

**В.М. Пестунов, проф., канд. техн. наук, О.С. Стеценко, доц., канд. техн. наук,  
В.І. Носуленко, проф., д-р техн. наук**  
*Кіровоградський національний технічний університет*

## Дослідження цільових механізмів верстатів

В статті приведені розрахунки і результати дослідження напрямних кочення металорізальних верстатів і способів розподілу навантаження на них.  
**навантаження, деформація, кулькові напрямні кочення, металорізальні верстати, опори**

Ефективність використання функціональних зв'язків між різними цільовими механізмами і приводами верстатів в значній мірі визначається правильним вибором складових елементів системи. Перш за все це відноситься до елементів, які входять в технологічну систему верстата, напрямні, базуючі і затискні елементи інструментів та заготовок.

Відсутність простих елементів для таких зв'язків значно обмежують області ефективного використання систем типового функціонального зв'язку виконавчих органів і приводів верстатів. Тому виникла необхідність дослідження і розробки нових елементів систем функціональних зв'язків виконавчих органів верстатів.

Системи функціонального управління навантаженням і деформацією напрямних мають обмежене використання, тому що складне їх застосування на верстатах з напрямними кочення, а також інших механізмів з шариковими опорами.

Проведені дослідження напрямних кочення різних металорізальних верстатів [1,2] показали, що навантаження тіл кочення, їх деформація по всій довжині напрямних залежить не тільки від величини і характеру технологічного навантаження, але і від точності виготовлення складових елементів напрямних. Такі умови ускладнюють можливість розвантаження і управління навантаженням. Тому системи розвантаження або функціонального управління навантаженням напрямних необхідно створювати з урахуванням специфіки розподілу тиску на напрямних. В системах функціонального управління навантаженням і деформацією напрямних кочення, як і в напрямних ковзання, доцільно використовувати індивідуальні опорні вузли.

Аналіз відомих систем розвантаження напрямних верстатів [2] показує, що опорні вузли напрямних кочення можна об'єднати із системою функціонального управління деформацією напрямних. Крім цього, проведені дослідження напрямних кочення показують те, що використання несучих кульок малого діаметру приводить до зниження габаритів і підвищення жорсткості напрямних кочення.

Створення кулькових опорних вузлів сприяє спрощенню конструкції.

Для визначення можливості такого об'єднання і створення опорних вузлів напрямних кочення, розглянемо розрахункову схему індивідуальної опори кулькових напрямних, приведену на рис.1. Уявимо, що зовнішнє навантаження прикладене в центрі кульки, а його напрямок співпадає з віссю, і кульки розташовані по колу на сфері. Тоді, позначивши сили, що стискають кульки, через  $P_0, P_1, P_2, P_b, \dots, P_m$ , із умови рівноваги опорного шарика можна записати формулу:

$$P = P_0 + n_1 \cdot P_1 \cdot \cos \gamma + n_2 \cdot P_2 \cdot \cos 2\gamma + \dots + n_i \cdot P_i \cdot \cos \gamma + \dots + n_m \cdot P_m \cdot \cos m \cdot \gamma, \quad (1)$$

де  $n_1, n_2, \dots, n_i, \dots, n_m$  – кількість шариків, центри яких розташовані на колі з однаковим радіусом і які навантажені з однаковими силами;

$\gamma, 2\gamma \dots m\gamma$  – кути між напрямом дії сили  $P$  і лініями, що з'єднують центр деформуючого шару  $O$  з центром розташованих в різних шарах опорних шариків (рис.2);

$m$  – кількість шарів несучих шариків, розташованих у внутрішній напівсфері корпусу.

