

## ИССЛЕДОВАНИЕ СИЛОВЫХ ПАРАМЕТРОВ ФОРМООБРАЗОВАНИЯ ПРОФИЛЬНЫХ ВИНТОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

*Иван Гевко, Иван Кучвара, Андрей Дячун, Андрей Гупка*

*Тернопольский национальный технический университет имени Ивана Пулюя  
Ул. Русская 56, Тернополь, Украина, E-mail: [ivan.kuchvara@gmail.com](mailto:ivan.kuchvara@gmail.com)*

*Ivan Hevko, Ivan Kuchvara, Andrij Djachun, Andrij Gypka*

*Ternopil Ivan Puluj National Technical University  
Ruska st. 56, Ternopil, Ukraine, E-mail: [ivan.kuchvara@gmail.com](mailto:ivan.kuchvara@gmail.com)*

**Аннотация.** Одним из важных вопросов современного сельскохозяйственного машиностроения является повышение надежности машин, долговечности их винтовых рабочих органов, приводов, их узлов и отдельных деталей. Одним из важных моментов такого состояния являются винтовые конвейеры и их рабочие органы, которые находятся в середине недвижимого кожуха, при транспортировке, измельчении, смешивании сыпучих материалов. Это реализуется изготовлением профильных винтовых элементов рабочих органов навивкой, эксплуатационная надежность которых в 1,7 ... 2,5 раза больше, чем прокатных. Целью данной работы является теоретическое исследование процесса навивки профильных винтовых рабочих органов сельскохозяйственных машин, и вывод аналитических зависимостей для определения их конструктивных параметров и параметров технологического оснащения необходимого для их формообразования.

В работе рассмотрен процесс навивки ленты на эллипсную оправку в холодном и горячем состояниях, и установлено специфика навивки на оправку отличного от цилиндрического профиля. Выведены аналитические зависимости для определения силовых параметров процесса навивки, и необходимых конструктивных параметров технологической оснастки. В результате проведенных теоретических и практических исследований установлено влияние геометрических параметров оправки, материала заготовки и ее геометрических параметров на силовые параметрами процесса навивки.

Также в работе представлено универсальное устройство для навивки профильных винтовых элементов для сельскохозяйственных машин, которое было спроектировано согласно расчетной схемы, и проведенных теоретических и экспериментальных исследований. Описаны его устройство и принцип его работы.

На основе результатов теоретических исследований получены графические зависимости крутящего момента, который нужно приложить для вращения оправки, и прижимной силы ролика от геометрических параметров оправки и полосы.

**Ключевые слова:** винтовая спираль, технологическая оснастка, профильный шнек, технологический процесс, навивка.

### ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Одним из важных вопросов современного сельскохозяйственного машиностроения является повышение надежности машин, долговечности их винтовых рабочих органов, приводов, их узлов и отдельных деталей. Одним из важных моментов такого состояния являются винтовые конвейеры и их рабочие органы, которые находятся в середине недвижимого кожуха, при транспортировке, измельчении, смешивании сыпучих материалов. Поэтому важным вопросом является создание конструктивных схем энергосберегающих винтовых конвейеров и их рабочих органов, работоспособное состояние которых обеспечивает уменьшение износа винтовых элементов и энергопотребления. К таким способам относится изготовления профильных винтовых элементов рабочих органов навивкой, эксплуатационная надежность которых в 1,7...2,5 раза больше, чем прокатных.

### АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Вопросам изготовления винтовых рабочих органов (ВРО) посвящены работы авторов Гевко Б.М. [1], Василькова В.В. [2, 3], и Рогатынского Р.М. [4]. Также проблемам эксплуатации ВРО посвященные работы авторов Гевко Б.М. [5, 6], Мерицец Н. [7], Гевко И.Б. [8], и других, также исследованы проблемы изготовления специальных профильных ВРО Ляшук А.Л., Драгана А.П., Гевко И.Б., и другие [9-11]. Однако вопросы, которые возникают при изготовлении профильных винтовых рабочих органов тел вращения с переменным внешним диаметром остались мало исследованными и нуждаются в разработке.

### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью данной работы является теоретическое исследование процесса навивки профильных винтовых рабочих органов сельскохозяйственных машин, и вывод аналитических зависимостей для определения силовых параметров процесса и конструктивных параметров технологического оснащения необходимого для их формообразования.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Рассмотрим процесс навивки ленты на оправку, расчетная схема которого представлена на рис. 1. В процессе навивки происходит сжатие волокон ленты на внутреннем диаметре и растяжение волокон ленты на внешнем диаметре винтового эллиптического элемента. Определим момент сгиба ленты в этих зонах, рассмотрев процесс деформации в горячем и холодном состоянии.

