

Формула (23) дає змогу розрахувати необхідну форму однієї з  $k$  абразивних вставок 2 плоского притира (рис. 3), що забезпечуватиме високу точність оброблюваних поверхонь вже на стадії чорнової обробки. Кількість абразивних вставок  $k$  вибирається довільно, залежно від розмірів самого притира і технологічності їх виготовлення.

### Резюме

Спеціальна форма абразивних вставок у вигляді округленого плоского сегмента металоабразивного притира для чорнового доведення поверхонь дозволяє компенсувати вплив швидкості обертання сепаратора на нерівномірне зношування оброблюваних заготовок. Це означає, що товщина всіх плоскопаралельних деталей оброблюваної партії буде однаковою вже на початкових стадіях обробки, незалежно від місця розташування їх в сепараторі вібраційного довідного верстата з коловими траєкторіями коливань інструментів, тобто на периферії чи всередині притира. Застосування такого інструменту дає змогу в остаточному результаті отримувати прецизійні плоскопаралельні деталі на рівні кінцевих мір довжини I класу, при значному підвищенні продуктивності чорнового доведення.

1. Орлов П.Н. Технологическое обеспечение качества деталей методами доводки. – М., 1988. – 383 с. 2. Понидайло В.А., Сорочак О.З. Пути повышения точности плоскопараллельной обработки деталей на вибродоводочных станках // Вибрации в технике и технологиях: Всеукраїнський наук.-техн. журн. – Вінниця, 1996. – № 1(3). – С. 17–20. 3. Pat. Polska, nr 172327. Docierak płaski, zwłaszcza do docierania wstępnego. Tw. wynal / A.Barylski. – Opubl. WUP nr 9, 30.09.1997.

УДК 621.825

І.Б. Гевко, Р.В. Комар, В.В. Камишанов

## ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ЗАПОБІЖНИХ МЕХАНІЗМІВ ТЕХНОЛОГІЧНОГО УСТАТКУВАННЯ

© Гевко І.Б., Комар Р.В., Камишанов В.В., 2001

**Direct description of the constructiv of the protektive mechanisms. Direct mthods calculation constructiv and forces parameters for improve exploits characteristics protektive mechanism of the technological equipment.**

Для забезпечення надійного і якісного виконання технологічних процесів роботи автоматизованих систем різних машин і механізмів використовують різноманітні конструкції запобіжних пристроїв. Муфти, що входять до складу багатьох з цих механізмів, є відповідальними вузлами, які часто визначають надійність і довговічність всієї системи машини. Основне їх призначення – передача обертового руху і крутного моменту, але поряд з кінематичним і силовим зв'язком окремих частин машини чи механізму муфти виконують і ряд інших відповідальних функцій, а саме:

– компенсація зміщення з'єднувальних валів, які зумовлені неточностями виготовлення чи складання;

- запобігання руйнуванню частин механізму під час перевантажень;
- амортизація вібрацій, поштовхів чи ударів, які виникають при роботі машини та ін.

Основними технологічними вимогами до них є точність спрацювання, високі компенсуючі властивості, стабільність передаючого моменту, надійність і довговічність функціонування, відносні простота конструкції і мінімальна собівартість виготовлення, здатність сприймати високі динамічні навантаження і безшумність при експлуатації.

Різноманітність завдань, що розв'язуються за допомогою запобіжних пристроїв, привело до використання в машинобудуванні великої кількості конструкцій муфт різних видів. Розглянемо деякі запобіжні пристрої раніше відомих і нещодавно розроблених конструкцій, які значною мірою відповідають наведеним вище вимогам.

Конструкція запобіжної муфти транспортно-технологічних систем наведена на рис. 1 [1]. Вона складається з привідного вала 1, на якому на шліцах 2 з можливістю осевого переміщення встановлена ведуча півмуфта 3. В її торцевій частині на різних діаметрах знаходяться взаємно симетричні отвори 4. В ці отвори, з можливістю кочення, встановлені кульки 5, причому глибина отворів дорівнюють  $d/2 + 1-5$  мм. Кульки завальцовані в отворах так, що вони вільно в них обертаються, але не випадають. Притиск півмуфти 3 здійснюється пружиною стискування 10. Розміщення кульок 5 на рівних відстанях від центра забезпечує рівномірне розподілення динамічних навантажень і стабільність при передачі крутного моменту.

