

Receiving high and stable yields remains an urgent task of agricultural production. When cultivating crops, in particular grains, special attention should be paid to sowing, because the flaws allowed in its implementation can not be corrected, and one of the main characteristics of the sowing is the uniform distribution of plants in terms of feeding area.

We consider the determination of optimal shape of the distributor and the process of distribution of seeds combined distributor in the form of curved prisms. From the distributor form depends on the quality of seed distribution across the width of the strip that sown. The uniformity of seeds on the location Shovel width will be characterized by the speed of flow of seeds on a sloping plot distributor.

The value of the length of the slope is selected based on the range and uniformity of the distribution of the seed and is 60 mm. The combined distributor can distribute seeds of grain crops at a width of 95-100 mm. When conducting two-factor experiments, it was established that the best distribution index of seeds has a combined distributor made in the form of a two-way curvilinear prism. The design of the coulter for subsoil and spreading of seed of grain crops with a combined seed distributor is developed. During the previous experiments and the search multivariate experiment, the linear regression equations were specified and the most significant factors influencing the optimization parameter were determined.

**speed, sowing, distributor, generators uniformity**

Одержано 30.10.17

**УДК 621.86.**

**В.М. Клендїй, канд. техн. наук, В.В. Гупка, асист., М.Д. Радик, асист., Н.М. Марчук, асп., Р.І. Котик, асп.**

*Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, м. Тернопіль, Україна, E-mail: oleglashuk@ukr.net*

## Обґрунтування параметрів запобіжних елементів технологічного оснащення для механічного оброблення

Приведена конструкція запобіжної муфти для захисту елементів приводів машин і технологічного оснащення від перевантаження та захисту інструментів від поломки. Виведені аналітичні залежності для визначення величини крутного моменту від різних факторів. Виражено осьовий момент інерції перерізу витка спіралі через його конструктивні параметри. Виведено залежність між коловою силою і силою пружини для пружинно-кулькових запобіжних пристроїв, яким являється розроблений патрон. Приведено розрахункову схему для визначення силових параметрів пари контакту кулька-лунка. Зображено залежність зміни крутного моменту від діаметра лунки при змінних значеннях радіуса кульки. **пружинно-кулькові запобіжні пристрої, силові параметри, механічна обробка деталей, технологічне обладнання, розрахункова схема, навантажувальна здатність**

**В.М. Клендїй, канд. техн. наук, В.В. Гупка, асист., М.Д. Радик, асист., Н.М. Марчук, асп., Р.І. Котик, асп.**

*Тернопольский национальный технический университет имени Ивана Пулюя, г. Тернополь, Украина*

**Обоснование параметров предохранительных элементов технологической оснастки для механической обработки**

© В.М. Клендїй, В.В. Гупка, М.Д. Радик, Н.М. Марчук, Р.І. Котик, 2017

Наведенная конструкция предохранительной муфты для защиты элементов приводов машин и технологической оснастки от перегрузки и защиты инструментов от поломки. Выведены аналитические зависимости для определения величины крутящего момента от различных факторов. Выражено осевой момент инерции сечения витка спирали через его конструктивные параметры. Выведена зависимость между круговой силой и силой пружины для пружинно-шариковых предохранительных устройств, которым является разработан патрон. Приведена расчетная схема для определения силовых параметров пары контакта шарик-лунка. Изображена зависимость изменения крутящего момента от диаметра лунки при переменных значениях радиуса шарика.

**пружинно-шариковые предохранительные устройства, силовые параметры, механическая обработка деталей, технологическое оборудование, расчетная схема, нагрузочная способность**

**Постановка проблеми.** Запобіжні пристрої служать для захисту елементів приводів машин та механізмів від дії перевантажень, а також інструментів від поломок. В небезпечний момент, при збільшенні величини крутного моменту вище допустимого значення, вони роз'єднують кінематичний ланцюг привода машини, запобігаючи таким чином руйнуванню робочих органів чи поломці привода. Відповідно, використання запобіжних пристроїв має важливе значення для сучасного верстатобудування. Затискні пристрої типу патронів мають значну сферу застосування у сучасному машинобудуванні в процесах механічного оброблення деталей, а саме у свердлильних та різьбонарізних операціях та інших. Як правило, для цього застосовують стандартні пристрої без підвищених вимог щодо точності обробки. Проте при розробленні нових затискних пристроїв доцільно забезпечувати розширення їх технологічних можливостей і підвищення чутливості системи спрацюванням.

