

**Вельбой В.П.,
Диха М.О.,
Вичавка А.А.,
Динько О.П.**

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

ТЕРТЯ ТА ЗНОШУВАННЯ НАПРЯМНИХ КОВЗАННЯ (ОГЛЯД)

УДК 621.891

На основі літературного огляду проведена класифікація напрямних ковзання за умовами роботи, тертя та зношування та вимогами до точності. Розглянуті різні режими роботи напрямних ковзання: граничний, змішаний, гідродинамічний, та гідростатичний та критерії переходу від одного режиму до іншого. Наведені експериментальні результати, що характеризують нерівномірність зношування напрямних по довжині. Проаналізовані існуючі підходи для розрахункової оцінки зношування напрямних ковзання: за втомлюваною теорією зношування поверхневих шарів та при моделюванні повзуна пружною балкою на пружній основі для визначення характеристик контактної тиску.

Ключові слова: напрямна ковзання, режим тертя, втомне зношування, контактний тиск, розрахунок зносу

Напрямні ковзання відносяться до опорних деталей машин, які забезпечують задане взаємне розміщення рухомих вузлів і можливість їх переміщення в напрямі прямолінійного руху. На відміну від інших пар тертя напрямні відносяться до відкритого незамкненого типу, у яких довжина зони контакту одного з елементів менше довжини другого елемента.

За призначенням і характерними умовами роботи напрямні ковзання поділяють на декілька груп [2, 3, 4]:

До першої групи належать напрямні верстатів для механічної обробки деталей, які відрізняються великими довжинами ходу і широким діапазоном швидкостей (від надто малих швидкостей подачі до значних швидкостей головного руху) і високими вимогами щодо точності.

До другої групи належать напрямні ковальсько-пресового обладнання, для яких в напрямі переміщення характерні великі осьові навантаження, а у деяких випадках і підвищені температури.

До третьої групи відносяться напрямні повзунів кривошипно-шатунних механізмів, зокрема двигунів внутрішнього згоряння, які сприймають навантаження в одній площині при високих швидкостях і підвищених температурах.

Четверту групу складають напрямні ковзання вимірювальних приладів, які відрізняються малими навантаженнями і особливо високими вимогами щодо точності розміщення в них рухомих деталей.

Різноманітність функціонального призначення напрямних обумовила конструктивні різновидності форми їх поперечного перерізу [4, 5]: прямокутні, трикутні (V – подібні), трапецієвидні (ластівчин хвіст), круглі та комбіновані. Умови роботи напрямних ковзання кожної групи різні, проте всі вони повинні забезпечити мінімальні за даних умов роботи втрати на тертя і зберегти точність положення і переміщення рухомих елементів в процесі роботи механізму, яка передусім залежить від зносу напрямних. Дослідження механізму тертя напрямних ковзання, особливостей їх навантаження і зносу проведені багатьма вченими і науковими школами, серед яких широко відомі роботи Д. М. Решетова, І. В. Крагелського, О. С. Пронікова та інших вчених.

З огляду на те, що основною галуззю застосування напрямних ковзання є верстатобудування, а точність та довговічність напрямних у значній мірі визначає працездатність верстатів, то особливості навантаження і зношування напрямних металорізальних верстатів, досліджені найбільш досконало.

В результаті огляду літературних джерел [3, 4, 5] визначено, що переважна кількість верстатів виходять з ладу через знос деталей, який різко знижує точність обробки, зменшує продуктивність через простої, вимагає значних виробничих потужностей і кваліфікованих кадрів для ремонту. Витрати на ремонт верстатного обладнання загального призначення, віднесені до року експлуатації, складають до 10% його початкової вартості.

Зносу піддається широка номенклатура деталей, до яких насамперед відносять напрямні, оскільки їх знос визначає періоди між капітальними ремонтами. Наведені Д. М. Решетовим [5] показники сумарної роботи напрямних поздовжньої і поперечної подачі верстатів, які оцінюють коефіцієнтом K , що визначає відносну тривалість роботи напрямних у відсотках до тривалості робочої зміни за умови індивідуального і мало серійного виробництва, показують, що для токарно-гвинторізних верстатів $K = 33\%$, токарно-револьверних – 42% , круглошліфувальних – 58% .

Умови роботи напрямних металорізальних верстатів характеризують наступні чинники: тиск та його змінність під час реверсивного руху; швидкість ковзання та змашування напрямних; температура та забруднення напрямних або мастила відходами обробки (стружкою, піском, окалиною, абразивом) тощо.

Навантаження на напрямні у більшості верстатів в процесі робочого циклу не однакове. За умови зворотно-поступального руху тиск на напрямні від сил різання складає лише частку загального навантаження, а більше половини шляху тертя відбувається в режимі холостого ходу при зниженому тиску. Найбільші допустимі тиски з урахуванням перевертаючого моменту на напрямних подачі з найбільш поширеною парою тертя «чавун – чавун» в універсальних верстатах середніх розмірів складають 2,5...3,0 МПа, а важких верстатів з парою тертя «бронза – чавун» 10...13 МПа. Для характеристики несучої здатності напрямних використовують середнє по довжині значення тиску, яке приймають у 2 рази менше допустимих тисків [4].