Как известно, радиальные напряжения возникающие в зоне растяжения ленты определяются по формуле [12]:

$$\sigma_{\rho 1} = -\beta \sigma_s \cdot \ln \frac{R}{\rho}, \quad (1)$$

где:  $\beta$  – коэффициент, учитывающий влияние среднего главного напряжения, равен 1,15;  $\sigma_s$  – предел текучести материала эллиптичности винтового элемента, МПа;  $R$  – внешний радиус гибки, мм;  $\rho$  – полярная координата радиуса гибки, мм.

Аналогично определяем радиальные напряжения в зоне сжатия [12]:

$$\sigma_{\rho 2} = -\beta \sigma_s \cdot \ln \frac{\rho}{r}, \quad (2)$$

где:  $r$  – внутренний радиус гибки, мм.

Тангенциальные напряжения в зоне растяжения:

$$\sigma_{\theta 1} = \beta \sigma_s \cdot \left( 1 - \ln \frac{R}{\rho} \right). \quad (3)$$

Тангенциальные напряжения в зоне сжатия:

$$\sigma_{\theta 2} = -\beta \sigma_s \cdot \left( 1 + \ln \frac{\rho}{r} \right). \quad (4)$$

Особенностью навивки эллипсных винтовых элементов является то, радиусы кривизны, а соответственно и радиусы гибки ленты являются переменными в течение одного оборота эллипсной оправки.

Поэтому внутренний радиус гибки заготовки  $g$  можно определить на основе уравнения радиуса

кривизны эллипса [13] по формуле:

$$r = a^2 b^2 \left( \frac{y_0^2}{a^4} + \frac{x_0^2}{b^4} \right)^{\frac{3}{2}}, \quad (5)$$

где:  $a$  – половина большей оси эллипса, мм;  $b$  – половина меньшей оси эллипса, мм;  $x_0, y_0$  – координаты точки, в которой определяется радиус кривизны в системе координат  $xoy$ , мм.

В параметрическом виде уравнение эллипса имеет следующий вид:

$$\begin{aligned} x &= b \sin \theta; \\ y &= a \cos \theta, \end{aligned} \quad (6)$$

где:  $\theta$  – угловой параметр, находится в пределах  $0 \leq \theta \leq 2\pi$  и определяет угол поворота эллипсной оправки, рад.

Подставляя уравнение (6) в формулу (5) получим:

$$r = a^2 b^2 \left( \frac{\cos^2 \theta}{a^2} + \frac{\sin^2 \theta}{b^2} \right)^{\frac{3}{2}}. \quad (7)$$

Согласно внешний радиус  $R$  гибки ленты можно определить по формуле:

$$r = a^2 b^2 \left( \frac{\cos^2 \theta}{a^2} + \frac{\sin^2 \theta}{b^2} \right)^{\frac{3}{2}} + \beta_y B, \quad (8)$$

где:  $\beta_y$  – коэффициент усадки ленты во время навивки;  $B$  – ширина ленты, мм.

Момент гибки ленты определяем по формуле:

$$M = \left( \int_{\rho H}^R \sigma_{\theta 1} \rho d\rho + \int_r^{\rho H} \sigma_{\theta 2} \rho d\rho \right) H, \quad (9)$$

где:  $\rho_n$  – радиус нейтральной поверхности напряжений, мм;  $H$  – толщина ленты, мм.

Радиус нейтральной поверхности напряжений определяем по формуле [12]:

