материаловедения, прочность, надежность, долговечность и износостойкость применяемых конструкционных материалов, в частности сталей, должны достигаться целенаправленным формированием в них субмикро- и нанокристаллического структурного состояния [1-3; 5-7]. Из теории сплавов и производственного опыта известно, что для формирования наиболее благоприятной структуры и обеспечения прочности и надежности получаемых стальных изделий должны применяться следующие основные варианты: рациональное легирование, измельчение зерна, металлургическое качество стали.

Технология упрочнения конструкционных углеродистых сталей путем импульсного ускоренного закалочного охлаждения быстро движущимся пото-

ком жидкости является высокопроизводительной, экологически чистой, отвечает требованиям энерго- и ресурсосбережения.

Стальная заготовка под импульсным тепловым воздействием в ходе реализации модифицирования со стороны охлаждающей среды испытывает «тепловой шок». В результате высокой скорости охлаждения аустенит переохлаждается до температуры, близкой к температуре охлаждающей жидкости. Переохлажденный аустенит является термодинамически неустойчивой фазой, и в поле внешних воздействий непрерывно фрагментируется.

Одним из практических направлений использования преимуществ технологии является упрочнение сменных деталей рабочих органов почвообрабатывающих машин. Проблема повышения их физико-