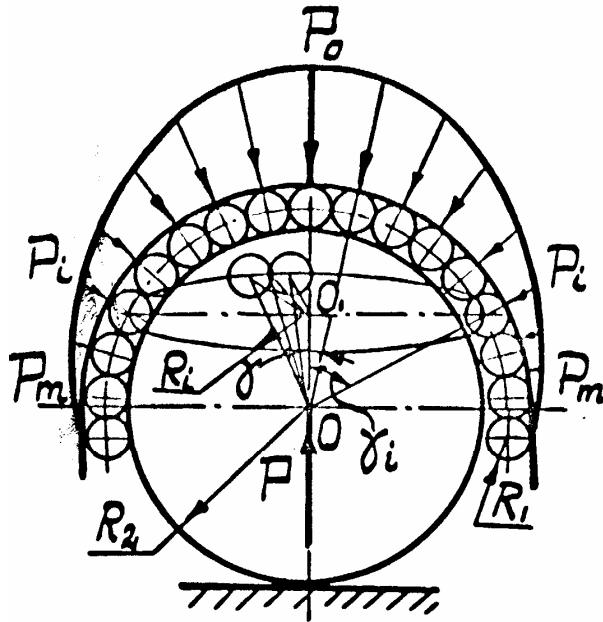


Рисунок 1 – Розрахункова схема опори кулькової напрямної

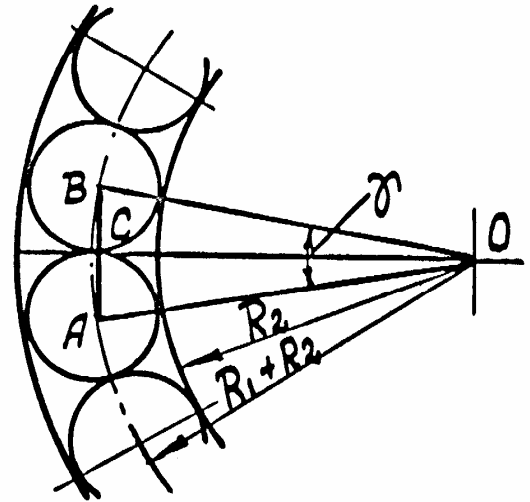


Рисунок 2 – Схема розташування кутів між силою  $P$  і центром деформуючого шару

Зміщення опорного шару відносно напівсфери корпусу під дією сили  $P$  буде обумовлене контактними деформаціями  $\delta_0, \delta_1, \dots, \delta_m$  в місцях дотикання несучих кульок і опорного шару, тоді:

$$\left. \begin{aligned} \delta_1 &= \delta_0 \cdot \cos \gamma \\ \delta_2 &= \delta_0 \cdot \cos 2\gamma \\ \dots\dots\dots \\ \delta_m &= \delta_0 \cdot \cos m \cdot \gamma \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

На основі теорії контактних деформацій залежність між деформаціями кульки  $\delta_i$  і силою, що її викликає  $P_1$  можна показати у вигляді рівняння :

$$\delta_i = c_m \cdot P_i^{2/3}, \quad (3)$$

тоді

$$\left. \begin{aligned} \delta_0 &= c_m \cdot P_0^{2/3} \\ \delta_1 &= c_m \cdot P_1^{2/3} \\ \delta_2 &= c_m \cdot P_2^{2/3} \\ \dots\dots\dots \\ \delta_m &= c_m \cdot P_m^{2/3} \end{aligned} \right\}, \quad (4)$$

де  $c_m$  – коефіцієнт пропорційності.



Кількість несучих кульок, які знаходяться під навантаженням у напівсфері корпусу, можна визначити по формулі:

$$n = 1 \sum_{i=1}^m n_i = 1 + \pi \frac{k+1}{k} \cdot \sum_{i=1}^m \sin i \cdot \gamma = 1 + \pi \frac{k+1}{k} \cdot \sin \frac{m+1}{2} \cdot \gamma \cdot \sin \frac{m}{2} \cdot \gamma \cdot \operatorname{cosec} \frac{\gamma}{2}. \quad (13)$$

Розрахунки зусилля  $P_0$ , проведені по вище приведеним формулам, на найбільш навантажену несучу кульку і кількості навантажених кульок  $n$  для значень  $k = 0,05; 0,1; 0,15; 0,2; 0,25; 0,3$ .

