

Диха О.В.,  
Вичавка А.А.

Хмельницький національний університет,  
м. Хмельницький, Україна  
E-mail: tribosenator@gmail.com

**РОЗРАХУНКОВА ОЦІНКА ЗНОШУВАННЯ  
НАПРЯМНОЇ КОВЗАННЯ З  
МАСЛОУТРИМУВАЛЬНИМИ КАНАВКАМИ  
ТРИКУТНОГО ПРОФІЛЮ**

УДК 621.891

Проведений аналіз конструктивних та технологічних особливостей напрямних ковзання машин для забезпечення довговічності по зносу та антифрикційних властивостей. Визначені трибоконтактні характеристики: контактний тиск і площа контакту для напрямної з маслоутримувальними канавками трикутного профілю. Розв'язана пряма зносоконтактна задача для напрямної ковзання і отримана залежність лінійного зносу напрямної від шляху тертя.

**Ключові слова:** напрямна ковзання, маслоутримувальний профіль, розрахунок зносу, шлях тертя, контактний тиск.

### Вступ

Напрямні це відповідальні елементи машин, які утримують рухомі частини механізмів та надають напрям їхньому руху. На робочих поверхнях напрямних може виникати тертя ковзання або тертя ковчання. Напрямні ковзання зворотно-поступального руху простіші за конструкцією і технологією виготовлення, їх широко використовують в будові металорізальних і деревообробних верстатів, ковальсько-пресового обладнання, підйомно-транспортних машин, приладів тощо.

Напрямні ковзання технологічного обладнання (рис. 1) за формою поперечного перетину розрізняють на циліндричні, прямокутні, клинчасті та типу «ластівчин хвіст». Нижче розміщення поверхні тертя напрямної на відміну від верхнього сприяє кращому зберіганню мастила на робочих поверхнях спарених елементів.

Розміри поперечного перетину напрямних ковзання нормалізовані і співвідношення розмірів залежить від висоти напрямної. Відношення довжини рухомої деталі до габаритної ширини напрямної повинно бути в межах 1,5 ... 2. Довжина нерухомих напрямних приймається такою, щоб не було провисання рухомої деталі.

Навантаження, що діють на деталі напрямних, завжди можуть бути зведені до сили  $F$ , прикладеної у центрі робочої поверхні напрямної, і до моменту  $M$ , що діє у поздовжній площині напрямної. Розподіл тиску по ширині плоскої напрямної беруть рівномірним, а по довжині – таким, що змінюється за лінійним законом. Такі допущення можливі через малу ширину напрямних порівняно з їхньою довжиною і достатньою жорсткістю.

Стійкість проти спрацювання робочих поверхонь напрямної з тертям ковзання перевіряють за умовою збереження шару мастила у зоні максимального тиску. Епюра розподілу тиску по довжині напрямної, навантаженої силою  $F$  та моментом  $M$ , показана на рис. 1.

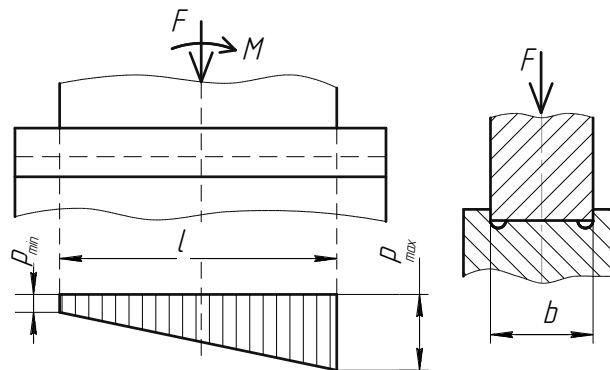


Рис. 1 – До розрахунку напрямних ковзання

Для прямокутної напрямної умова стійкості проти спрацювання робочих поверхонь може бути записано таким чином:

$$p_{\max} = p_F + p_M = \frac{F}{bl} + \frac{6M}{(bl)^2} \leq [p].$$

Допустимий тиск на робочих поверхнях напрямних ковзання при повільних переміщеннях ( $V < 0,05$  м/с) беруть  $[p] = (2...3)$  МПа, а при підвищених швидкостях у зв'язку з поліпшенням умов змащування  $[p] = (5...6)$  МПа.

