

## ЗМЕНШЕННЯ ПОШКОДЖЕНЬ КОРЕНЕПЛОДІВ ПРИ ЇХ ВЗАЄМОДІЇ З БІТЕРНИМ ВАЛОМ ДИСКОВОГО КОПАЧА

Р.Б.Гевко,

к.т.н.

В.А.Поліщук,

інженер

С.В.Синій,

к.т.н.

В роботі дискових копачів спрямування викопаних коренеплодів на сепаруючі пристрої забезпечується бітерними валами, розташованими у византажувальній зоні дисків. Для зменшення пошкоджень коренеплодів при їх взаємодії з лопатками бітерного валу на робочі поверхні останніх, як правило, кріплять еластичні накладки. Однак, як показала практика, такі накладки є недовговічні і зношуються після викопування коренезбиральних машинюк 40...50 га цукрових буряків.

Одним з нових напрямків зменшення ступеню пошкоджень коренеплодів при їх взаємодії з бітерним валом дискового копача є встановлення на його вільному привідному кінці пружно-захисного механізму (муфти), який забезпечує демпфування ударних взаємодій між лопатками бітера і ворохом коренеплодів. Конструктивна схема такого механізму зображена на рис. 1. Він складається зі ступиці 1, на якій вільно встановлена ведуча півмуфта 2. Між торцями ступиці і ведучою півмуфти розташовані кульки 3, які виконують функцію опорного підшипника. З іншої торцевої сторони ведучої півмуфти на більшому діаметрі виконані лунки 4, в яких встановлені несучі кульки 5. Несучі кульки з іншого боку розташовані в наскрізних отворах 6 веденої півмуфти 7. На внутрішній поверхні веденої півмуфти виконані дугові пази 8, з яких розташо-