$$\rho_H = \sqrt{Rr}. \quad (10)$$

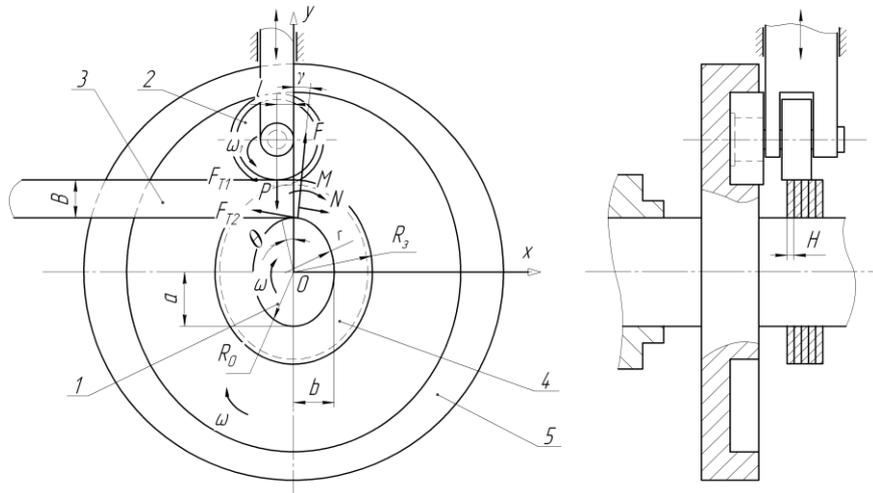


Рис. 1. Расчетная схема процесса навивки ленты на оправку: 1 – эллипсная оправка; 2 – прижимной ролик; 3 – лента; 4 – винтовой эллипсный элемент; 5 – торцевой кулачок, форма которого соответствует эквидистанты эллипсной оправки 1

Fig. 1. Calculate scheme of tape winding process on mandrel: 1 – ellipse mandrel; 2 – presser roller; 3 – tape; 4 – screw ellipse element; 5 – end face cam, the shape of which corresponds to shape of ellipse mandrel 1

Подставляя формулы (7), (8) в формулу (10), получим:

$$\rho_H = ab \left( \frac{\cos^2 \theta}{a^2} + \frac{\sin^2 \theta}{b^2} \right)^{\frac{3}{4}} \times \sqrt{a^2 b^2 \left( \frac{\cos^2 \theta}{a^2} + \frac{\sin^2 \theta}{b^2} \right)^{\frac{3}{2}} + \beta_y B} \quad (11)$$

Подставляя формулы (3), (4) в формулу (9), учитывая формулу (10) находим:

$$M = \beta \sigma_s \frac{H \beta_y^2 B^2}{4} \quad (12)$$

На основе формулы (12) делаем вывод, что момент гибки ленты в горячем состоянии не зависит от радиуса кривизны эллипсной оправки, а следовательно он будет постоянным в течение одного оборота оправки.

В случае навивки ленты на эллипсную оправку в холодном состоянии происходит укрепление материала ленты, причем величины тангенциальных напряжений определяются по формулам [12]:

- в зоне растяжения:

$$\sigma_\theta = \beta \left[ \sigma_{TO} \left( 1 - \ln \frac{R}{\rho} \right) + \frac{\Pi}{2} \left( 2 \ln \frac{\rho}{\rho_H} - \ln \frac{\rho R}{\rho_H^2} \ln \frac{R}{\rho} \right) \right]; \quad (13)$$

- в зоне сжатия:

$$\sigma_\theta = -\beta \left[ \sigma_{TO} \left( 1 + \ln \frac{R}{\rho} \right) + \frac{\Pi}{2} \left( 2 \ln \frac{\rho}{\rho_H} + \ln \frac{\rho R}{\rho_H^2} \ln \frac{R}{\rho} \right) \right], \quad (14)$$

где:  $\sigma_{TO}$  – экстраполированный предел текучести материала ленты, МПа;  $\Pi$  – Линейный модуль укрепления материала ленты, МПа.

Подставляя уравнение (13), (14), (7), (8) в уравнение (9) после интегрирования и сокращений находим:

$$M = \beta H \left[ \sigma_{TO} \frac{\beta_y^2 B^2}{4} + \Pi \left( \frac{2a^4 b^4 \left( \frac{\cos^2 \theta}{a^2} + \frac{\sin^2 \theta}{b^2} \right)^3 + 2a^2 b^2 \left( \frac{\cos^2 \theta}{a^2} + \frac{\sin^2 \theta}{b^2} \right)^{\frac{3}{2}} \beta_y B + \beta_y^2 B^2}{4} \right) \times \ln \sqrt{1 + \frac{\beta_y B}{a^2 b^2 \left( \frac{\cos^2 \theta}{a^2} + \frac{\sin^2 \theta}{b^2} \right)^{\frac{3}{2}}} - \frac{2a^2 b^2 \left( \frac{\cos^2 \theta}{a^2} + \frac{\sin^2 \theta}{b^2} \right)^{\frac{3}{2}} \beta_y B + \beta_y^2 B^2}{8}} \right] \quad (15)$$

На основе формулы (15) делаем вывод, что в процессе навивки ленты на эллипсную оправку в холодном состоянии происходит изменение момента гибки ленты от угла поворота эллипсной оправки. Причем наибольший момент гибки возникает при угле поворота  $\theta = 0, \pi$  радиан, наименьший момент гибки возникает при углах поворота  $\theta = 1/2\pi, 3/4\pi$  радиан.