Для зменшення тертя, спрацьовування та запобігання задиркам тертьових поверхонь напрямних метало- та деревообробних верстатів, пресів, контрольно-вимірювальних приладів застосовують спеціальні індустріальні мастила. Змащувальні вузли та деталі залежно від застосованого обладнання значно відрізняються умовами роботи, температурними, навантажувальними та іншими характеристиками. Для мащення напрямних ковзання високоточних металорізальних верстатів, умови роботи яких відрізняються високими навантаженнями й можливістю дуже низьких швидкостей руху ( $0,016...3,3$  мм/с), застосовують особливу групу антистрибкових індустріальних мастил (И-Н-Е-68, И-Н-Е-100, И-Н-Е-220 згідно ГОСТ 17479.4-87) призначених для напрямних ковзання, що містять антистрибкові присадки.

Умови контакту поверхонь тертя напрямних вузлів ставлять високі вимоги до вибору матеріалу напрямної, який багато в чому впливає на її зносостійкість і визначає плавність руху вузлів. Для запобігання схоплюванню, пару тертя комплектують з різномірних матеріалів. Напрявні з сірого чавуну, виконані за одне ціле з базовою деталлю (станиною), прості і дешеві, але не забезпечують довговічності. Для підвищення зносостійкості їх гартують до твердості HRC 48 ... 53 або піддають хромуванню товщиною 25 ... 50 мкм, що забезпечує твердість до HRC 68 ... 72. На робочі поверхні напрямних також наплюють шар молібдену або сплаву з вмістом хрому.

Сталеві напрямні виконують у вигляді окремих планок, які прикріплюють до базових чавунних деталей гвинтами або приклеюють, а до сталевих станини їх приварюють. Для сталевих накладних напрямних застосовують маловуглецевої сталі (сталь 20, 20X, 20XHM) з наступною цементацією і гартуванням до твердості HRC 60 ... 65, азотовані сталі 40XФ, 30XН2МА з глибиною азотування 0.5 мм і гартуванням до твердості HV800-1000.

Для зниження коефіцієнта тертя і підвищення демпфування в напрямних ковзання останнім часом все більше застосовують композиційні полімерні матеріали (пластмаси), які наділені хорошими характеристиками тертя. У конструкції верстатів вітчизняного виробництва для напрямних здебільшого використовують фторопласт і композиційні матеріали на основі епоксидних смол з присадками дисульфиду молібдену та графіту. А чеська фірма „Škoda” протягом тривалого часу у різних вузлах тертя своїх верстатів використовує полімерний матеріал „Моглайс PL/P” німецької фірми „Диамант металлопластик GMBH” [1]. Заміна композиційних матеріалів на основі фторопласту і епоксидної смоли на ZX -100K дозволяє підвищити термін експлуатації напрямних, зменшити тертя ковзання поверхонь, усунути ривки і задирки в умовах відсутності мащення і сухого тертя

Для підвищення довговічності напрямних машин при терті і зношуванні на їх поверхню додатково наносять різні маслоутримувальні мікро- і макрорельєфи. Чим надійніше утримується мастильний матеріал між контактуючими деталями, тим менше вони зношуються. Профіль поверхні відіграє тут головну роль. Створені при обробці канавки на поверхні виконують функцію резервуарів для утримання і розподілу масла. За допомогою теоретичних досліджень, лабораторних і експлуатаційних випробувань визначається який тип, форма і глибина профілю є найприйнятнішими.

Серед параметрів регулярних профілів важливими, з погляду формування експлуатаційних характеристик поверхні, є: напрямок ліній профілю щодо напрямку відносного ковзання, відносна площа поверхні (відношення площі, зайнятої канавками, до загальної площі), глибина і форма змащувальних канавок. Узагальнюючи результати досліджень зносостійкості поверхонь з регулярним рельєфом [2-7], можна намітити певні рекомендації щодо приведених вище параметрів. Кращі результати дають поперечні відносно напрямку переміщення канавки, оскільки в цьому випадку забезпечуються більш сприятливі умови для мащення, і в цілому поверхня має більшу несучу здатність в порівнянні з поздовжніми канавками. Що стосується відносної площі поверхні, то тут оптимальними вважаються випадки, коли площа змащувальних канавок складає 40 - 50 % від загальної площі поверхні.