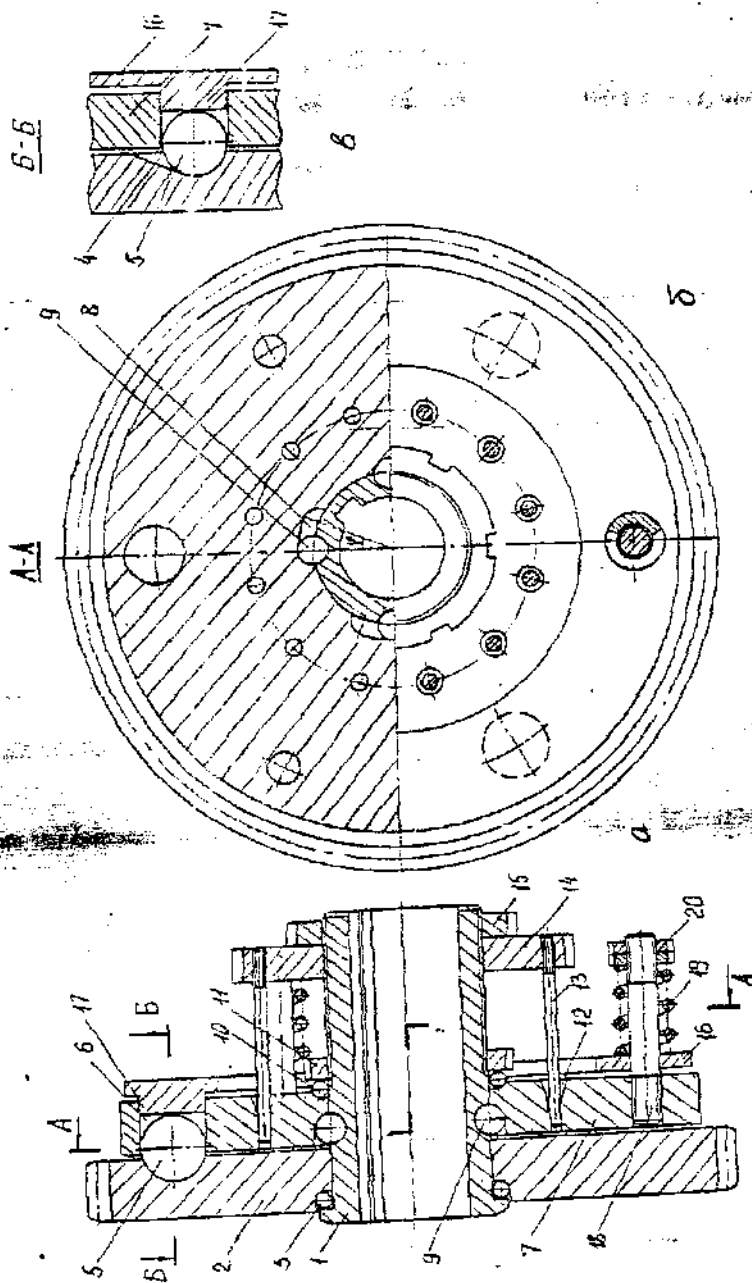


Рис. 1. Конструктивна схема пружно-захисного механізму:  
 1 - ступиця; 2 - валочка пірвфга в дункахи 4; 3, 5, 9, 10 - кульки; 7 - вилена пірвфга  
 I - ступиця; 2 - валочка пірвфга в дункахи 4; 3, 5, 9, 10 - кульки; 7 - вилена пірвфга  
 з отворами 6, 12 та дуговими пазами 8; 11, 15, 20 - гайки; 13 - пружні прутки; 14 - диск;

вані кульки 9, котрі з іншого боку закріплені в отворах ступиці. Переміщення веденої півмуфти в осьовому напрямку обмежене опорними кульками 10, які підтиснуті за допомогою гайки 11. В торцевих отворах 12 веденої півмуфти розташовані пружні прутки 13, які з іншого боку жорстко закріплені в регульованому диску 14, розташованому на ступиці і підтиснутому контргайкою 15.

Механізм підпружинення несучих кульок виконаний у вигляді натискного диску 16, циліндричні виступи 17 якого розташовані в торцевих отворах веденої півмуфти і взаємодіють з несучими кульками. Між несучими кульками, в колісному напрямку, в отворах натискного диску розташовані пальці 18, які з одного боку закріплені в різьбових отворах веденої півмуфти, а на іншому - встановлені пружини 19, підтиснуті до натискного диску за допомогою регульованих гайок 20.

Загальний вигляд викопувального пристрою з бітерним валом, на якому розташовані пружно-захисний механізм, зображено на рис. 2. Між дисковими копачами I в зоні виходу викопаних коренеплодів розташований бітерний вал 2. На краю валу 2 встановлений пружно-захисний механізм, який приводиться в обертовий рух за допомогою ланцюгової передачі.

Працює пружно-захисний механізм бітерного валу викопувального пристрою наступним чином.

В момент взаємодії лопаток бітерного валу з викопаними коренеплодами на робочому органі різко зростає момент опору, що призводить до гальмування ступиці. Оскільки ведуча півмуфта обертається від приводу двигуна, то крутний момент через несучі кульки передається на ведену півмуфту. В цей момент відбувається повертання веденої півмуфти відносно ступиці і регульованого диску, що спричиняє деформацію пружних прутків в колісному напрямку. При цьому, таке відносне повертання обмежене цуговим

пазом, оскільки при переміщенні кульок 9 до іншої сторони пазу провертання веденої півмуфти відносно ступиці є неможливим.

Шляхом підбору конструктивно-силових параметрів даного механізму демпфування можна досягнути оптимального провертання веденої півмуфти 7 відносно ступиці, яке забезпечить зменшення ударних навантажень на коренейлоди і відповідно призведе до зменшення їх пошкодження при викопуванні.

У випадку, коли копач забирається землею чи твердими тілами (наприклад, каменням), бітерний вал загальмовується і тоді відбувається розчеплення півмуфт. При цьому несучі кульки виходять із лунок і зміщуються в осьовому напрямку в наскрізних отворах веденої півмуфти, що спричиняє переміщення натискного диску і відповідної деформації пружин. Наступає захисний режим роботи механізму.