На даний час розроблено безліч конструкцій запобіжних патронів, але кожен наступну конструкцію розробляють з метою підвищення технологічності, надійності, точності спрацювання або ж виконання певних обмежуючих функцій, що й було втілено у запропонованій конструкції кулькового запобіжного патрона.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Питаннями захисту ріжучих верстатів і технологічного обладнання від перевантаження і поломки ріжучих інструментів присвячені праці Полякова В.С. [1], Ряховського О.А. [2], Малашина В.О. [3], Павлище В.Т. [4], Решетова Д.Н. [5], Тепинкичієва В.К. [6], Іванова І.А. [7], Еліха Л.Б. [8], Анур'єва В.И [9], Рогатинського Р.М. [10] та багатьох інших. Однак цілий ряд питань захисту від перевантажень як верстатів, так і ріжучих інструментів потребують свого дослідження.

Для більшості обладнання, його механізмів, деталей і ріжучих інструментів характерна робота в умовах змінних режимів навантаження. Система діючих навантажень має різну структуру залежно від послідовності, порядку і кількості різних технологічних операцій, переходів, робочих і холостих ходів, форми поверхні оброблюваної деталі, різноманітних силових дій, тобто формується під дією періодичних і випадкових факторів.

**Виклад основного матеріалу.** Розроблена конструкція кулькового запобіжного патрона (рис.1) виконана у вигляді пустотілого циліндра 1 з хвостовиком 2 до якого він жорстко прикріплений. З правого кінця пустотілого циліндра виконана циліндрична виточка 3, яка є у взаємодії з верхньою циліндричною втулкою 4 з можливістю кругового провертання і осьового переміщення на величину радіуса кульок 5, які встановлені в радіусні виїмки 6 правого торця верхньої циліндричної втулки.

У верхній циліндричній втулці 4 з правого торця виконано 3...4 сферичні виїмки 7, які розміщені рівномірно по колу і в які встановлені кульки 5, які з другої сторони є у взаємодії з відповідними сферичними виїмками 7, які виконані в циліндричній частині 8 хвостовика 2.

Всередині циліндричного пустотілого корпусу 1 по центру торця хвостовика 2 встановлено циліндричний вал 9 на якому встановлена квадратна пружина 10, верхній кінець якої є у жорсткій взаємодії з верхньою циліндричною втулкою 4, а нижній відігнутий кінець 11 квадратної пружини 10 є паралельним до осі патрона і є у взаємодії з боковим квадратним отвором 12 нижньої циліндричної втулки 13. Крім цього між лівим торцем кришки 14 циліндричного корпусу 1 і нижньою циліндричною втулкою 13 встановлена регулювальна гайка 14, яка є у взаємодії з внутрішнім різьбовим отвором, крім цього знизу гайки виконані осьові отвори для взаємодії з регулювальною гайкою 14.

Запобіжний патрон ріжучих інструментів виконано з циліндричного корпусу, хвостовика, пружини кручення, елементів базування і закріплення різальних інструментів, ведучих і ведених елементів, які підпружинені між собою для передачі крутного моменту і механізму його регулювання, він відрізняється тим, що внутріциліндричного пустотілого корпусу з лівого торця встановлено верхню циліндричну втулку з можливістю кругового і осьового переміщення на величину радіуса кульки, яка є у взаємодії з циліндричною виточкою циліндричної втулки, при цьому з правого торця верхньої циліндричної втулки виконано, наприклад, чотири сферичних виїмки, які розміщені рівномірно по колу і які є у взаємодії з кульками, які з другого торця є у взаємодії з аналогічними сферичними втулками, які розміщені на циліндричному виступі знизу хвостовика, на якому по центрі лівого торця жорстко встановлено циліндричний вал, в пустотілому циліндричному корпусі і по довжині якого встановлена регулювальна квадратна пружина, верхній кінець якої жорстко закріплено до верхньої циліндричної втулки, а нижній відігнутий кінець пружини є паралельним до осі патрона і є у взаємодії з боковим осьовим квадратним отвором нижньої циліндричної втулки, крім цього між лівим торцем кришки циліндричного корпусу і нижньою циліндричною втулкою встановлена регулювальна гайка, яка є у взаємодії з внутрішнім різьбовим отвором, крім цього знизу гайки виконані осьові отвори для взаємодії з регулювальною пружиною відомої конструкції (на кресленні не показано).