За результатами розрахунків побудовані графіки залежності кількості навантажених кульок  $n$  і зусилля на найбільш навантажену кульку  $P_0$  від параметрів (рис.3).

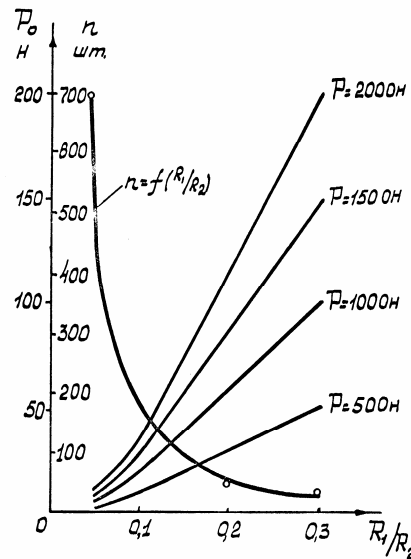


Рисунок 3 – Графіки залежності кількості навантажених кульок від параметрів

Із розрахунків і одержаних графіків можна зробити висновок, що із зменшенням параметра  $k$  навантаження на найбільш навантажену несучу кульку зменшується завдяки розподілу навантаження на велику кількість кульок. Тому для покращення умов навантаження кульок параметр  $k$  необхідно зменшувати. Так як діаметр опорної кульки вибирається з урахуванням кількості опорних вузлів і умов роботи напрямних, що зменшення параметру  $k$  доцільно здійснювати за рахунок зменшення діаметра несучих кульок. Для важко навантажених кулькових опор можна пропонувати використання несучих і опорних кульок з якомога меншим співвідношенням їх діаметрів.

Наприклад, шарова опора транспортного засобу, яка складається із корпусу, в якому розміщений шар, що сприймає навантаження. Він опирається на багаторядову систему опорних кульок, розташованих в гніздах корпусу [3]. Але така опора не забезпечує рівномірного розподілу навантаження між опорними кульками, тому що між кульками однієї камери немає силового зв'язку. У деякій мірі кращу конструкцію має шарова опора кочення, приведена в [4]. Вона складається із корпусу, розділеного перегородками на окремі куполоподібні камери, в кожній з яких установлені вантажні шари і опорні кульки, притиснуті пружними елементами.

Незалежна пружинна підвіска дозволяє підвищити рівномірність розподілу навантаження на шарові опори, що підвищує їх довговічність.

Але така конструкція теж має недоліки. По-перше, при великих питомих навантаженнях на опори з перекосами пружини виходять з ладу. По-друге, зламана пружина може стати причиною заклинювання опори.

Таким чином низька надійність приведеної конструкції опори обмежила її застосування.

Більшу надійність, на наш погляд, має шарова опора кочення, описані в роботі [5]. Вона складається з корпусу 1 (рис.4), розділеного перегородками 2 на куполоподібні камери 3. У верхній частині корпусу існує канал 4, який з'єднує між собою камери 3. В кожній камері розташовані вантажна шарова опора 5, опорні кульки 6 і пружні вставки 7.

При навантаженні опори в місці контакту вантажного шару 5 виникає вертикальна сила, яка зменшує силу попереднього натягу на пружну вставку 7 через точки контакту вантажних шарів з опорними кульками 6 рівномірно розподіляє навантаження по всіх вантажних шарах. Таким чином, навантаження від кожного вантажного шару 5 через точки його контакту між самими опорними шариками 6 передається із камери в камеру через канал 4, рівномірно розподіляючись на всі вантажні шари.

Така конструкція дозволяє підвищити надійність і рівномірність навантаження на всі опори і, як наслідок, забезпечує рівномірне зношування шарових опор, зменшуються втрати на обслуговування та ремонт опор.