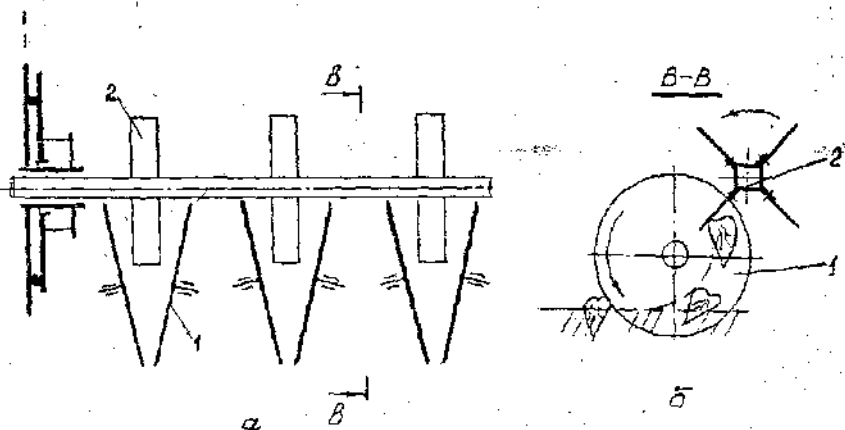


Рис. 2. Схема розташування пружно-захисного механізму на бітерному валі дискового копача

Метою теоретичного розрахунку є вибір таких конструктивно-силових параметрів муфти, при яких забезпечиться необхідне відносне провертання півмуфт в момент удару при заданому моменті опору на робочому органі. Для цього звернемося до розрахункової схеми, зображеної на рис. 3.

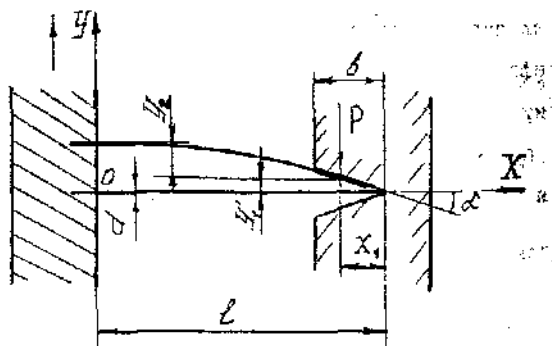


Рис. 3. Розрахункова схема пружних елементів механізму

На першому етапі деформації стержня, коли його вільний кінець прогнеться на кут повороту  $\theta$  відносно осі абсцис  $Ox$ , який рівний куту  $\alpha$  конусності отвору, абсолютна деформація вільного кінця стержня визначається за відомою залежністю [1]

$$y = \frac{Pl^3}{3EJ}, \quad (1)$$

де  $P$  - колове зусилля, яке виникає при деформації стержня,

$l$  - довжина стержня,  $E$  - модуль пружності стержня,

$J$  - момент інерції поперечного перерізу стержня.

При подальшому зростанні зусилля  $P$  вільний кінець стержня деформується таким чином, що його поверхня щільно притискається до поверхні конусного отвору. При цьому деформована частина стержня зменшується на величину  $x$ , а повний прогин

стержня  $y$  визначається за залежністю

$$y = y_1 + y_2 = y_2 + \operatorname{tg} \alpha x_1, \quad (2)$$

де  $y_1$  - величина зміщення півмуфти, при якій вільний кінець стержня щільно притискається до поверхні конусного отвору;

$y_2$  - величина прогину стержня зі змінною довжиною  $\ell - x_1$ .

Для визначення величини деформації стержня на другому етапі його деформації доцільно попередньо визначити колове зусилля при відомому куті повороту вільного кінця стержня [1]:  $P = \frac{2\theta EJ}{l^2}$ , а далі підставивши його у рівняння (1) визначити повний прогин стержня за залежністю

$$y = \frac{P(\ell - x_1)^3}{3EJ + \alpha_1 \operatorname{tg} \alpha} \quad (3)$$

Результати розрахунків представлені на рис. 4. Аналізуючи отримані графічні залежності можна констатувати, що лінійна характеристика спостерігається лише на першій ділянці деформації стержнів і жорсткість при їх даних конструктивних параметрах знаходиться в межах 22...180 Н/мм. На другій ділянці деформації залежність між силою і деформацією втрачає лінійний закон, причому різко зростає жорсткість стержнів: 150...1000 Н/мм, що є небажаним для даної муфти, оскільки різко знижується її демпфуюча здатність.