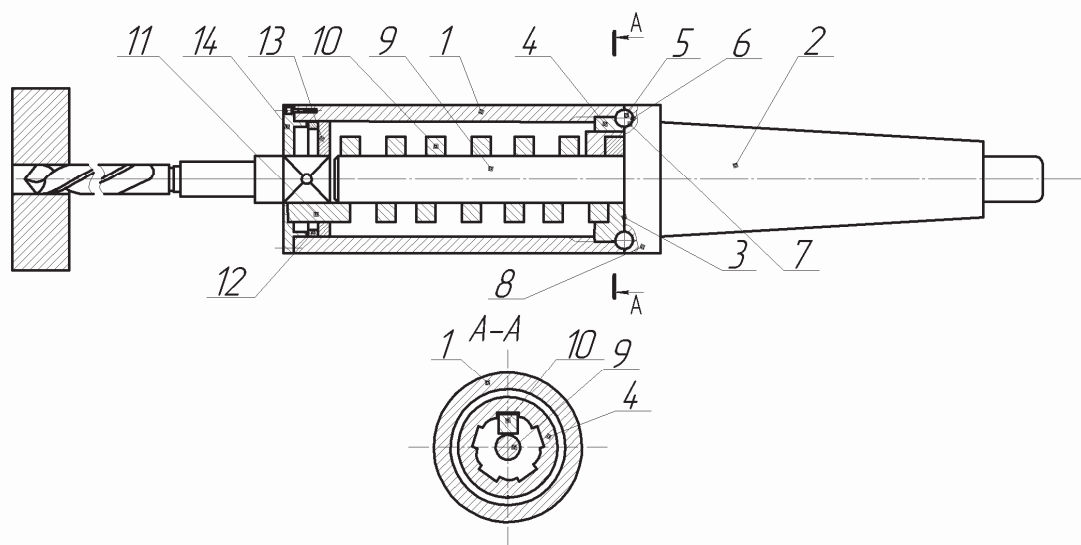


Рисунок 1 – Загальний вигляд запобіжного патрону

У загальному випадку залежність між жорсткістю та моментом, що сприймає пружина, можна виразити через кут її закручення [1]

$$T = C\varphi. \quad (1)$$

Для пружин, що працюють на кручення (як у нашому випадку), кут закручування під дією моменту визначають за формулою [1]

$$\varphi = \frac{T\pi d_c i}{EI_o}, \quad (2)$$

де  $d_c$  – середній діаметр пружини;

$i$  – кількість витків пружини;

$E$  – модуль пружності матеріалу пружини;

$I_o$  – осьовий момент інерції перерізу витка.

Прирівнявши отримані залежності, отримаємо формулу для визначення діаметра спіралі після деформації

Визначити осьовий момент інерції перерізу витка спіралі через його конструктивні параметри можемо:

$$\varphi = \frac{12T\pi d_c i}{Ebh^3}, \quad (3)$$

де  $b$ ,  $h$  – відповідно ширина і висота січення пружини, які визначають її жорсткість.

Залежність між коловою силою і силою пружини, згідно [2], для пружинно-кулькових запобіжних пристроїв, яким являється розроблений патрон, є наступною

$$P_{np} = P_k (\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - Df/d), \quad (4)$$

де  $\alpha$  – кут між напрямком дії колової сили і нормаллю від точки контакту кульки з поверхнею лунки;

$\rho$  – зведений кут тертя в парі контакту кулька-лунка;

$D$  – діаметр кола на якому розміщенні кульки;

$d$  – діаметр вала на якому розміщена циліндрична втулка із кульками

$f$  – коефіцієнт тертя між поверхнями вала і циліндричної втулки.