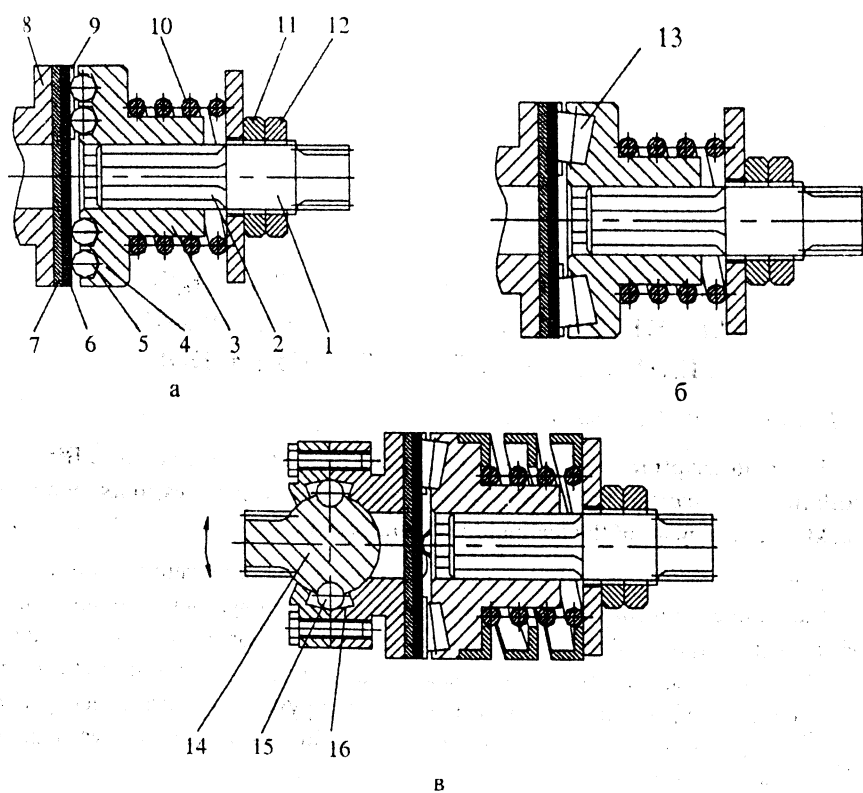


Рис. 1. Конструкції запобіжних механізмів автоматизованих транспортно-технологічних систем машин

Півмуфта 3 зв'язана за допомогою кульок 5 з веденою півмуфтою 8, в торцевій частині якої жорстко прикріплений циліндричний металевий диск 7, який має чотири або два радіальні ребра 9. До диска 7 прикріплено пружний диск 6, виконаний з пружного матеріалу, наприклад в'язкої пластмаси або гуми, що забезпечує значне зменшення ударів в режимі перевантаження. Крутний момент регулюється стискуванням пружного елемента 10 гайкою 11 і контргайкою 12. Захист елементів муфти від попадання бруду і вологи здійснюється гофрованим гумовим кожухом, який на рисунку не показано.

Взявши дану запобіжну муфту як аналог, було внесено деякі конструктивні зміни, які значно покращили її експлуатаційні показники. Згідно з цими нововведеннями можливе виконання муфти із заміною кульок на конічні ролики (рис. 1, б) і з відповідною зміною форми опорних ребер, що значно підвищує її навантажувальну здатність. Як відомо, при контакті металеві поверхні дисків з аналогічною поверхнею роликів, за рахунок незначної сили тертя, ролики не повертаються, а ковзають, [2] при цьому відбувається прискорене спрацювання контактуючих поверхонь. Тобто використання роликів в такого роду муфтах недоцільне, але в цій конструкції використовується пружний диск, виготовлений з в'язкої пластмаси або гуми, при контакті з яким високий коефіцієнт тертя зумовлює саме прокрутання роликів, що не зменшує термін експлуатації елементів зачеплення. Також можливе виконання муфти, в якій комбінуються елементи запобіжної і компенсуючої муфт (рис. 1, в). Можливе кутове зміщення валів компенсується за рахунок прокрутання вала 14 на кульках 15 у пазах півкруглої форми 16. Зменшення величини неробочого ходу досягається збільшенням кількості опорних ребер 9 або тіл кочення 5, 13. (рис. 2). Збільшення діаметра чи кількості тіл обертання можна покращити навантажувальну здатність запобіжного пристрою.