Швидкість ковзання в напрямних головного руху при робочому ході в довбальних верстатах складає 0,7...1,0 м/с, а в карусельних – до 6...9 м/с., а в напрямних механізму подачі знаходяться в межах від сотих часток мм/хв. до 3...10 м/хв. При холостому ході переміщення вузлів верстатів швидкість ковзання перевищує 1 м/хв.

Найважливішою характеристикою роботи напрямних ковзання верстатів вважається режим тертя, особливості і різновиди якого досконало висвітлені в монографії [5]. Зокрема показано, що залежно від умов роботи, типу мастильного матеріалу і його розподілу напрямні ковзання можуть працювати в режимі граничного, змішаного, гідродинамічного і гідростатичного тертя (Рис. 1).

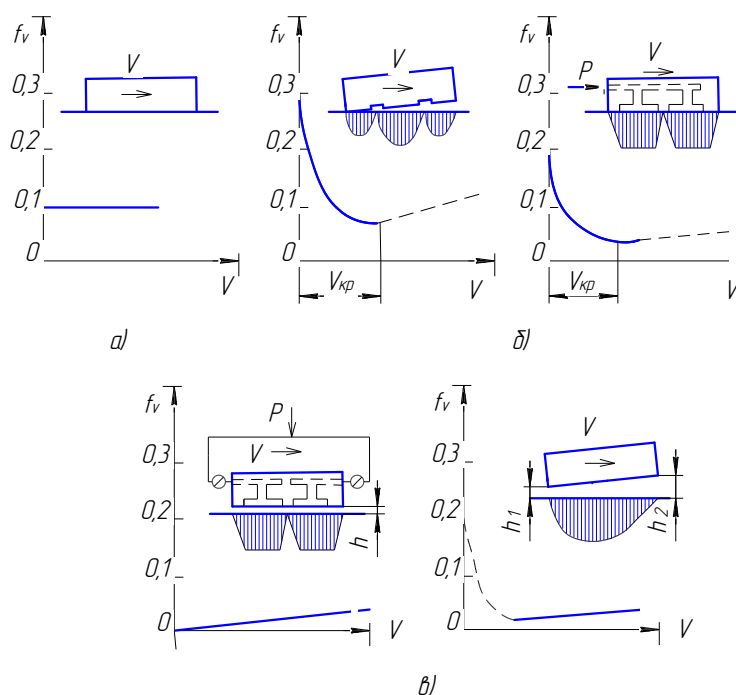


Рис. 1 – Характеристики тертя напрямних [5]:

- а) граничне тертя (без гідро розвантаження з анти стрибковим мастилом);
- б) змішане тертя (праворуч – без гідророзвантаження, ліворуч – з гідрозвантаженням);
- в) рідинне тертя (ліворуч – гідростатичне, праворуч – гідродинамічне)

Граничне тертя характерно при швидкості ковзання до 50...100 мм/хв., коли гідродинамічна піднімальна сила практично відсутня. Розділення поверхонь тертя досягають застосуванням мастильних матеріалів, що містять поверхнево активні речовини, зокрема, стеарат алюмінію.

За результатами експериментальних досліджень наведені чисельні графічні залежності коефіцієнту тертя від часу нерухомого контакту і швидкості ковзання для різних мастильних матеріалів, значень контактного тиску і матеріалів пар тертя. Загалом показано, що при збільшенні часу нерухомого контакту коефіцієнт тертя дещо збільшується, а при збільшенні швидкості ковзання значно зменшується. Так, наприклад, при терті по чавуну СЧ 21-40 (масло індустріальне 45, тиск 2 кГ/см²) при збільшенні тривалості нерухомого контакту до 16 год. коефіцієнт тертя збільшується від 0,27 до 0,3, а при збільшенні швидкості ковзання від 0,8 до 120 мм/хв. – зменшується від 0,22 до 0,03.

Більшість напрямних механізмів подачі працюють в режимі змішаного тертя, при якому піднімальна гідродинамічна сила сприймає лише частину навантаження і не забезпечує повного розділення поверхонь тертя шаром мастила. Усі заходи, які сприяють збільшенню відносного значення гідродинамічної піднімальної сили в напрямних, працюючих за умови змішаного тертя, поліпшують роботу поверхонь тертя внаслідок зменшення сили тертя й інтенсивності зношування.

При переході від стану нерухомого контакту до руху коефіцієнт тертя зазвичай зменшується стрибком. При збільшенні швидкості ковзання коефіцієнт тертя спочатку інтенсивно зменшується, а потім в міру зростання швидкості зменшується значно повільніше з наступним незначним ростом.

Для напрямних, як і для підшипників ковзання, при заданій в'язкості масла μ і тиску σ залежність коефіцієнту тертя f_v від характеристики режиму роботи $\lambda = \frac{\mu V}{\sigma}$ або швидкості v має вигляд, показаний на рис. 2.