Навантаження крутним моментом на пару контакту пружина-кулька-лунка буде рівне

$$T = P_k R, \quad (5)$$

де  $P_k$  – колова сила;

$R$  – відстань від центра патрона до точки контакту кульки з лункою.

Силу дії пружини можна представити залежністю

$$P_{np} = C(\Delta'_o + \Delta_n), \quad (6)$$

де  $\Delta'_o$  – попередня деформація (підтиск) пружини;

$\Delta_n$  – поточна деформація пружини.

Тоді з урахуванням залежності (4) значення колової сили можна визначити з рівності

$$P_k = \frac{C(\Delta'_o + \Delta_n)}{\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - Df/d}. \quad (7)$$

Після відповідної заміни, з урахуванням залежності (7), формулу (5) можна представити у наступному вигляді

$$T = \frac{RC(\Delta'_o + \Delta_n)}{\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - Df/d}. \quad (8)$$

З розрахункової схеми (рис.2) видно, що в процесі спрацювання патрона в запобіжному режимі відбувається зміна кута між напрямком дії колової сили і нормаллю від точки контакту тіла кочення з півкруглою поверхнею лунки.

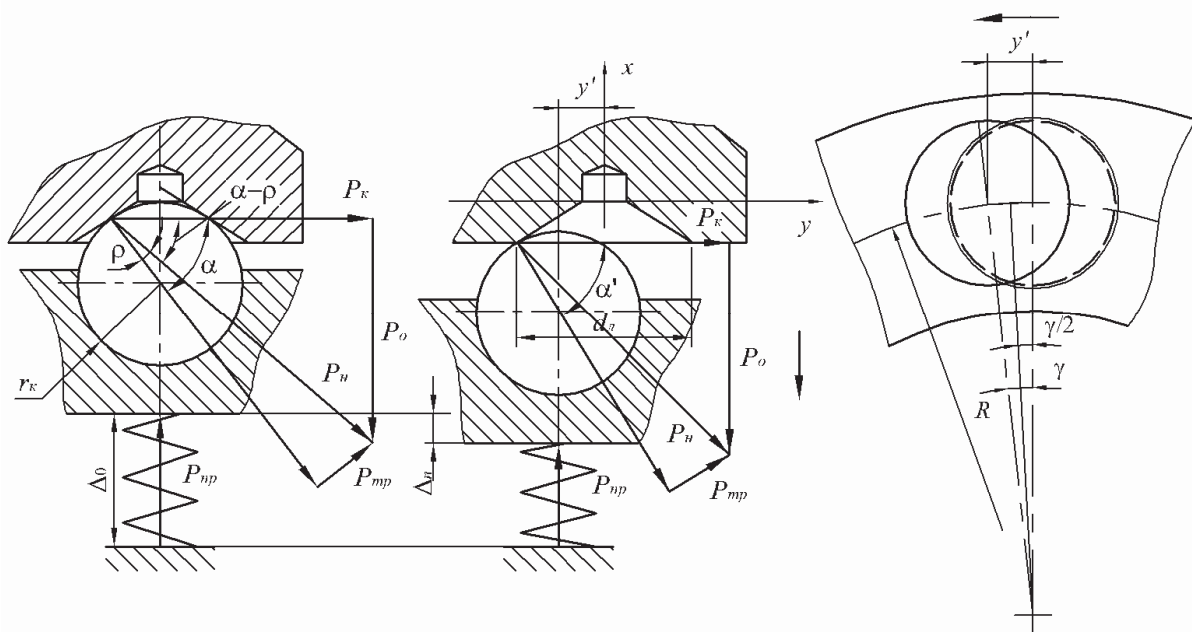


Рисунок 2 – Розрахункова схема для визначення силових параметрів пари контакту кулька-лунка

Зміщення кульки відносно лунки на кут  $\gamma$ , на який повертається хвостовик патрона відносно іншої його частини, у якій закріплено інструмент (при перевантаженні), можна визначити згідно схеми (рис.2)

$$y' = 2R \sin \gamma/2. \quad (9)$$

Згідно розрахункової схеми зміну кута  $\alpha$  можна представити наступною залежністю

$$\alpha' = \arccos\left(\frac{d_l - y'}{r_k}\right), \quad (10)$$

де  $d_l$  – діаметр лунки;

$r_k$  – радіус кульки.