Согласно расчетной схеме на рис. 1 уравнение равновесия части ленты, подвергшейся деформации запишем следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} \text{по оси } x: & -F_{T1} - F_{T2} \cos \gamma + N \cos \gamma + F \sin \gamma = 0 \\ \text{по оси } y: & -P + F_{T2} \sin \gamma - N \sin \gamma + F \cos \gamma = 0 \\ \text{сума моментов:} & Pl + F_{T1} R_3 + F_{T2} R_0 - N \rho_H - M = 0 \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

где:  $F_{T1}$  – сила трения между роликом и лентой, Н;  $F_{T2}$  – сила трения между лентой и эллипсной оправкой, Н;  $\gamma$  – угол давления оправы, град;  $N$  – продольная сила, Н;  $F$  – равнодействующая нормальных контактных напряжений на ленте, Н;  $P$  – сила гибки прижимным роликом, Н;  $l$  – расстояние между центрами оправы и прижимного ролика, мм;  $R_3$  – внешний радиус взаимодействия винтового элемента относительно центра вращения оправы, мм;  $R_0$  – расстояние от центра вращения оправы к ее поверхности, мм.

Силы трения определяем по зависимостям:

$$F_{T1} = \mu_1 \cdot P; \quad (17)$$

$$F_{T2} = \mu_2 \cdot F, \quad (18)$$

где:  $\mu_1$  – коэффициент трения между прижимным роликом и лентой;  $\mu_2$  – Коэффициент трения между оправкой и винтовым элементом.

Равнодействующую нормальных контактных напряжений находим по формуле:

$$F = \sigma_r \cdot H \cdot L, \quad (19)$$

где  $\sigma_r$  – контактные нормальные напряжения на внутреннем радиусе профильной винтовой заготовки (ПВЗ), МПа;  $L$  – длина трапецевидной лепесток по внутреннему диаметру, мм.

При известном моменте гибки  $M$ , можно найти все силы, возникающие в процессе навивки, решив систему уравнений (16). В данном случае:

$$F = \frac{-P \cdot (\mu_1 \cdot \operatorname{tg} \gamma - 1)}{\mu_2 \cdot \sin \gamma + \operatorname{tg} \gamma \cdot (-\mu_2 \cdot \cos \gamma + \sin \gamma) + \cos \gamma}; \quad (20)$$

$$N = \frac{\mu_1 \cdot P + F \cdot (\mu_2 \cdot \cos \gamma + \sin \gamma)}{\cos \gamma}. \quad (21)$$

Экспериментальные исследования показали, что максимальная сила гибки  $P$  прижимным роликом возникает на начальной стадии деформирования, то есть, когда угол  $\gamma$  равен нулю. Поэтому, для упрощения расчетов, решение системы уравнений (16) будет следующим:

$$P = F; \quad (22)$$

$$N = (\mu_1 + \mu_2) \cdot P; \quad (23)$$

$$P = \frac{M}{l + \mu_1 \cdot (R_3 - 1) + \mu_2 \cdot (R_0 - 1)}. \quad (24)$$

Расстояние от центра вращения оправы к ее поверхности определяем по формуле:

$$R_0 = \sqrt{a^2 \cos^2 \theta + b^2 \sin^2 \theta}. \quad (25)$$

Внешний радиус взаимодействия винтового элемента относительно центра вращения оправки определяем по формуле:

$$R_3 = \sqrt{(a + B)^2 \cos^2 \theta + (b + B)^2 \sin^2 \theta}. \quad (26)$$

Следует заметить, что здесь коэффициент трения  $\mu_1$  между прижимным роликом и профильной лентой является величиной приведенной и не отвечает непосредственным значению коэффициента трения для контактирующих материалов. Момент, который необходимо приложить для вращения оправы, зависит от конструктивных особенностей

оправ и в общем случае определяется согласно рисунку 1 по зависимости:

$$M_0 = k_M \cdot P \cdot (l + \mu_1 \cdot R_3), \quad (27)$$

где  $k_M$  – коэффициент, учитывающий конструктивные исполнения оправки.