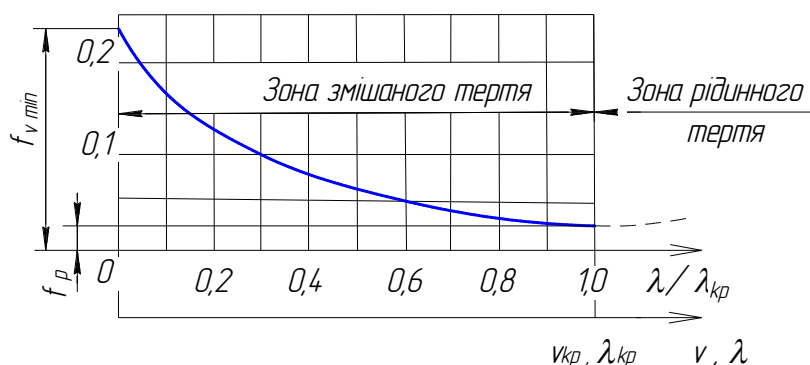


Рис. 2 – Залежність коефіцієнту тертя від швидкості ковзання [5]

Швидкість ковзання, за якої коефіцієнт тертя досягає мінімального значення є критичною v_{kp} , що відповідає початку рідинного тертя. Критична швидкість залежить від матеріалу і розмірів напрямних, точності і шорсткості контактуючих поверхонь, розмірів і розміщення мастильних канавок і ямок, в'язкості масла, контактного тиску тощо. При заданих μ і σ критичній швидкості v_{kp} відповідає критична

характеристика режиму роботи $\lambda_{kp} = \frac{\mu V_{kp}}{\sigma}$. Чим досконаліші напрямні і система мащення, тим менше величина λ_{kp} . За відомою характеристикою режиму роботи λ умови роботи напрямних характеризують відношенням λ / λ_{kp} , що показує наскільки заданий режим роботи наближений до критичного за умовами рідинного тертя.

Аналіз кривої $f_v = \varphi(\lambda / \lambda_{kp})$ на рис. 2 дозволяє оцінити вплив різних чинників на тертя в напрямних. Зокрема показано, що тиск σ при малих швидкостях ковзання ($V < 30$ мм/хв.) майже не впливає на коефіцієнт тертя. При більших значеннях швидкості за умови змішаного тертя величина f_v зростає при збільшенні σ через погіршення умов утворення гідродинамічного тиску. За умови рідинного тертя величина f_v зменшується при підвищенні тиску, що пояснюється незалежністю сили рідинного тертя від нормального тиску. За інших однакових умов меншому тиску відповідає менша критична швидкість.

В'язкість масла μ за малих швидкостей ковзання майже не впливає на коефіцієнт тертя f_v . При збільшенні швидкості вплив в'язкості різко зростає. Чим більше μ , тим інтенсивніше зменшується f_v при збільшенні v і тим менше значення критичної швидкості.

Для можливості виникнення гідродинамічної піднімальної сили при сталій в'язкості мастила на поверхні напрямної необхідно, щоб товщина мастильного шару змінювалась вздовж опори тертя. Експериментально доведено [6], що основною причиною створення гідродинамічного тиску в напрямних прямолінійного руху є поворот стола (супорта, повзуна), що створює масляний клин між поверхнями тертя. Показано, що за різних умов навантаження нормальною силою стола його передня кромка завжди піднімається вище, ніж задня. Це особливо спостерігається, коли навантаження діє біля задньої кромки стола. При збільшенні швидкості ковзання поворот стола збільшується і при $V_{kp} = 700 \dots 900$ мм/хв. близький до розрахункового значення.

Границями (рис. 2) кривої $f_v = \varphi(\lambda / \lambda_{kp})$ зліва є $f_{v \min}$, з правого боку f_p . Використавши ці обставини і прийнявши за результатами даних експериментів степеневий закон для функції $f_v = \varphi(\lambda / \lambda_{kp})$, отримано формулу для коефіцієнту змішаного тертя:

$$f_v = f_{v \min} \left[1 - \left(\frac{\lambda}{\lambda_{kp}} \right)^m \cdot \left(1 - \frac{f_p}{f_{v \min}} \right) \right].$$

Для пари тертя «чавун – чавун» $m = 1/3$, а для інших пар тертя $m = 0,25 \dots 0,45$. Якщо позначити $k_v 1 - f_p / f_{v \min}$ і врахувати $m = 1/3$, то:

$$f_v = f_{v \min} \left[1 - K_v \sqrt[3]{\frac{\lambda}{\lambda_{v \min}}} \right].$$

Отримані значення $f_{v \min}$ і k_v для різних пар тертя [5, гл. IX, табл. 30].

За умови гідророзвантаження (рис. 1, б), коли тиск масла використовують для часткового сприйняття навантаження напрямних коефіцієнт тертя:

$$f_v = f \left(1 - \frac{P_c}{P} \right),$$

де f – коефіцієнт тертя за тих же умов, але без гідро розвантаження;

P_c – сила гідро розвантаження; P – навантаження напрямних.

За умови гідростатичного мащення (рис. 3, в) повне розділення спарених поверхонь напрямних забезпечується системою регулювання подачі масла під тиском так, що товщина шару мастила навіть при максимальному навантаженні перевищує суму висот мікро- і макронерівностей поверхні.

Сила рідинного тертя для опорної ділянки напрямної, де розміщена змащувальні канавки або заглибини

$$T \approx \frac{1}{10^6 \cdot 60} \mu (F - F_k) \frac{v}{h},$$

де F – площа опорної ділянки напрямної, см²;

F_k – площа ділянки канавок або заглибин, см²;

V – швидкість руху повзуна, м/хв.

h – мінімальна розрахункова товщина шару масла, см;

μ – в'язкість масла, спз.