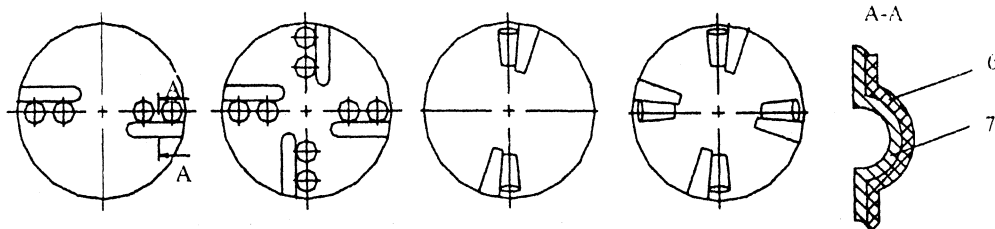


Рис. 2. Варіанти виконання дисків запобіжного пристрою

При розрахунку муфт вихідним параметром переважно є максимальний крутний момент, що передається нсю. В тих випадках, коли цей момент визначений з урахуванням всіх динамічних навантажень, він береться як розрахунковий, але в більшості випадків ця величина ще й залежить від конструктивних параметрів муфти. Для проведення розрахунку крутного моменту, який може передати запобіжний пристрій, розглянемо схему дії сил на прикладі зачеплення елемента введучої і веденої півмуфт (рис. 3), а саме контакту кулька-опорне ребро.

Момент зчеплення кулька-опорне ребро визначається із залежності:

$$M_{зч} = \beta \cdot M_{кр}, \quad (1)$$

де  $\beta$  – коефіцієнт запасу зчеплення,  $\beta = 1 \dots 1,2$ , [2];  $M_{кр}$  – крутний момент муфти.

В даному випадку:

$$M_{зч} = n(P_1 r_1 + P_2 r_2), \quad (2)$$

де  $n$  – кількість кульок;  $P_1$ ,  $P_2$  – колові сили, що передаються, відповідно, кулькам 1 і 2;  $r_1$  і  $r_2$  – радіуси, на яких знаходяться, відповідно, 1 і 2 кульки.

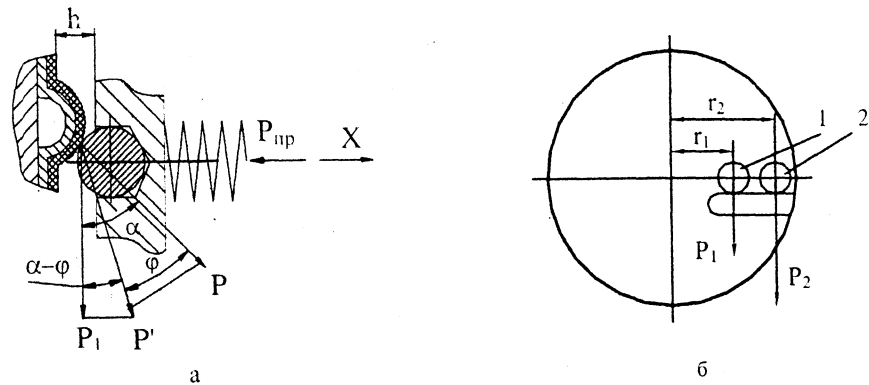


Рис. 3. Схеми дії сил у зачепленні кулька-опорне ребро

Розглянемо сили, які діють в момент контакту кульки і опорного ребра. Згідно з умовою рівноваги сил, що діють на елементи зачеплення муфти, при зміщенні ведучої півмуфти вздовж осі X у момент спрацювання:

$$\sum X = P_{\text{пр}} - P_1 \cdot \operatorname{tg}(\alpha - \varphi) - P_2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha - \varphi) + F_{\text{т.шл}}, \quad (3)$$

де  $\alpha$  – кут нахилу дотичної в точці контакту кульки з опорним ребром півмуфти,  $\alpha = 35 \dots 50^\circ$ , [2];  $\varphi$  – кут тертя між кулькою і опорним ребром півмуфти,  $\varphi = 5 \dots 30^\circ$ ;  $F_{\text{т.шл}}$  – сила тертя в шліцевому з'єднанні.

Силу тертя можна визначити за формулою:

$$F_{\text{т.шл}} = f \left( P_1 \cdot \frac{r_1}{r} + P_2 \cdot \frac{r_2}{r} \right) = \frac{f}{r} \cdot (P_1 \cdot r_1 + P_2 \cdot r_2), \quad (4)$$

де  $f$  – коефіцієнт тертя;  $r$  – радіус шліців.