На основе приведенных выше формул можно проектировать необходимое технологическое оснащение (Рис. 2) [17]. При этом, для уменьшения момента вращения оправки, а следовательно, и уменьшение требуемой мощности навивки ПВЗ, нужно свести к минимуму коэффициент трения  $\mu_1$ , например, используя смазочные вещества.

Универсальное устройство для навивки профильных винтовых заготовок выполнено в виде станины 1, ступенчатой оправки 2, торцевая поверхность которой выполнена в виде винтовой поверхности 3 с шагом равным толщине полосы 4, профильной формы 5. В центре ступенчатой оправки 2 жестко закреплен торцевой копир-кулачок 6. С правого торца которого выполнена [-образная выточка 7, которая соответствует эквидистанте профильной оправки 5. В торцевой части копир-кулачка 6 выполнен осевой паз 8, который является во взаимодействии с изогнутым концом 9 полосы 4.

Параметры (радиусы) профильной оправки 5 выполнены размером меньше параметрам навивной профильной заготовки 10 с учетом ее упругости. Кроме этого профильная оправка 5 выполнена конусной формы в сторону восхождения навивной заготовки под углом  $1 \dots 3^\circ$  для удобства ее снятия с оправки.

Радиальный прижим полосы 4 осуществляется прижимным роликом 11, установленным на оси 12 в осевой паз 13 штока 14, а с левой стороны прижимного ролика на этой же оси установлен копирующий ролик 15, который внешним диаметром у взаимодействия с внутренним диаметром выточки 7,

форма которой соответствует эквидистанте эллипсной оправки 5 с возможностью его осевого перемещения вместе с направляющим штоком 14, и вместе с прижимным роликом 11 осуществляет осевые перемещения при формировании профильной винтовой заготовки 10.

В торцевой поверхности большей ступени (копир-кулачка 6) по ее центру выполнено винтовое отверстие 16. Которое является в жесткой взаимосвязи с винтовой поверхностью 17 меньшего диаметра торца профильной оправки 5. На правом торце профильной оправки 5 выполнены фаски 18 под ключ для ее крепления или снятия с копир-кулачка 6. Причем винтовая поверхность 17 имеет противоположное направление винтовой заготовки 10, а точка приложения прижимного ролика 11 находится в зоне деформации ленточной заготовки на участке формирования винтовой заготовки 4 в зоне минимального радиуса профильной оправки.

Работа устройства для навивки профильных заготовок осуществляется следующим образом. Заготовка в виде полосы 4 устанавливается в направляющие 19 и изогнутым концом 9 фиксируется в пазу 8 копир-кулачка 6 и сверху полоса прижимается прижимным роликом 11. Включается привод, профильная оправка 5 проворачивается и осуществляет процесс навивки винтовой профильной заготовки 10. После окончания технологического процесса навивки профильной заготовки 10 прокрутка профильной оправки продолжается и с помощью винтовой насечки на внешнем диаметре прижимного ролика 11 и конусного выполнения профильной оправки 5 навивная профильная заготовка 10 снимается с оправки. В случае значительной ее длины она размещается в направляющем желобе 20, который жестко крепится к раме 1.

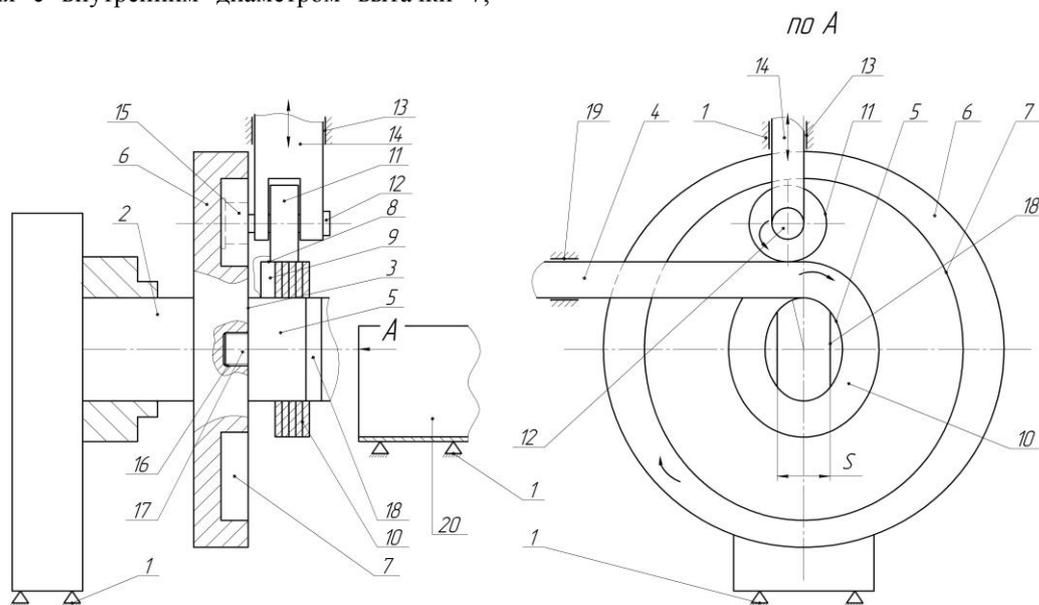
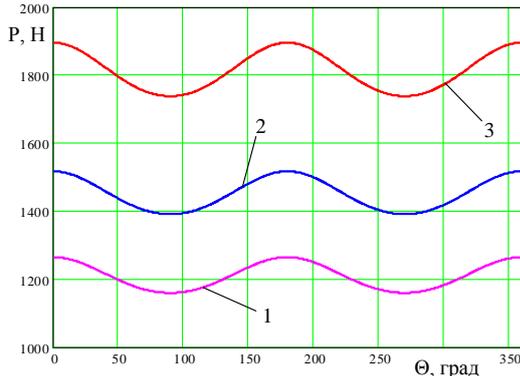