Коефіцієнт тертя

$$f = \frac{T}{P} = \frac{T}{F\sigma} = \frac{1}{10^6 \cdot 60h} \left(1 - \frac{F_k}{F} \right) \frac{v\mu}{\sigma},$$

де P – навантаження на рухомий повзун, кГ.

Напрявні токарних верстатів середніх розмірів зазвичай піддаються абразивному зношуванню. До показників зносу напрямних верстатів під час експлуатації відносяться; середня швидкість i_U , середня інтенсивність s_U , середня питомі інтенсивність I лінійного зносу:

$$i_U = \frac{U_{\max}}{T_n} \text{ мк/год.}; \quad s_U = \frac{U_{\max}}{s} \text{ мк/км.}; \quad I = \frac{U_{\max}}{\sigma \cdot s} \text{ мк} \cdot \text{см}^2 / \text{км} \cdot \text{кГ.}$$

де U_{\max} – найбільший знос по довжині найбільш зношеної грані напрямної за даний період;

T_n – приведений сирок служби верстату (номінальний час роботи за винятку значних простоїв) в роках при двозмінній роботі; s – шлях тертя; σ – контактний тиск.

Середня швидкість лінійного зношування i_U незагартованих напрямних станини з сірого чавуну СЧ 21-40 (напрявні супорта з чавуну СЧ 15-32) при відсутності інших, крім повстяних ущільнень, за умови ручного змащування в разі індивідуального і мало серійного виробництва при двозмінній роботі, для токарних верстатів при чередуванні чорнкової і чистової обробки сталевих деталей в середньому складають 50 мкм/год.

Напрявні верстатів, виконуючих тільки чистову обробку, зношуються в 1,3...1,5 рази менше, ніж напрямних верстатів, виконуючих одночасно чорнову і чистову обробку. Примусове від насоса змащування напрямних в порівнянні з ручним змащуванням підвищує їх зносостійкість в 1,25 рази, наявність щитків для захисту передньої напрямної збільшує довговічність в середньому у 1,5 рази.

Знос напрямних по довжині напрямної не рівномірний (рис.3). Найбільшому зносу у відповідності з інтенсивнішим забрудненням і більшим навантаженням піддається передня від токаря

направляюча 1. У напрямних фартуха супорта кінці зношуються значно більше середньої частини, біля лівого краю (ближче до передньої бабки) знос більше, ніж біля правого краю. Максимальний знос напрямних фартуха у токарних верстатів більше відповідного зносу напрямних станини в середньому у 2...2,5 рази.

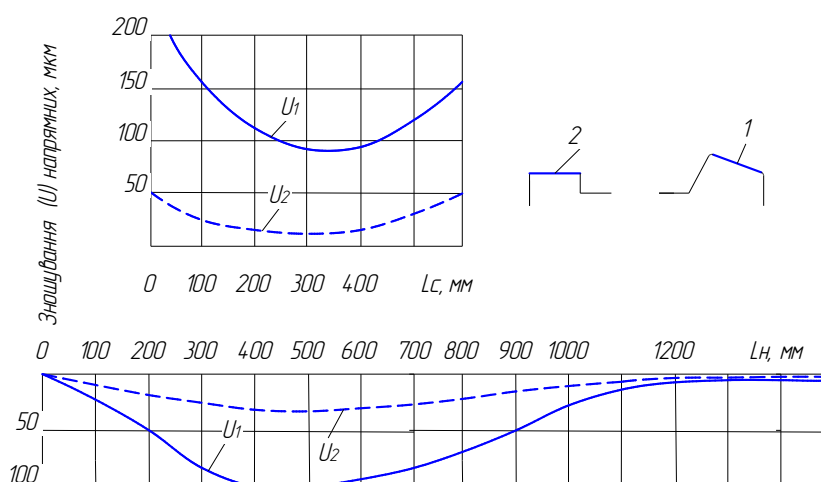


Рис. 3 – Розподіл зносу по довжині напрямних 1 – 2 станини L_h і супорта L_c токарного верстату 1A62 протягом 28 місяців змінної роботи [5]

Нерівномірність зносу напрямних станини по довжині є основною причиною зниження точності обробки при поздовжньому обточуванні.

Сучасна наука про зношування матеріалів, зазвичай, розглядає мікрокартину процесу, тобто вивчає ті явища, які відбуваються на даній ділянці поверхні тертя, зокрема вирішуються задачі про характер дотику і взаємодії поверхонь, вивчаються процеси руйнування матеріалів і відокремлення їх частинок, досліджуються зміни в поверхневих шарах тощо.

В роботах наукової школи І. В. Крагельського [4, 7] для розрахунку сили тертя використані припущення з молекулярно-механічної теорії з урахуванням того, що в зонах фактичного контакту твердих тіл має місце втискання більш жорстких мікронерівностей у менш жорстку поверхню контр тіла за умови, що один з елементів напрямних ковзання м'якший ніж інший. Якщо обидва елементи виготовлені з одного матеріалу, то втискання в зонах мікро контакту зумовлено різницею в геометричних обрисах мікро нерівностей. Сили тертя залежать від процесів мікросхвачування, які виникають за умови пластичної деформації в зонах фактичного дотикання напрямних.