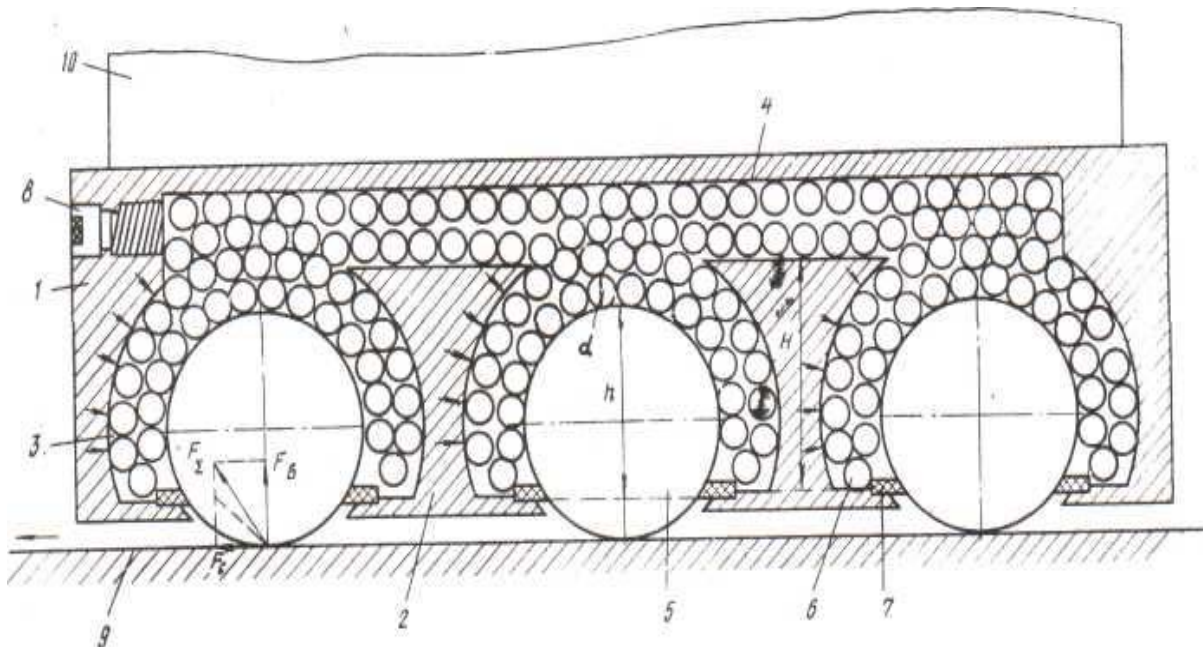


Рисунок 4 – Кулькова опора кочення з перегородками

Шарикові напрямні, приведені в [6] мають таку конструкцію, в якій для компенсації пружної деформації гнізда виготовлені у вигляді пружної оболонки, до якої підведена порожнина, з'єднана із джерелом тиску, який регулюється за допомогою гідростатичного тиску в залежності від технологічного навантаження, або за допомогою гвинта (рис.5).

така конструкція складається із рухомої напрямної 1 і нерухомої 2. Кульки 3 опираються через кульки 4 меншого діаметру на сферичні опори в напрямній 1. Під час руху напрямної 1 відносно напрямної 2, шарики 3 перекочуються по нерухомій напрямній і примушують кульки 4 перекочуватися по сферичній поверхні. Для компенсації пружної деформації напрямних, порожнини, в яких встановлені сферичні оболонки 5, заповнені кульками 7. Тиск в замкненій системі можна регулювати або гідросистемою, або гвинтом в залежності від технологічного навантаження.