Рис. 2. Универсальное устройство для навивки профильных винтовых заготовок [17]

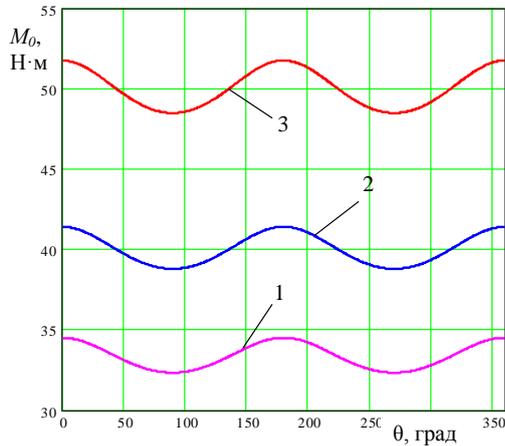
Fig. 2. Universal device for profile screw blanks winding [17]

Результаты теоретических исследований представлены на графиках (рис. 3-6).



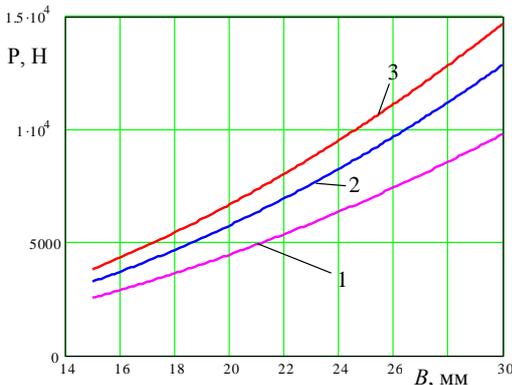
**Рис. 3.** Графики зависимости силы гибки прижимным роликом от угла поворота оправы (Ст 3,  $\sigma_v = 440\text{MPa}$ )  $B = 15\text{mm}$ ;  $a = 50\text{mm}$ ;  $b = 40\text{mm}$ : 1 -  $H = 1\text{mm}$ ; 2 -  $H = 1,2\text{mm}$ ; 3 -  $H = 1,5\text{mm}$

**Fig. 3.** Graphical dependencies of pressure roller bending force from mandrel twisting angle (Steel 3,  $\sigma_v = 440\text{MPa}$ )  $B = 15\text{mm}$ ;  $a = 50\text{mm}$ ;  $b = 40\text{mm}$  1 -  $H = 1\text{mm}$ ; 2 -  $H = 1,2\text{mm}$ ; 3 -  $H = 1.5\text{mm}$



**Рис. 4.** Графики зависимости момента, который необходимо приложить для вращения оправы от угла поворота оправы (Ст 3,  $\sigma_v = 440\text{MPa}$ )  $B = 15\text{mm}$ ;  $a = 50\text{mm}$ ;  $b = 40\text{mm}$ : 1 -  $H = 1\text{mm}$ ; 2 -  $H = 1,2\text{mm}$ ; 3 -  $H = 1,5\text{mm}$