Враховуючи дотичні напруження на границі контакту, зумовлені міжмолекулярною взаємодією, та геометричні параметри поверхні напрямних, показано, що пластичні деформації в зонах їх фактичного дотику будуть мати місце, якщо матеріал одного з елементів напрямних твердіший за умови $p_k \geq 0,03$. Якщо ж елементи напрямних виготовлені з однакових матеріалів, то для типових видів механічної обробки робочих поверхонь пластичні деформації в зонах фактичного дотику матимуть місце при $p_k \geq 7,8 \cdot 10^{-3}$.

З урахуванням типових видів механічної обробки поверхонь напрямних ковзання коефіцієнт тертя і сила тертя визначаються за формулами:

$$f = f_m + 0,04 \left(\frac{p_k}{HB} \right)^{1/4},$$

$$T = f_m N + 0,04 \frac{N^{5/4}}{HB^{1/4} \cdot A^{1/4}},$$

Контактний тиск p_c залежить від конструкції напрямних ковзання, площі контакту і діючого нормального навантаження. З наведених формул слідує, що молекулярна складова коефіцієнту тертя стала за даних умов і залежить лише від фізико-хімічного стану поверхні тертя і яку визначають за результатами лабораторних досліджень.

Для кількісної оцінки величини зносу напрямних використано безрозмірну величину – інтегральну лінійну інтенсивність зносу I_h .

Найбільш інтенсивно робочі поверхні напрямних зношуються за умови дії абразиву, при якому руйнування поверхні тертя відбувається за рахунок втомного зносу.

При пружному контакті I_h втомного зносу

$$I_h = \frac{0,34 p_m (1 - \mu^2)}{\sigma_0^t E} \left[\tau_0 + 0,4 \frac{\beta p_c^{0,2} E^{0,8}}{(1 - \mu^2)^{0,8}} \right]^t$$

При пластичному контакті I_h втомного зносу

$$I_h = 0,36 \psi^t \left(\frac{4 \cdot 10^{-3} \Delta}{HB} \right)^{(t+1)/4} \cdot \left(\frac{f_m}{\varepsilon_0} \right)^t$$

У наведених формулах σ_0 , ε_0 , μ , E , HB – механічні характеристики поверхні напрямної; τ_0 , ψ , β – фрикційні показники, залежні від умов роботи пари тертя, Δ – показник мікро нерівності поверхні, f_m – коефіцієнт тертя, p_c – контактний тиск, N – нормальна сила навантаження напрямних, A – площа поверхні контакту.

Показано, що I_h суттєво залежить від відношення напружень розтягування, які виникають при ковзанні за контактуючими мікро нерівностями в поверхневих шарах елементів напрямних, до міцності цих шарів.

Однією з важливих вимог до робочих поверхонь напрямних є плавність руху їх рухомих елементів. Для поліпшення плавності ходу застосовують спеціальні мастильні матеріали, які містять антистрибкові присадки з вмістом корозійно активних речовин. Ці речовини впливають на чинники, діючі на I_h , зокрема на напруження розтягування в поверхневих шарах при терті і на характеристики міцності цих шарів. Ступінь впливу цих речовин залежить від відношення вказаних напружень до границі текучості матеріалу поверхневого шару. Чим більше це відношення, тим сильніший вплив мастильного середовища на I_h .

Аналіз показує, що застосування мастильних матеріалів з вмістом ПАР може не тільки зменшувати I_h (якщо мастило найбільше знижує напруження розтягування, які виникають при терті), але і збільшувати I_h (якщо мастило більш інтенсивно знижує міцність поверхневих шарів елементів напрямних).

Ступінь впливу мастильного матеріалу на I_h значно залежить в концентрації в ньому ПАР. Встановлено, що збільшення концентрації ПАР до певного значення зменшує сили тертя при одночасному зниженні I_h . Після того, як концентрація ПАР перевищить певне мінімальне значення, I_h збільшується, хоч коефіцієнт тертя може залишатися сталим, а у деяких випадках навіть зменшується (рис. 4).

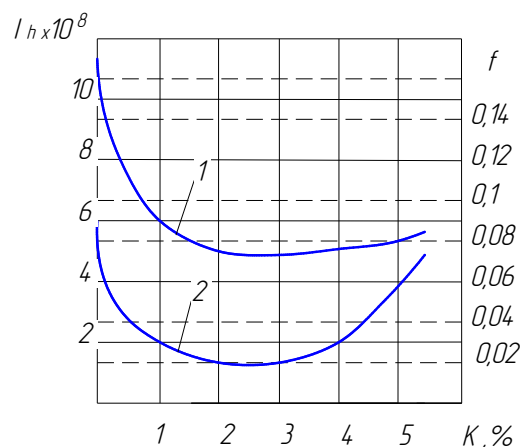


Рис. 4- Залежність інтегральної лінійної інтенсивності зносу I_h (2) і коефіцієнту тертя f від концентрації ПАР в мастильному матеріалі [7]

Проніков О. С. пропонує [8] розглядати макрокартину процесів, які відбуваються на поверхні тертя, і встановити залежності для розподілу тисків і лінійного зносу по поверхні тертя, а також визначити зміну взаємного положення елементів пари тертя, яке відбулося в результаті їх зносу – знос спряжень,

що є тою геометричною характеристикою, яка безпосередньо пов'язана з втратою машиною або механізмом їх початкових службових параметрів.