Підставляючи значення сили тертя в рівняння рівноваги, отримаємо:

$$\sum X = P_{\text{пр}} - (P_1 - P_2) \cdot \operatorname{tg}(\alpha - \varphi) + \frac{f}{r} \cdot (P_1 \cdot r_1 + P_2 \cdot r_2) = 0. \quad (5)$$

З урахуванням співвідношення колових сил, що діють при роботі захисного пристрою, від радіусів розміщення кульок:  $\frac{P_1}{r_1} = \frac{P_2}{r_2}$ , силу притискання можна визначити за формулою:

$$P_{\text{пр}} = (P_1 + P_2) \cdot \operatorname{tg}(\alpha - \varphi) - \frac{f}{r} \cdot (P_1 \cdot r_1 + P_2 \cdot r_2) = P_1 \cdot \left( 1 + \frac{r_2}{r_1} \right) \cdot \operatorname{tg}(\alpha - \varphi) - \frac{f}{r} \cdot P_1 \cdot \left( r_1 + \frac{r_2^2}{r_1} \right). \quad (6)$$

Звідси колоза сила буде дорівнювати:

$$P_1 = \frac{P_{\text{пр}}}{\left( 1 + \frac{r_2}{r_1} \right) \cdot \operatorname{tg}(\alpha - \varphi) - \frac{f}{r} \cdot \left( r_1 + \frac{r_2^2}{r_1} \right)}. \quad (7)$$

Підставивши значення колової сили у залежність (2), отримаємо:

$$M_{\text{зч}} = \frac{P_{\text{пр}} \cdot \left( r_1 + \frac{r_2^2}{r_1} \right) \cdot n}{\left( 1 + \frac{r_2}{r_1} \right) \cdot \operatorname{tg}(\alpha - \varphi) - \frac{f}{r} \cdot \left( r_1 + \frac{r_2^2}{r_1} \right)}. \quad (8)$$

Відповідно крутний момент визначається з такої залежності:

$$M_{кр} = \frac{1}{\beta} \cdot \frac{P_{пр} \cdot \left( r_1 + \frac{r_2^2}{r_1} \right) \cdot n}{\left( 1 + \frac{r_2}{r_1} \right) \cdot \operatorname{tg}(\alpha - \varphi) - \frac{f}{r} \cdot \left( r_1 + \frac{r_2^2}{r_1} \right)} \quad (9)$$

Згідно з даними, отриманими підстановкою різних варіантів конструктивних параметрів запобіжної муфти у рівняння (9), отримані такі графічні залежності крутного моменту від конструктивного виконання елементів запобіжного пристрою (рис. 4).

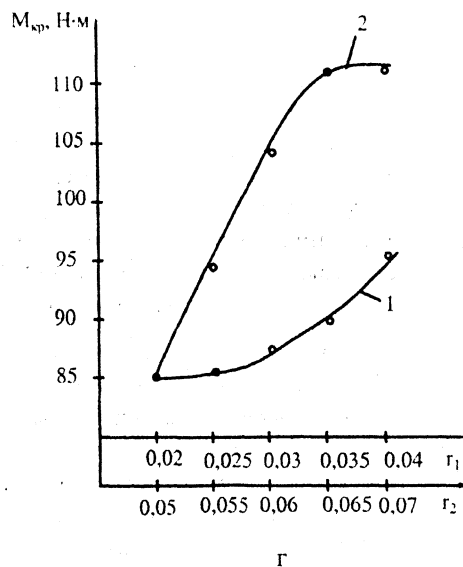
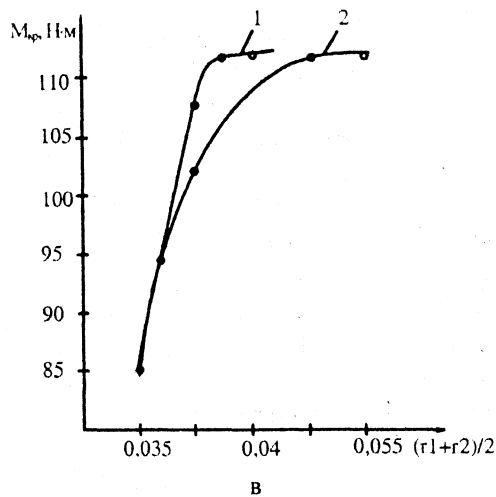
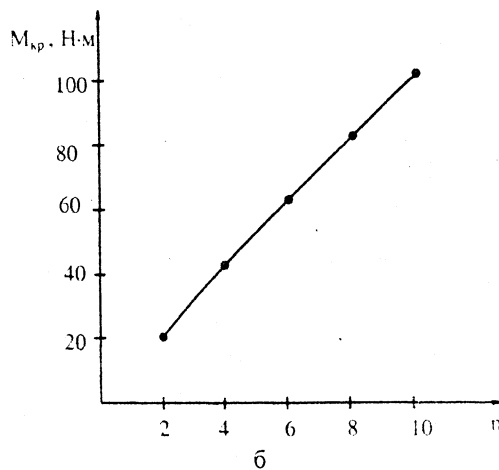
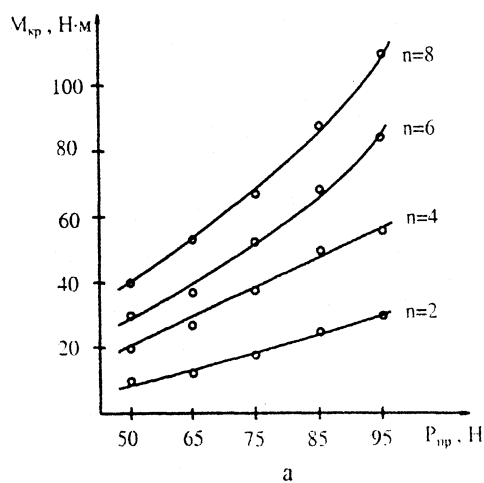