З врахування рівності (9) залежність (10) можна представити у вигляді

$$\alpha' = \arccos\left(\frac{d_l - 2R \sin \gamma/2}{r_k}\right), \quad (11)$$

Відповідно навантаження крутним моментом на пару контакту кулька-лунка можна знайти за наступною залежністю

$$T = \frac{C(\Delta'_o + \Delta_n)}{\operatorname{tg}\left(\arccos\left(\frac{d_l - 2R \sin \gamma/2}{r_k}\right) - \rho\right) - Df/d}. \quad (12)$$

Для проведення аналізу впливу конструктивних параметрів на характер і зміни крутного моменту  $T$ , при змінних значеннях діаметра лунки, було проведено розрахунок залежності (12). На основі результатів розрахунків побудовані графічні залежності крутного моменту  $T=f(d_l)$  при змінних значеннях радіуса кульки  $r_k$  (рис.3).

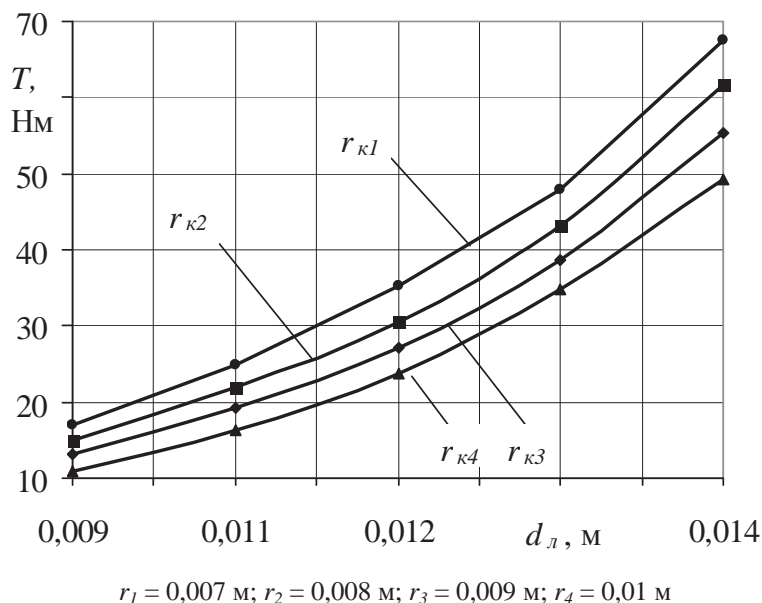


Рисунок 3 – Залежність зміни крутного моменту від діаметра лунки при змінних значеннях радіуса кульки

З даних графічних залежностей можна зробити висновок, що при збільшенні діаметра лунок крутний момент  $T$  зростає. Проте збільшення радіуса кульок  $r_k$  призводить до зменшення навантажувальної здатності. Дане припущення досліджувалось статично, але очевидно це пояснюється зменшенням глибини зачеплення кульки з лункою, що й спричинятиме спрацювання патрону у запобіжному режимі при менших значеннях крутного моменту.

З метою забезпечення стабільної передачі крутного моменту доцільно підбирати конструктивні значення радіуса кульки і діаметра лунки у співвідношенні  $r_k/d_{л} = 0,6...0,8$ . Відхилення від даного співвідношення спричинить зменшення навантажувальної здатності пристрою або ж унеможливить його спрацювання у запобіжному режимі. Однак вибір його раціональних значень можна провести лише після серії експериментальних досліджень.