Зношування і показники зносостійкості напрямних ковзання верстатів розглядаються з позиції працездатності (стану верстату, при якому він здатний виконувати задані функції, зберігаючи значення заданих параметрів в межах, встановлених технічною документацією) і надійності (властивості верстату зберігати в часі свою працездатність). Для розрахунку і прогнозування надійності машин при зношуванні їх деталей використовуються наступні показники:

лінійний знос U (мкм) – зміна розмірів поверхні при її зношуванні, визначена в перпендикулярному напрямі до поверхні тертя;

швидкість зношування $\gamma = dU / dt$ (мкм / год) – відношення величини зносу до часу, протягом якого він відбувся;

інтенсивність зношування $I = dU / ds$ (безрозмірна величина) – відношення величини зносу до відносного шляху тертя, на якому відбувся знос.

Залежно від характеру можливого наближення деталей пари тертя при їх зношуванні, типові конструкції спряжень поверхонь тертя поділені на два типи. У спряженнях першого типу є додаткові напрямні конструктивні елементи, які практично не зношуються і забезпечують наближення деталей при зносі тільки в певному напрямі і знос яких визначається умовою дотикання поверхонь, а в спряженнях другого типу при зносі умови контакту змінюються і відбувається самовстановлення зношених деталей, а їх взаємне положення залежить від форми зношеної поверхні.

Залежно від постійності умов тертя і зносу для розміщених на одній траєкторії точок спарених поверхонь усі типові спряження поділені на п'ять груп. У спряженнях 1-ї групи точки, розміщені на одній траєкторії, мають однакові умови зносу для кожної з контактуючих поверхонь (пара обертання конуса, диска), а у спряженнях 2-ї групи постійні умови зношування для усіх точок, які знаходяться на даній траєкторії, зберігаються лише на одному з елементів пари тертя (вал – підшипник ковзання, барабан – гальмівна колодка). 1-а і 2-а група є спряженнями першого типу.

У спряженнях 3-ї і 4-ї груп умови зношування не зберігаються сталими для усіх точок контакту обох тіл і проявляються можливості нерівномірного зносу поверхонь. До 3-ї групи, зокрема, належать напрямні ковзання, а до 4-ї – кінематичні пари вищих порядків, наприклад, кулачок – штовхач. До 5-ї групи відносять випадки, коли поверхня деталі або виробу контактує з твердим середовищем – ґрунтом, породою, оброблюваною деталлю (леміш плуга, зуб ковша екскаватора, різець). Належність спряження до того, чи іншого типу і групи спряжень визначає і методику його розрахунку на знос.

Особливість тертя напрямних ковзання в тому, що контакт пари тертя відбувається лише на частині поверхні направляючої, що значно ускладнює аналітичні розрахунки визначення форми зношеної поверхні, а спотворення форми поверхні при зносі є визначальним щодо роботи напрямної.

Наведено розрахунок напрямних ковзання на зношування за таких передумов.

1, Величина лінійного зносу U пропорційна шляху тертя s і величині контактної тиску p :

$$U_1 = k_1 s ; U_2 = k_2 s ,$$

де U_1 і U_2 – відповідно знос напрямних ковзання спарених тіл, наприклад, станини і супорта або повзуна.

2. Початковий розподіл контактної тиску при зношуванні зберігається, тобто перерозподілом тиску в результаті зносу нехтують.

3. Відома крива розподілу $\varphi(x)$ переміщень повзуна вздовж напрямної, який може здійснювати всілякі рухи під час роботи машини. Ординати такої кривої характеризують ту частку загального шляху тертя, яка приходить на положення повзуна.

Розрахункова схема для визначення форми зношеної поверхні напрямної показана на рис. 4.

При визначенні форми зношеної поверхні напрямних і повзуна прийняті наступні позначення:

$U(x)$ – шукана величина лінійного зносу напрямних станини по довжині;

$U(l)$ – шукана величина лінійного зносу напрямних повзуна по довжині ;

L – максимальний хід повзуна; l_0 – довжина напрямних повзуна;

$p = f(l)$ – рівняння епюри тиску;

$y = \varphi(x)$ – крива розподілу загального шляху тертя (умовно віднесена до лівої точки повзуна);

s – шлях тертя, який проходить кожна точка напрямних повзуна за даний проміжок часу;

k – коефіцієнт зносу, який показує величину лінійного зносу (мкм) при дії тиску 1 МПа протягом проходження шляху тертя 1 км для даної пари матеріалів за даних умов зношування;

k_1 – коефіцієнт зносу матеріалу станини;

k_2 – коефіцієнт зносу матеріалу повзуна.