Таким чином, можна зробити наступний висновок: при розрахунку конструктивно-силових параметрів даного механізму необхідно підбирати конструктивні параметри пружних стержнів, які з врахуванням їх кількості "  $n$  " і плеча передачі крутного моменту "  $r$  " забезпечать роботу бітерного валу на першому етапі деформації стержнів.

З загальному випадку, при дотриманні заданої умови, максимальний крутний момент, який передає муфта в пружному режимі

роботи визначається з наступної залежності

$$T_{пр max} = \frac{2EJn2\alpha}{\rho^2} \quad (4)$$

Початковий крутний момент, який починає передавати муфта в запобіжному режимі роботи (відносно провертання півмуфт) визначається з умов

$$T_{зап.п} = \frac{Dc\Delta z}{2tg(\alpha' - \rho)}, \quad (5)$$

де  $D$  - діаметр розташування несучих кульок,  $c$  - жорсткість пружин стискання,  $z$  - кількість несучих кульок,  $\rho$  - кут тертя в парі кулька-лунка,  $\Delta$  - попередній натяг пружин,  $\alpha'$  - кут нахилу лунки.

Максимальний розрахунковий момент, при якому наступає повне розчеплення півмуфт рівний

$$T_{зап max} = \frac{Dc(\Delta + \delta)z}{2tg(\alpha' - \rho)}, \quad (6)$$

де  $\delta$  - величина заглиблення несучих кульок в лунки.

При динамічному розрахунку необхідно визначити максимальну деформацію муфти (відносно провертання півмуфт на кут  $\varphi_{max}$ ) при ударній взаємодії лопаток бітера з ворохом коренеплодів в розхилі дискового копача.

Максимальний крутний момент, необхідний для вибивання з розхилу копачів коренеплодів для шестирядної коренезбиральної машини був визначений експериментальним шляхом. При цьому пружина стискання півмуфт запобіжної кулачкової муфти поступово відпускалась, поки не відбувалось її буксування. Дослідження проводились в багатократній повторюваності. Далі муфта знімалась з приводу бітерного валу і встановлювалась на дослідному стенді 2, на якому на тій же частоті обертання, що і в бітерного валу, тензометричними методами замірялось її спрацювання. Момент спра-

цвання муфти коливався в межах 280...300 Н·м.

Таким чином, різке зростання максимального моменту опору при роботі бітерного валу на шести дискових копачах становило 300 Н·м.

При динамічному розрахунку розробленої пружно-захисної муфти вибрані конструктивні параметри пружного стержня, характер деформації якого зображений на графіку 6 (рис. 4). Приймавши кількість стержнів 16 і враховуючи плече дії колової сили 0,04 м, визначено максимальний крутний момент, який передає муфта в пружному режимі:  $T_y = 320$  Н·м.

Враховуючи величину деформації стержнів, крутильна жорсткість муфти буде становити близько 5000 Н·м /рад.

Розрахункові моменти інерції ведучих  $J_1$  і ведених  $J_2$  мас приводу і бітерного валу, зведені до ведучих частин муфти, становлять  $J_1 = 12$  Н·м·с<sup>2</sup>;  $J_2 = 8$  Н·м·с<sup>2</sup>.

Виходячи з відомої залежності [3] визначимо максимальний кут закручування півмуфт при ударі лопаток бітера по вороху викопаних коренеплодів

$$\varphi_{max} = \varphi_0 + 2 \frac{J_{np} T_y}{c J_2}, \quad (7)$$

де  $\varphi_0 = 0$  - початковий кут закручування півмуфт,  $J_{np} = \frac{J_1 J_2}{(J_1 + J_2)} = 4,8$  Н·м·с<sup>2</sup>.