### Постановка задачі та основні рівняння

Розрахункова схема для канавок трикутної форми наведена на рис. 2.

Для визначення несучої здатності профілю з трикутними канавками на рівні зносу  $u_w$  визначимо довжину однієї канавки на цьому рівні  $2A_1B_1$  (з трикутника  $OA_1B_1$ ):

$$2A_1B_1 = 2(h - u_w) \operatorname{tg} \alpha.$$

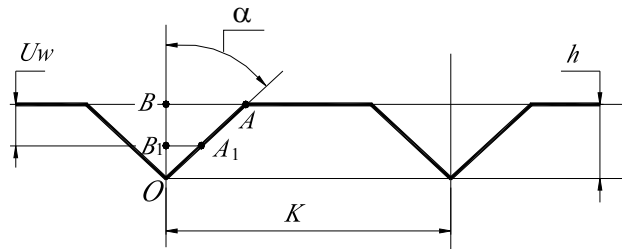


Рис. 2 – Розрахункова схема для канавок трикутної форми; ( $\alpha$  – кут профілю канавок)

Тоді несуча довжина профілю  $l_p$  на рівні  $u_w$  буде:

$$l_p = l \left[ 1 - \frac{2 \operatorname{tg} \alpha}{k} (h - u_w) \right].$$

Величина контактної тиску визначиться як відношення зовнішнього навантаження  $Q$  до розмірів площі контакту  $A_h$ :

$$\sigma = \frac{Q}{A_h},$$

де  $A_h$  – площа зрізу профілю при перетині площиною на відстані  $u_w$ .

Площа контакту при зносі контактуючих тіл на величину  $u_w$  дорівнює:

$$A_h = l_p(u_w) b,$$

де  $b$  – ширина контакту поверхонь.

Отже залежність для визначення контактної тиску можна представити у вигляді:

$$\sigma = \left[ \frac{1}{1 - \frac{2 \operatorname{tg} \alpha}{k} (h - u_w)} \right] \sigma_0.$$

Прийmemo модель зношування напрямної ковзання у вигляді безрозмірних комплексів: контактної тиску і швидкості ковзання.

$$I = \frac{du_w}{ds} = c_w \left( \frac{f \sigma}{HB} \right) \left( \frac{Vb}{v} \right), \quad (1)$$

де  $u_w$  – нормальний лінійний знос напрямної;

$S$  – шлях тертя;

$f$  – коефіцієнт тертя в парі повзун-напрямна;

$\sigma$  – нормальний контактний тиск;

$HB$  – твердість матеріалу напрямної;

$V$  – швидкість ковзання;

$b$  – номінальна ширина напрямної;

$v$  – кінематична в'язкість оливи;

$c_w$  – коефіцієнт зносостійкості.

В даному випадку приймаємо лінійну залежність інтенсивності зношування від контактної тиску характерну для типового зношування напрямних абразивними частинками у вигляді окалини, абразиву, залишків обробки.

Нормальний контактний тиск між повзуном і напрямною на площі контакту з урахуванням мастильних канавок буде дорівнювати:

$$\sigma = \left( \frac{Q}{bl} \right) \left( \frac{k}{k - 2a(s)} \right), \quad (2)$$

де  $Q$  – навантаження на підшипник;

$b$  – номінальна ширина напрямної;

$l$  – довжина контакту повзуна і напрямної;

$k$  – крок мастильних канавок;

$a(s)$  – напівширина мастильної канавки на поверхні напрямної.

Величину зносу напрямної можна вимірювати по зменшенню ширини мастильних канавок на поверхні напрямної. При цьому величина зносу через розміри ширини мастильної канавки може бути визначена з виразу:

$$u_w = h - a(s) \operatorname{ctg} \alpha, \quad (3)$$

де  $h$  – початкова глибина мастильних канавок трикутного профілю;

$\alpha$  – кут профілю мастильної канавки (рис. ).

Продиференціюємо останню геометричну залежність по шляху тертя  $s$  :

$$\frac{du_w}{ds} = -\operatorname{ctg} \alpha \frac{da}{ds}. \quad (4)$$

Знак «мінус» у виразі означає, що ширина трикутної мастильної канавки в процесі зношування зменшується.