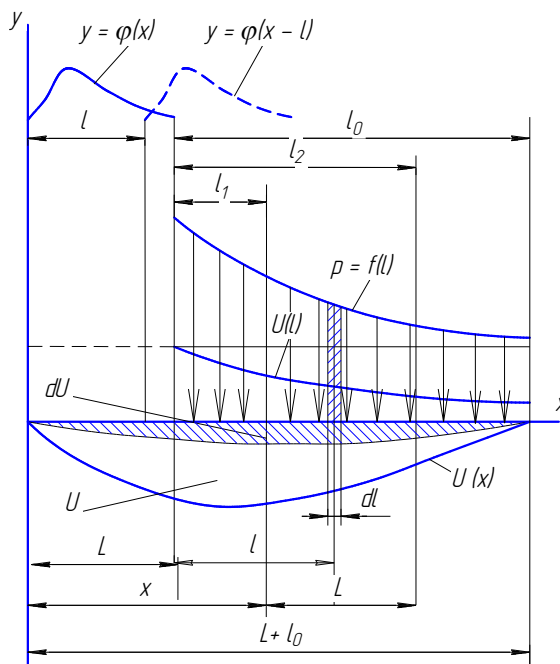


Рис. 4- Розрахункова схема для визначення зносу напрямних ковзання [8]

Функція $U(l)$ визначається просто, оскільки кожна точка напрямної повзуна зношується протягом всього шляху тертя s і на неї діє сталий тиск за рівнянням $p = f(l)$. Тому крива зносу буде подібна до епюри тисків і описана рівнянням $U_1 = k_2 s(l)$.

Вирішальне значення щодо втрати машиною точності і вібростійкості має форма поверхні напрямної станини, яка описується функцією $U(x)$. Для знаходження цієї функції розглядається зношування ділянки напрямної станини з координатою x (рис. 4).

При переміщенні повзуна ця ділянка напрямної станини зношується під дією тисків, визначених тою частиною епюри $f(l)$, яка при переміщенні повзуна проходить над ділянкою з координатою x . Кожний елемент епюри тиску з координатою l «зношує» напрямну станину на величину, пропорційну $pdl = f(l)dl$. Для визначення елементарного зносу dU , зумовленого дією pdl визначають ту частину загального шляху тертя, яку проходить елемент епюри тиску при зношуванні ділянки напрямної з координатою x використовують криву розподілу $\varphi(x)$. Оскільки рівняння цієї кривої характеризує переміщення лівої точки повзуна, то для точки повзуна з координатою l рівняння кривої набуває вигляду $y = \varphi(x - l)$ і частка шляху тертя, що приходить на точку з координатою x дорівнюватиме $s\varphi(x - l)$. Тому знос в точці x від дії елемента епюри тиску становить $dU = k_1 s \varphi(x - l) f(l) dl$.

Знос в точці x від дії епюри тиску на відстані від l_1 до l_2 визначають шляхом інтегрування в межах визначених границь за формулою:

$$U(x) = k_1 s \int_{l_1}^{l_2} \varphi(x - l) f(l) dl \quad (1)$$

Наведена формула є загальною для різних випадків. При цьому границі інтегрування визначаються залежно від того, яка ділянка епюри тиску діє на дану точку станини з координатою x .

Формули для розрахунку $U(x)$ при різних кривих розподілу $y = \varphi(x)$, епюрах тиску $p = f(l)$ наведені в монографії [8] (с.297, табл. 24).

Практичні рекомендації щодо конструювання напрямних ковзання [5] стосуються характеристик та застосування основних типів форм і розмірів поперечного перерізу напрямних, а також пристроїв

ущільнення і захисту напрямних від забруднення відходами обробки, що зменшує швидкість зношування напрямних в десятки разів. Наведені методики розрахунку навантаження і визначення контактного тиску ґрунтуються на відомих принципових схемах та закономірностях опору матеріалів.

Висновки

Стосовно характеристики різних режимів тертя напрямних ковзання верстатів описані методики розрахунку і конструювання напрямних та систем реалізації змішаного тертя з гідравлічним і механічним розвантаженням, гідродинамічних напрямних з маслоутримувальними канавками і клиноподібними скосами та гідростатичних напрямних з дросельним регулюванням тиску.

Як зазначено в літературних джерелах [4, 5, 7] у верстатах різного типу в механізмах головного руху і руху подачі умови роботи напрямних на стільки багатообразні, що за результатами дослідження і розрахунку напрямних верстатів можна знайти аналогічні рішення для напрямних будь-якого технологічного обладнання і машин іншого призначення. Так, зокрема, особливості умов і розрахунки навантаження напрямних механічних кривошипних пресів, штампів і прес-форм лиття під тиском відповідно показані в роботах [9, 10].

Умови мащення та способи і пристрої підвищення зносостійкості напрямних ковзання за різних режимів тертя постійно вдосконалюються, про що свідчать чисельні винаходи з цієї тематики [11-23], копії описів яких додаються.