Розрахункове значення  $\varphi_{max}$  при підстановці даних величин становить  $\varphi_{max} = 0,572$  рад = 4,1 град.

Для порівняння проведемо розрахунок кулачкової запобіжної муфти, в нормальному режимі роботи якої півмуфти не зміщуються одна відносно одної і розрахункова жорсткість несучого валу від першої лопатки до муфти становитиме близько 30000 Нм/рад.

Тоді  $\varphi_{max} = 0,68$  град.



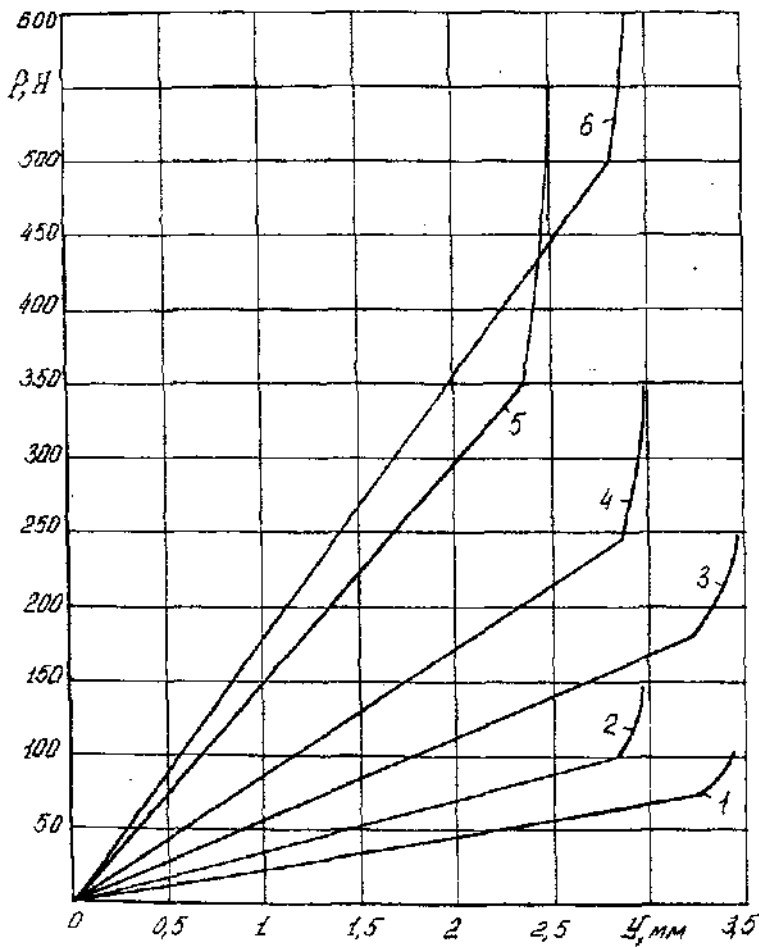


Рис. 4. Залежності колового зусилля на веденій півмуфті від прогину вільного кінця пружного елемента:

- 1 -  $d = 4$  мм;  $l = 70$  мм; 2 -  $d = 4$  мм;  $l = 60$  мм;  
 3 -  $d = 5$  мм;  $l = 70$  мм; 4 -  $d = 5$  мм;  $l = 60$  мм;  
 5 -  $d = 5$  мм;  $l = 50$  мм; 6 -  $d = 6$  мм;  $l = 60$  мм

Таким чином, застосування розробленої пружно-запобіжної муфти суттєво зменшить ударні навантаження зі сторони бітєрного залу на коренелоди, що забезпечить їх подачу на сепаруючий пристрій з мінімальними пошкодженнями.

#### Література

1. Посацький С. Опір матеріалів. - Львів, Видавництво Львівського університету, 1973. - 403 с.
2. Шовкун А.Л., Гевко Р.В. Универсальный стенд для испытаний предохранительных муфт. - Технология и организация производства, 1987. № 2, с. 51-52.
3. Поляков В.С., Барбаш И.Д., Ряховский О.А. Справочник по муфтам. - Л.: Машиностроение, 1979. - 344 с.