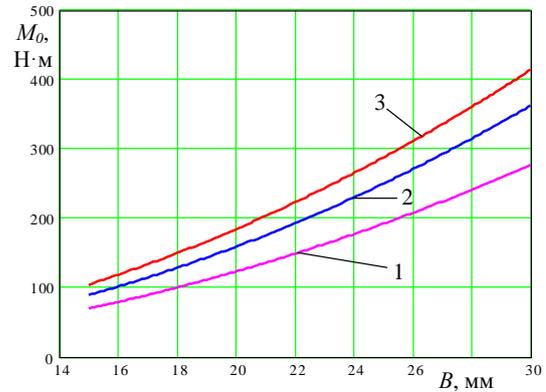
**Fig. 4.** Graphical dependencies of the torque, which must apply to rotate the mandrel from mandrel twisting angle (Steel 3,  $\sigma_v = 440\text{MPa}$ )  $B = 15\text{mm}$ ;  $a = 50\text{mm}$ ;  $b = 40\text{mm}$  1 -  $H = 1\text{mm}$ ; 2 -  $H = 1,2\text{mm}$ ; 3 -  $H = 1.5\text{mm}$



**Рис. 5** Графики зависимости максимальной силы гибки прижимным роликом от ширина ленты

(Ст 3,  $\sigma_v = 440\text{MPa}$ )  $a = 50\text{mm}$ ;  $b = 40\text{mm}$ : 1 -  $H = 2\text{mm}$ ; 2 -  $H = 2,5\text{mm}$ ; 3 -  $H = 3\text{mm}$

**Fig. 5.** Graphical dependencies of the maximum bending force of the pressure roller from belt width (Steel 3,  $\sigma_v = 440\text{MPa}$ )  $a = 50\text{mm}$ ;  $b = 40\text{mm}$ : 1 -  $H = 2\text{mm}$ ; 2 -  $H = 2.5\text{mm}$ ; 3 -  $H = 3\text{mm}$



**Рис. 6.** Графики зависимости момента, который необходимо приложить для вращения оправы от ширина ленты (Ст 3,  $\sigma_v = 440\text{MPa}$ )  $a = 50\text{mm}$ ;  $b = 40\text{mm}$ : 1 -  $H = 2\text{mm}$ ; 2 -  $H = 2,5\text{mm}$ ; 3 -  $H = 3\text{mm}$

**Fig. 6.** Graphical dependencies of torque, which must be applied to rotate the mandrel from the tape width (Steel 3,  $R_m = 440\text{MPa}$ )  $a = 50\text{mm}$ ;  $b = 40\text{mm}$ : 1 -  $H = 2\text{mm}$ ; 2 -  $H = 2.5\text{mm}$ ; 3 -  $H = 3\text{mm}$

#### ВЫВОДЫ

1. Рассмотрен процесс навивки профильных винтовых рабочих органов сельскохозяйственных машин на оправку с целью улучшения условий работы и расширения технологических условий;

2. Выведены аналитические зависимости для определения силовых параметров процесса навивки и конструктивных параметров технологического оснащения;

3. По результатам расчетов конструктивных параметров технологического оснащения спроектировано универсальное устройство для навивки профильных винтовых заготовок.

4. По результатам теоретических исследований проведен комплекс экспериментальных испытаний и построено графические зависимости изменения зависимости максимальной силы гибки прижимным роликом от ширина ленты и зависимости момента, который необходимо приложить для вращения оправы от ширина ленты.

#### БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. **Гевко Б.М. 1986.** Технология изготовления спиралей шнеков. Львов: Вища школа, 128.
2. **Васильков В.В., Лясота О.Н. 2007.** Новые технологические процессы изготовления широко ленточных спиралей шнеков. Машиностроение Украины глазами молодых: прогрессивные идеи-наука-производство: всеукраинская молодежная научно-техническая конференция. Одесса, 47-48. (Украина)