Література

1. Напрявні ковзання. ua.all.biz/uk/napryamni-..
2. Лапидус А. С. Направляющие машин. – В кн. Трение, изнашивание и смазка. М.: Машиностроение, 1979. – с. 148 – 173.
3. Решетов Д. В. Детали машин. Машиностроение, 1966. – 655 с.
4. Трение, изнашивание и смазка. Справочник. В 2-х кн.: Кн.2 / Под ред. И. В. Крагельского и В. В. Алисина. – М.: Машиностроение, 1979. – 358 с.
5. Детали и механизмы металлорежущих станков. Т.1. / Коллектив авторов под ред. Д. И. Решетова. – М.: Машиностроение, 1972. – 664 с.
6. Левит Г. А., Лурье Б. Г. Совершенствование методов смазки направляющих механизма подачи // Станки и инструменты. – 1961. – №11.
7. Крагельский И. В., Михин Н. М. Узлы трения машин: Справочник. – М.: Машиностроение, 1984. – 280 с.
8. Проников А. С. Надежность машин. – М.: Машиностроение, 1978. – 592 с.
9. Диха О. В., Вельбой В. П., Вичавка А. А. Вплив тертя на трибоконтактні параметри напрямних ковзання технологічного обладнання / Диха О. В. // Проблеми трибології. – 2016. – №4. – С. 17 - 23.
10. Вельбой В. П., Диха М. О. До розрахунку контактних параметрів і сил тертя в циліндричних напрямних ковзання / Вельбой В. П. // Проблеми трибології. – 2016. – №4. – С. 82 - 87.
11. Авт. св. СССР № 1434160. Направляющая скольжения,
12. Авт. св. СССР № 1361396. Направляющая скольжения.
13. Авт. св. СССР № 1030589. Направляющая скольжения.
14. Авт. св. СССР № 863899. Гидростатическая опора.
15. Авт. св. СССР № 808730. Направляющие скольжения прямолинейного перемещения.
16. Авт. св. СССР № 804901. Гидростатические направляющие.
17. Авт. св. СССР № 796504. Опора скольжения.
18. Авт. св. СССР № 771372. Гидростатические направляющие,
19. Авт. св. СССР № 638759. Направляющие скольжения.
20. Авт. св. СССР № 620704. Опора скольжения смешанного типа.
21. Авт. св. СССР № 618582. Гидростатические направляющие.
21. Авт. св. СССР № 616452. Опора скольжения.

Поступила в редакцію 27.02.2017

Velboi V.P., Dykha M.O., Vychavka A.A., Dynko O.P. **The friction and wear of sliding guides (review)**

Based on the literature review of classification of slides according to the conditions of work, friction and wear, and accuracy requirements. Consider the different modes of slides: marginal, mixed, hydrodynamic and hydrostatic and transition criteria from one mode to another. Experimental results characterizing the uneven wear of the guides in length. Analyzed existing approaches to estimate wear of slides: fatigue theory of wear of the surface layers and in the simulation of the slider elastic beam on an elastic Foundation to determine the characteristics of the contact pressure.

Keywords: guide slip mode of friction, wear, fatigue, contact pressure, calculation of wear

References

1. Naprjamni kovzannja. ua.all.biz/uk/napryamni-..
2. Lapidus A. P. Napravljajushhie mashin. – V kn. Trenie, iznashivanie i smazka. M.: Mashinostroenie, 1979. – p. 148 – 173.
3. Reshetov D. V. Detali mashin. Mashinostroenie, 1966. – 655 p.
4. Trenie, iznashivanie i smazka. Sprovochnik. V 2-h kn.: Kn.2 / Pod red. I. V. Kragel'skogo i V. V. Alisina. – M.: Mashinostroenie, 1979. – 358 p.
5. Detali i mehanizmy metallorzhushhih stankov. T.1. /Kollektiv avtorov pod red. D. I. Reshe-tova. – M.: Mashinostroenie, 1972. – 664 p.
6. Levit G. A., Lur'e B. G. Sovershenstvovanie metodov smazki napravljajushhih mehanizma podachi // Stanki i instrumenty. – 1961. – №11.
7. Kragel'skij I. V., Mihin N. M. Uzly trenija mashin: Spravochnik. – M.: Mashinostroenie, 1984. – 280 p.
8. Pronikov A. P. Nadezhnost' mashin. – M.: Mashinostroenie, 1978. – 592 p.
9. Dykha O. V., Velboj V. P., Vychavka A. A. Vpliv tertja na tribokontaktni parametri naprjamnih kovzannja tehnologichnogo obladdannja / Dykha O. V. // Problemi tribologii. – 2016. – №4. – P. 17 - 23.
10. Velboj V. P., Dykha M. O. Do rozrahunku kontaktnih parametriv i sil tertja v cilindrichnih naprjamnih kovzannja / Vel'boj V. P. // Problemi tribologii. – 2016. – №4. – P. 82 - 87.
11. Avt. sv. SSSR № 1434160. Napravljajushhaja skol'zhenija,
12. Avt. sv. SSSR № 1361396. Napravljajushhaja skol'zhenija.
13. Avt. sv. SSSR № 1030589. Napravljajushhaja skol'zhenija.
14. Avt. sv. SSSR № 863899. Gidrostatischeeskaja opora.
15. Avt. sv. SSSR № 808730. Napravljajushhie skol'zhenija prjamolinejnogo peremeshhenija.
16. Avt. sv. SSSR № 804901. Gidrostatischeeskie napravljajushhie.
17. Avt. sv. SSSR № 796504. Opora skol'zhenija.
18. Avt. sv. SSSR № 771372. Gidrostatischeeskie napravljajushhie,
19. Avt. sv. SSSR № 638759. Napravljajushhie skol'zhenija.
20. Avt. sv. SSSR № 620704. Opora skol'zhenija smeshannogo tipa.
21. Avt. sv. SSSR № 618582. Gidrostatischeeskie napravljajushhie.
21. Avt. sv. SSSR № 616452. Opora skol'zhenija.