Прирівнюючи (1) та (4) отримаємо:

$$\sigma \left( \frac{c_w f V b}{HB \cdot v} \right) = -\operatorname{ctg} \alpha \frac{da}{ds}. \quad (5)$$

Підставимо в ліву частину рівняння (5) вираз для контактної тиску (2):

$$\left( \frac{Q}{bl} \right) \left( \frac{k}{k - 2a(s)} \right) \left( \frac{c_w f V b}{HB \cdot v} \right) = -\operatorname{ctg} \alpha \frac{da}{ds}. \quad (6)$$

Перетворимо (6) до вигляду:

$$\left( \frac{Q c_w k f V \operatorname{tg} \alpha}{l HB v} \right) ds = (2a(s) - k) da. \quad (7)$$

Це звичайне диференціальне рівняння з розділюючимися змінними.

Інтегруючи диференціальне рівняння (7) отримаємо:

$$\frac{Q c_w k f V \operatorname{tg} \alpha}{l HB v} s = a^2(s) - a(s)k + C. \quad (8)$$

Постійна інтегрування  $C$  знайдемо з умови  $a(s = 0) = a_0$  (початкова напівширина мастильної канавки).

Тоді отримаємо:

$$C = a_0 k - a_0^2. \quad (9)$$

З урахуванням  $a_0 = htg\alpha$  та  $a = tg\alpha(h - u_w)$  після підстановок у (8) та нехтуючи відносно малими величинами отримаємо:

$$\frac{Q c_w k f V}{l HB v} s = u_w (k - 2htg\alpha). \quad (10)$$

В результаті отримаємо формулу для розрахунку величини лінійного зносу у напрямній ковзання  $u_w$  від шляху тертя  $s$ :

$$u_w = \left[ \frac{Q c_w k f V}{l HB v} \frac{1}{k - 2htg\alpha} \right] s \quad (11)$$

### Приклад розрахунку зносу напрямної ковзання

Розрахуємо знос напрямної ковзання за розробленою методикою за наступних вихідних даних. Вихідні дані:

1. Геометричні розміри напрямної:  $l = 500$  мм;  $b = 50$  мм;
2. Швидкість ковзання:  $V = 20$  мм/с;
3. Кінематична в'язкість оливи Індустріальне И-30:  $\nu = 40$  мм<sup>2</sup>/с;
4. Коефіцієнт тертя в парі повзун-напрямна:  $f = 0,1$ ;
5. Робоче навантаження  $Q = 500$  Н;
6. Глибинастильної канавки  $h = 1$  мм, кут профілю канавки  $30^\circ$ , крок канавок  $k = 15$  мм.
7. Твердість матеріалу напрямної HB=400 МПа.

Параметр зносостійкості  $c_w$  в парі чавун-чавун можна прийняти за довідниковими даними

$$c_w = 2 \cdot 10^{-8}.$$

Результати чисельного розрахунку лінійного зносу напрямної ковзання наведені в таблиці 1.

Таблиця 1

### Результати розрахунку зносу підшипника в залежності від шляху тертя за формулою (11)

Шлях тертя, $s$ , мм	$10^9$	$10^{10}$	$10^{11}$
Лінійний знос, $u_w$ , мкм	2,7	27	270

Графічна інтерпретація результатів розрахунку зношування напрямної представлена на рис. 3.

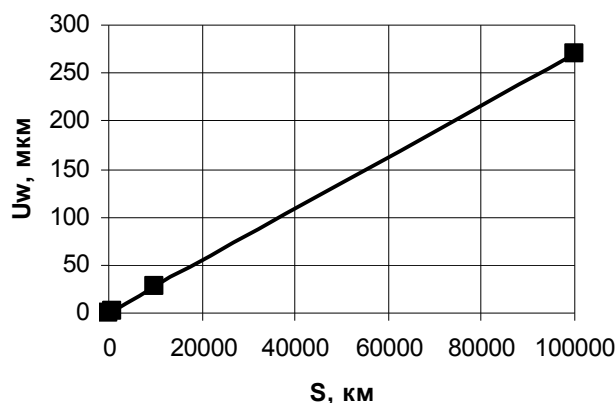


Рис. 3– Залежність зносу напрямної ковзання від шляху тертя за формулою (11)

### Висновок

1. Проведений аналіз конструктивних та технологічних особливостей напрямних ковзання машин для забезпечення довговічності по зносу та антифрикційних властивостей.
2. Визначені трибоконтактні характеристики: контактний тиск і площа контакту для напрямної з маслоутримувальними канавками трикутного профілю.
3. Розв'язана пряма зносоконтактна задача для напрямної ковзання і отримана залежність лінійного зносу напрямної від шляху тертя.