3. **Васильков В.В. 2005.** Технологическое обеспечение производства винтовых заготовок из листового проката: дис. кандидата техн. наук: 05.02.08. Тернополь, 263. (Украина)
4. **Рогатынский Р.Н., Гевко И.Б., Дячун А.Е. 2014.** Научно-прикладные основы создания винтовых транспортно-технологических механизмов. Тернополь: ТНТУ имени Ивана Пулюя, 278. (Украина)
5. **Гевко Б.М., Рогатынский Р.М. 1989.** Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин. Львов: Изд-во при Львов. ун-те, 176.
6. **Гевко Б.М. 1993.** Механизмы с винтовыми устройствами. Львов: Высшая школа, 205. (Украина)
7. **Меринец Н. 2013.** Математическое моделирование процесса взаимодействия шнека с зерном в агрегате «мокрого» измельчения. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Vol.15. No 7. 24-28.
8. **Гевко И.Б. 2008.** Винтовые транспортно-технологические механизмы. Расчет и конструирование. ТГТУ им. Ивана Пулюя, Тернополь, 307. (Украина)
9. **Гевко Б.М., Ляшук О.Л., Гевко И.Б., Драган А.П., Новосад И.Я. 2008.** Технологические основы формообразования специальных профильных винтовых деталей. Тернополь, СМП "Тайп", 367. (Украина)
10. **Гевко Б.М., Ляшук О.Л., Гевко И.Б., Драган А.П., Новосад И.Я. 2008.** Технологические основы формообразования специальных профильных винтовых деталей. Тернополь: ТНТУ имени Ивана Пулюя, 367. (Украина)
11. **Васильков В. В., Пилипец М.И., Радик Д.Л. 2002.** Описание геометрии разнопрофильных винтовых заготовок. Вестник тернопольского государственного технического университета. Тернополь, Т. 7, № 2. 75-83. (Украина)
12. **Зубцов М. Е. 1980.** Листовая штамповка. Л.: Машиностроение. 432.
13. **Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. 1981.** Справочник по математике для инженеров и учащихся вузов. М.: Наука, 720.
14. **Lytvynov O., Tana W. 2006.** Towards the dynamic calculation of machines. Motrol. Том 8А, 210-223.
15. **Owen P.J. and Cleary P.W. 2009.** Prediction of screw conveyor performance using the Discrete Element Method (DEM). Powder Technology, 193(3), 274-288.
16. **Fernandez J.W., Cleary P.W., Bride W. 2009.** Effect of screw design on hopper draw down by a horizontal screw feeder. Seventh international conference on CFD in the minerals and process industries CSIRO, Melbourne, Australia 9-11 December.
17. Пат. № 99015, Украина МПК В21D 11/06. Универсальное устройство для навивки профильных винтовых заготовок. Заявители и владельцы патента: Гудь В.З., Дячун А.Е., Кучвара И.Н., Гевко И.Б. Заявл: 22.12.2014; опубл: 12.05.2015, Бюл.№ 9.
18. Патент № 87037 Украина, В21D 11/06. Устройство для навивки винтовых заготовок / Ляшук А.Л., Гурик О.Я., Кучвара И.Н., Гевко И.Б., Саранчук Л.И. - U201305486; Заявл. 29.04.2013; Опубл. 27.01.2014, бюл. № 2/2014.
19. Screw Conveyor. Dimensional standarts. (Approved April 1, 2009) ISBN 978-1-891171-39-0 Printed in the U.S.A. Web Site: - Mode of access: <http://www.cemanet.org> – 6.

#### INVESTIGATION OF THE POWER CHARACTERISTICS OF THE ELLIPSE SCREW ELEMENTS SHAPING

**Summary.** One of the important issues in modern agricultural engineering are the reliability of machines, durability of their screw operating members, drives, their units and some parts. Among them screw conveyors and their operating members located inside the unmovable case while transporting, grinding and mixing of bulk cargo materials, are of special importance, production of profile screw elements of the operating members by winding, the operation reliability of which is in 1,7..2,5 times higher than those casted, in particular.

The objective of our work is to investigate theoretically the process of winding of the profile screw operating members of agricultural machines, to deduce the analytical dependencies for finding their design parameters and parameters of technological equipment needed for their shaping.

In our paper the process of belt winding on the ellipse case in cold and hot states has been analyzed and the specific characteristic of winding on the case, which differs from that of cylinder profile, has been determined. Analytical dependencies for finding power parameters of the winding process have been deduced as well as necessary design parameters of the technological equipment. As the result of carried out theoretical and experimental investigations the effect of geometric parameters of the case, the blank material and its geometric parameters on the power parameters of winding process has been determined.

Besides, versatile device for winding profile screw elements for agricultural machines which was designed according to the calculation scheme and carried out theoretical and experimental investigations has been presented. Its construction and the principle of operation have been described.

Basing on the results of theoretical investigations the graphic dependences of the torque to be applied to the case rotation and the pressing roller force on the geometric parameters of the case and the belt, have been obtained.

**Key words:** screw spiral, technological equipment, profile screw, technological process, winding.