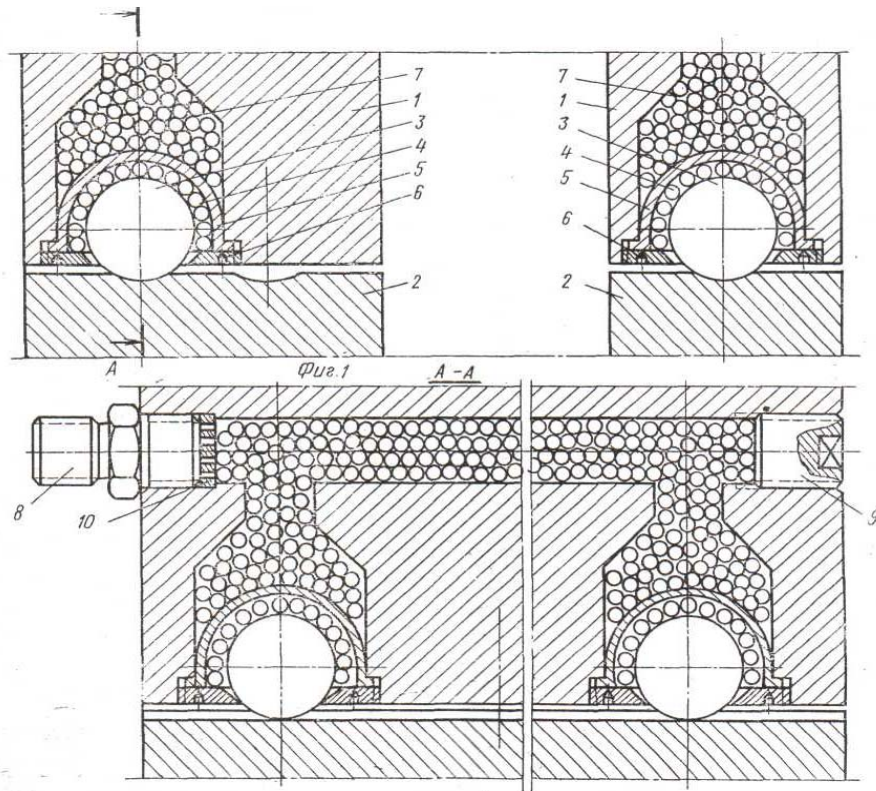


Рисунок 5 – Кулькова напрямна поступального руху

Ще один приклад застосування теорії функціональних зв'язків між різними цільовими механізмами, і зокрема, на шарикових напрямних верстатах, приведено в роботі 7.

Це кулькові напрямні (рис. 6), в яких кульки розташовані на робочих поверхнях між рухомою і нерухою напрямними в кілька разів і мають в рухомій напрямній канал для перекочування кульок у вихідне положення. Цей канал має круглий поперечний переріз, площа якого відповідає площі робочої поверхні. Перехідний канал плавно переходить від прямокутної до круглої форми. Така конструкція сприяє покращенню умов експлуатації, дозволяє зменшити габарити і спростити виготовлення напрямних.

Кулькові напрямні приведеної конструкції працюють таким чином: між рухомою 1 і нерухою 2 частинами напрямних в прямокутній порожнині розташовані в кілька рядів кульки. В рухомій частині напрямних виготовлено канал круглої форми 4 для повернення кульок. Торці напрямних обмежені боковинами 5 з напрямним пазом 6. Крім цього рухома напрямна має по торцевих поверхнях перехідний канал 7 перемінного напрямного розрізу з плавним переходом від прямокутної до круглої форми.

Під час переміщення рухомої частини напрямної вздовж нерухомої шарики перекочуються з робочої порожнини між напрямними в перехідний канал рухомої напрямної, а далі вони потрапляють в круглий канал і повертаються з протилежного торця в робочу порожнину.

Така конструкція забезпечує плавне перетікання кульок під час роботи, знижується їх зношування, підвищуються демпфуючі властивості, зменшуються габаритні розміри кулькових напрямних.