**Висновки.** На основі проведених теоретичних досліджень можна зробити наступні висновки:

- розроблений запобіжний патрон може мати застосування у процесах механічного оброблення деталей, а саме у свердлильних, різьбонарізних та інших операціях;

- виведені аналітичні залежності для визначення зміни величини крутного моменту від конструктивно-силових параметрів пар контакту, які можна використати при проектуванні аналогічних запобіжних пристроїв із різною навантажувальною здатністю.

## Список літератури

1. Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3<sup>х</sup> томах [Текст] / В.И. Анурьев. – М.: Машиностроение, 1979-1982. – 728 с.
2. Иванов, Е.А. Муфты приводов [Текст] / Е.А. Иванов. – М.: Машгиз, 1959.
3. Малащенко, В.О. Муфты приводів. Конструкції та приклади розрахунку. Навчальний посібник [Текст] / В.О. Малащенко. – Львів: «Львівська політехніка», 2006. – 196 с.
4. Павлище, В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин [Текст] / В.Т. Павлище. – К.: Вища школа, 1993. – 556 с.

5. Поляков, В.С. Справочник по муфтах [Текст] / В.С. Поляков, И.Д. Барабаш, О.А. Ряховский. – Л.: Машиностроение, 1979. – 344 с.
6. Решетов, Д.Н. Детали и механизмы металлорежущих станков [Текст] / Д.Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1972.
7. Рогатинський, Р.М. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів [Текст] / Р.М. Рогатинський, І.Б. Гевко, А.Є. Дячун. – Тернопіль: ТНТУ, 2014.
8. Ряховский, О.А. Справочник по муфтах [Текст] / О.А. Ряховский, С.С. Иванов. – Л.: Политехника, 1991. – 383 с.
9. Тепинкичев, В.К. Предохранительные устройства от перегрузки станков [Текст] / В.К. Тепинкичев. – М.: Машиностроение, 1968. – 109 с.
10. Эрмих, Л.Б. Справочник машиностроителя. Том 4. Предохранители от перегрузки [Текст] / Л.Б. Эрмих. – М.: Машгиз, 1955.

**Volodymyr Klendii, PhD tech. sci., Vasyl Gupka, assist., Maria Radyk, assist., Nazar Marchuk, post-graduate, Roman Kotyk, post-graduate**

*Ternopil Ivan Puluji National Technical University, Ternopil, Ukraine*

### **Justification Parameters Safety Elements of Technological Equipment to the Machining**

The design of a safety coupling for protection of elements of drives of cars and technological equipment from an overload and protection of tools from a breakage is resulted.

The analytical dependences for determination of torque value from different factors are deduced. The axial moment of inertia of the spiral circle is expressed due to its design parameters. The relationship between the force of the knee and the force of the spring for the spring-ball precautions, which is the developed cartridge, is derived.

The calculation scheme for determining the power parameters of the pair of ball-hole contact is given. The dependence of the torque variation on the diameter of the hole is shown with variable values of the radius of the ball.

**spring-ball safety device, power parameters, mechanical processing of parts, technological equipment, calculation scheme, loading capacity**

Отримано 30.10.17

**УДК 621.9.048.7:621.373.826:631.31**

**Ю.О. Ковальчук, доц., канд. техн. наук, І.О. Лісовий, канд. техн. наук**

*Уманський національний університет садівництва, м. Умань, Україна*

*E-mail: temp@eml.ua*

## **Особенности застосування поверхневої лазерної обробки деталей сільськогосподарських машин з чавуну**

Проаналізовано внутрішні процеси в результаті впливу лазерного випромінювання на поверхню деталей сільськогосподарської техніки з чавуну. Визначено залежність мікротвердості досліджуваних зразків від потужності лазерного випромінювання. Відмічено, що збільшення швидкості обробки призводить до помітного зниження середніх значень мікротвердості чавуну. Досліджено, що поєднання лазерної обробки із подальшим поверхневим пластичним деформуванням може забезпечити значне підвищення зносостійкості деталей із чавуну.

**метод поверхневої лазерної обробки, лазерне зміцнення, гартування, чавун, зносостійкість, деталі сільськогосподарської техніки**

© Ю.О. Ковальчук, І.О. Лісовий, 2017