Рис. 4. Графік залежності крутного моменту від:

а – сили притискування кульок при різній їх кількості; б – кількості кульок;

в – середнього значення радіусів розміщення кульок (1 – при  $r_1 = \text{const}$ ; 2 – при  $r_2 = \text{const}$ );

г – радіусів розміщення кульок (1 – при  $r_2 = \text{const}$ ; 2 – при  $r_1 = \text{const}$ )

1. Згідно з  
пі введучої

(3)

півмуфти.  
30°:  $F_{г.ш}$  –

(4)

(5)

о пристрою,  
і формулою:

$$\left( 1 + \frac{r_2^2}{r_1} \right) \quad (6)$$

(7)

(8)

Як видно з цих графіків, значення крутного моменту, що сприймає запобіжний пристрій, може збільшуватись чи зменшуватись не лише регулюванням пружного елемента, але й зміною кількості, габаритних розмірів і радіусів розміщення тіл кочення, які сприймають це навантаження. Тобто можна покращати експлуатаційні показники муфти, а саме навантажувальну здатність, без зміни конструкції пристрою і, відповідно, значних матеріальних витрат.

Як показали практичні і теоретичні дослідження, ці запобіжні пристрої забезпечують нормальну роботу при передачі крутного моменту в межах 25–120 Н·м, а його значення залежить від конструктивних особливостей запобіжного механізму. Запропоновані конструктивні зміни дають змогу покращати експлуатаційні показники запобіжних пристроїв, суттєво не змінюючи їх конструкції. При цьому наведені конструкції запобіжних муфт відпрацьовані на технологічність, прості у виготовленні, можуть сприймати змінні навантаження, забезпечують безшумність роботи і компенсують можливі зміщення валів, що виникають при монтуванні елементів автоматичних ліній транспортно-технологічних систем механізмів в процесі їх експлуатації.

*1. А. с. 603789 СССР. Предохранительная муфта / Б.М.Гевко, О.І. Дубик // Бюл. Изобрет. – 1978. – № 21. 2 Поляков В.С., Барабаш И.Д., Ряховский О.А. Справочник по муфтам. – Л., 1974.*

УДК 621.914.7

І.Є. Грицай, Я.В. Грень

### ДИНАМІЧНА ХАРАКТЕРИСТИКА ЗУБОФРЕЗЕРНОГО ВЕРСТАТА ЗА КОЛИВАННЯМИ ЙОГО ОСЕЙ

© Грицай І.Є., Грень Я.В., 2001

**The mathematical model of an elastic system of the machine tool for the grooving of the cylindrical cog-wheels is introduced. The dynamic mock-up of the machine tool images elastic vibrations on the eight independent coordinates in the systems of the instrument and part. Time constants of dynamic equations definite it is experimentally for dominating harmonics of spectral of the oscillating of a system in dots on tool and working fulcrums. The information of the oscillating is recorded on an acoustical map of the computer and is treated on the basis of the theories of random functions.**

Зубофрезерні верстати, на яких нарізання циліндричних зубчастих коліс ведеться за методом центроїдного огинання, належать до півавтоматичного обладнання. Технологічні процеси, які здійснюються на цьому обладнанні, у більшості випадків характеризуються тривалим циклом. Зокрема, при обробці великомодульних зубчастих коліс, нарізанні коліс у пакеті тривалість операції може обчислюватися декількома годинами. Якщо період стійкості черв'ячної фрези співрозмірний з часом виконання операції, то на межі допустимого періоду стійкості внаслідок зношування найбільш навантажених зубців зростає сила різання, що веде до наростання вимушених коливань, а пружна система верстата може втратити стійкість. У прогнозуванні розвитку пружних коливань та виборі режимів різання, які б забезпечили максимальну продуктивність процесу, задану якість обробки та працездатність різального інструменту важливе місце відводять динамічним дослідженням пружної системи верстата.