Кулькові напрямні металорізальних верстатів часто проектують таким чином, щоб опорні кульки і кульки меншого діаметру перекочувалися в гніздах, змінюючи

своє розташування. Таким чином забезпечується їх висока надійність, відсутність зношування, спрощення конструкції.

Кулькові напрямні, запропоновані автором [8] спроектовані таким чином, що гнізда для кульок мають циліндричну форму торцева поверхня якого виготовлена у вигляді сфери, утворюючи простір між основним шариком і сферичним дном простір для повернення кульок меншого діаметру у вихідне положення.

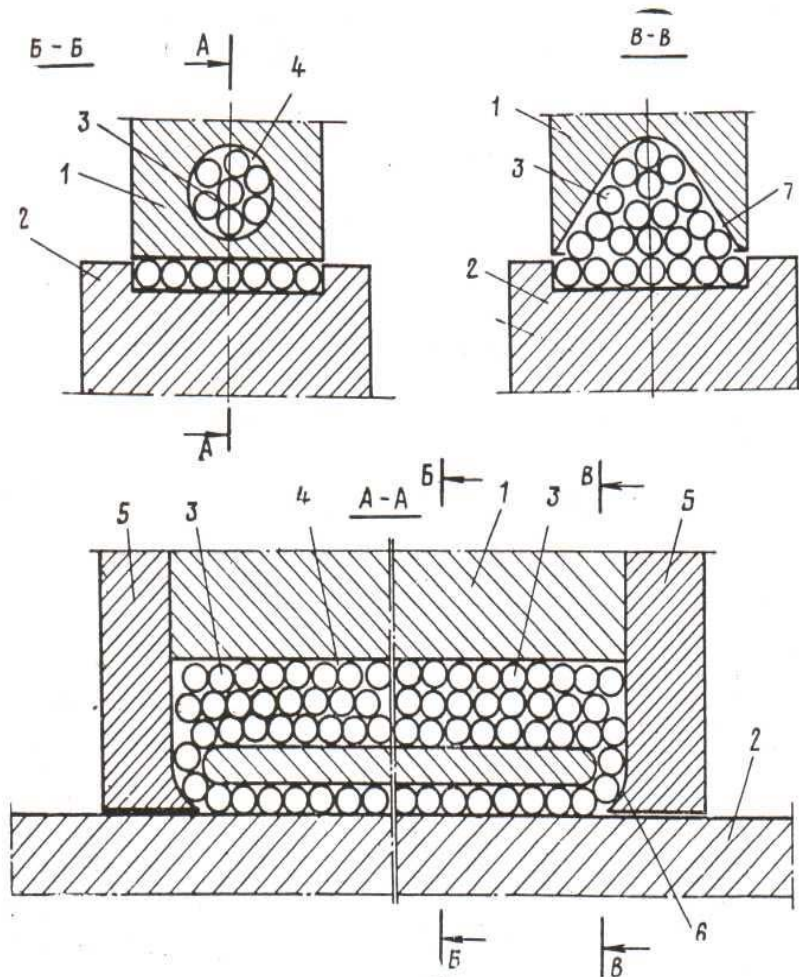


Рисунок 6 – Кулькова напрямна з перехідним каналом

Запропонована конструкція працює таким чином: напрямні з рухомою 1 і нерухомою 2 частинами складаються із окремих кулькових опор, в яких розміщені опорні кульки 3 і кульки меншого діаметра 4 (рис.7). Опорні кульки опираються на кульки меншого діаметра, а ті, в свою чергу, опираються на сферичне дно гнізда у напрямній 1. Кульки малого діаметра повертаються до початку робочої зони по вертикальних циліндричних розточках, які виготовлені з певними зазорами, для зменшення сил тертя між кульками і розточкою, по якій вони переміщуються. Під час руху напрямної 1 відносно напрямної 2 кульки 3 перекочуються по сферичній поверхні гнізда у напрямній 1. Виходячи із робочої зони, кульки 4 за допомогою клиноподібного виступа 6 на поворотному кільці 5 направляються в простір, утворений між кулькою 3 і циліндричною частиною гнізда, а далі за допомогою другого направляючого виступа на кільці 5, кульки знов повертаються до початку робочої зони.