### Література

1. Гришко В. П., Колда В. Ю., Ищенко Е. А., Просветова А. Н. Восстановление направляющих скольжения на расточной бабке станка фирмы „ŠKODA” W200HA // Вісник Приазовського державного технічного університету. Серія: Технічні науки. – Маріуполь: ПДТУ, 2010. - Вип. 21. – С. 110-117
2. Шнейдер Ю. Г. Эксплуатационные свойства деталей с регулярным микрорельефом / Ю. Г. Шнейдер. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1982. – 248 с.: ил.
3. Крагельский И. В. Основы расчетов на трение и износ / Крагельский И. В., Добычин М. Н., Комбалов В. С. – М.: Машиностроение, 1977. – 526 с.
4. Рыжов Э. В. Технологические методы повышения износостойкости деталей машин / Э. В. Рыжов. – К.: Наук. думка, 1984. – 271 с.
5. Одинцов Л. Г. Упрочнение и отделка деталей поверхностным пластическим деформированием: Справочник / Л. Г. Одинцов. – М.: Машиностроение, 1987. – 328 с.
6. Шнейдер Ю. Г. Эксплуатационные свойства деталей с регулярным микрорельефом / Ю. Г. Шнейдер. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1982. – 248 с.: ил.
7. Чепя П. А. Эксплуатационные свойства упрочненных деталей / П. А. Чепя, В. А. Андрияшин. – Минск: Наука и техника, 1988. – 192 с.

Поступила в редакцію 2.10.2016

**Dykha O.V., Vychavka A.A. Calculation estimation of wear sliding directing with lubricating grooves of triangular profile**

The analysis of constructive and technological features of the sliding directing of machines to ensure durability for the wear and antifriction properties. Determined tribo contact features: contact pressure and contact area for sliding directing with lubricating grooves of triangular profile. Solved video wear-contact problem for sliding directing and the linear dependence of the wear of the guide from the path of friction.

**Keywords:** sliding directing, lubrication, calculation of wear, the path of friction, contact pressure.

**References**

1. Grishko V. P., Kolda V. YU., Ishchenko E. A., Prosvetova A. N. Vosstanovlenie napravlyayushchih skol'zheniya na rastochnoj babke stanka firmy „ŠKODA” W200HA // Visnik Priazovs'kogo derzhavnogo tekhnichnogo universitetu. Seriya: Tekhnichni nauki. – Mariupol': PDTU, 2010. - Vip. 21. – P. 110-117.
2. SHnejder YU. G. EHkspluatacionnye svoystva detalej s reguljarnym mikrorel'efom / YU. G. SHnejder. – L.: Mashinostroenie, Leningr. otd-nie, 1982. – 248 p.: il.
3. Kragel'skij I. V. Osnovy raschetov na trenie i iznos / Kragel'skij I. V., Dobychin M. N., Kombalov V. P. – M.: Mashinostroenie, 1977. – 526 p.
4. Ryzhov EH. V. Tekhnologicheskie metody povysheniya iznosostojkosti detalej mashin / EH. V. Ryzhov. – K.: Nauk. dumka, 1984. – 271 p.
5. Odincov L. G. Uprochnenie i otdelka detalej poverhnostnym plasticheskim deformirovani-em: Spravochnik / L. G. Odincov. – M.: Mashinostroenie, 1987. – 328 p.
6. SHnejder YU. G. EHkspluatacionnye svoystva detalej s reguljarnym mikrorel'efom / YU. G. SHnejder. – L.: Mashinostroenie, Leningr. otd-nie, 1982. – 248 p.: il.
7. ЧЕпа П. А. EHkspluatacionnye svoystva uprochnennyh detalej / П. А. ЧЕпа, В. А. Андрияшин. – Минск: Наука и техника, 1988. – 192 p.