Для зменшення контактних напруг профіль поперечного перерізу нерухомої напрямної 2 виконано з профілем, який відповідає діаметру великої кульки.

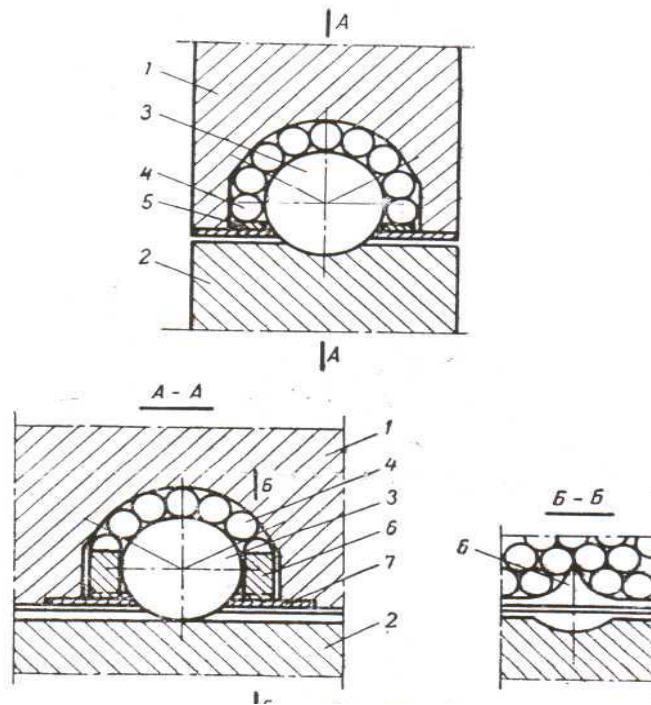


Рисунок 7 – Кулькова напрямна зі сферичним гніздом

Якщо нерухома напрямна має плоский профіль, а рухома напрямна переміщується в якому завгодно напрямку по площині, тоді кільце 5 з виступами 6 виготовляють поворотним, що дає йому змогу самовстановлюватись по напрямку руху.

Висновок:

- управління навантаженням і деформацією напрямних кочення дають можливість збільшити їх довговічність і надійність;
- розрахунки показують, що шляхом зміни конструкції шарових опор з розподілом навантаження між вантажними шарами і опорними шарами можна значно підвищити несучу здатність шарикових напрямних;
- при великих навантаженнях необхідно, щоб між вантажними шарами і опорними шарами було найменше співвідношення.

## Список літератури

1. В.М. Пестунов. Адаптивные направляющие привода технологического оборудования. В ж.: Техника машиностроения, – М.: №2, 2000.–С. 4-10.
2. В. М. Пестунов., А.В. Лисенко. Адаптивный и перенастраиваемый инструмент. В ж.: Техника машиностроения, – М.: №1, 2000.–С. 13-24.
3. Патент США №2490879, кл.16-26, 1949.
4. Патент США №925974, кл.12(1)А, 1963.
5. А. с. СССР №616453, кл.2, Бюл. №27, 25.07.78.
6. А. с. СССР №540719, кл.2В, 23Q 1/02 F16C 29/06, Бюл. №48, 30.12.76.
7. А. с. СССР №392285, кл. F16C, Бюл. №32, 27.07.73.
8. А. с. СССР №281983, кл. 47i, Бюл. №29, 14.09.70.

В статье приведенные расчеты и результаты исследования направляющих качения металлорежущих станков и способов распределения нагрузки на них.

In the article the resulted computations and results of research of sending rolls of metal-cutting machine-tools and methods of distributing of loading on them.