

ВПЛИВ КОНСТРУКЦІЇ ПРИВІДНОЇ МАШИНИ НА ЗНОСОСТІЙКІСТЬ АБРАЗИВНОГО ІНСТРУМЕНТА

Ручні та переносні машини з абразивними робочими органами набули широкого застосування у багатьох галузях народного господарства. Вплив теплових процесів, режимів і схем роботи на продуктивність та зносостійкість абразивних армованих кругів, що в багатьох випадках визначає економічну ефективність їх використання, описано в [1, 2].

У цій роботі розглянемо вплив конструкції привідних машин, що використовуються на монтажних площадках, на економічні показники абразивних армованих кругів.

Експлуатаційні показники машин залежать від режимів роботи і способів різання, конструкції та складу абразивного інструмента. Окрім цих параметрів значний вплив на зносостійкість абразивних армованих кругів має конструкція привідних машин, які повинні мати велику питому потужність, мінімальну масу та забезпечувати максимально можливу зносостійкість абразивного інструмента.

У процесі виконання комплексних досліджень вивчався вплив динаміки та жорсткості конструктивних вузлів машин на їх роботоздатність і зносостійкість абразивного інструмента.

Жорсткість машини [3] в основному визначається жорсткістю шпиндельного вузла, оскільки деформації станин та інших елементів машин незначні. Розглянемо схеми шпиндель-



Ю.Д. Абрашкевич
професор кафедри «Будівельні машини ім. Ю.О. Ветрова» Київського національного університету будівництва і архітектури, заслужений діяч науки і техніки України, д.т.н., професор



Л.Є. Пелевін
професор кафедри «Будівельні машини ім. Ю.О. Ветрова» Київського національного університету будівництва і архітектури, к.т.н., професор



Г.М. Мачишин
доцент кафедри «Будівельні машини ім. Ю.О. Ветрова» Київського національного університету будівництва і архітектури, к.т.н., доцент

них вузлів машин, які найширше використовуються під час монтажних робіт для роботи з абразивними армованими кругами. Схеми шпиндельних вузлів ручних кутошліфувальних машин приведені на рис. 1, а, переносних маятникових пил – рис. 1, б. Шпиндельний вузол має

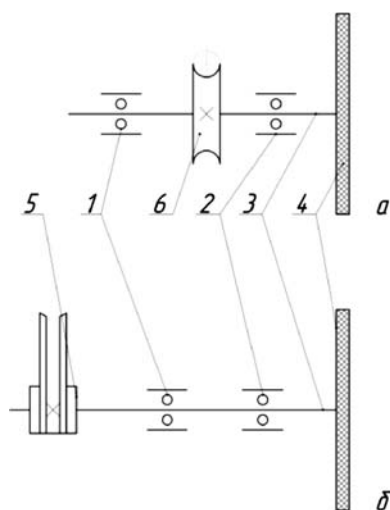


Рис. 1. Схеми шпиндельних вузлів:

а – ручної кутошліфувальної машини; б – маятникової пили; 1, 2 – підшипникові опори; 3 – консоль вала; 4 – абразивний круг; 5 – шків клинопасової передачі; 6 – зубчаста передача

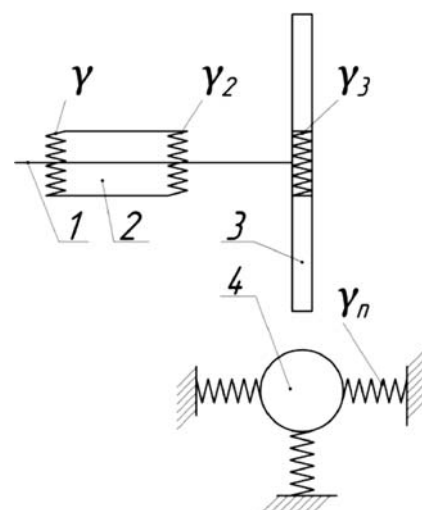


Рис. 2. Еквівалентна модель шпиндельного вузла:

1 – вал; 2 – підшипниковий вузол; 3 – абразивний круг; 4 – оброблювана деталь

дві підшипникові опори та розташований на консолі абразивний армований круг. Основною відмінністю цих схем є наявність ще однієї консолі, на якій розташований шків клинопасової передачі.

Для розрахунку жорсткості шпindelного вузла, приведених на рис. 1, перейдемо до еквівалентної моделі (рис. 2), в якій піддатливість опор враховується введенням пружин відповідних жорсткостей.

Жорсткість шпindelного вузла з двома підшипниковими опорами визначається за формулою [4]

$$\gamma = \frac{1}{\frac{k}{\gamma_0} + \frac{1}{\gamma_{ok}} + \frac{1}{\gamma_1} \left(1 + \frac{1}{k}\right) + \frac{1}{\gamma_2} + \frac{1}{k^2}}, \quad (1)$$

де $\gamma_0 = \frac{3EI_1}{a^3}$ – умовний коефіцієнт жорсткості шпindelного вузла в прогоні між опорами;

$\gamma_{ok} = \frac{3EI_2}{a^2}$ – умовний коефіцієнт жорсткості шпindelного вузла на його консолі;

E – модуль пружності матеріалу вала; $k = \frac{l}{a}$ – коефіцієнт, що ха-

рактеризує відстань між опорами; a – довжина консолі; l – відстань між опорами; I_1 – усереднений момент інерції перерізу шпindelного вузла в прогоні; I_2 – усереднений момент інерції перерізу консолі; γ_1, γ_2 – жорсткості підшипникових опор.

Піддатливість ($1/\gamma_1$) в опорах складається з пружних зближень тіл кочення та кілець δ' , контактних деформацій у посадкових місцях кілець на вал і в корпус δ''

$$\frac{1}{\gamma_1} = \delta_1 + \delta_2. \quad (2)$$

Величини δ' і δ'' можуть бути визначені із залежностей [3, 4]:

$$\delta' = (0,7 - 0,002d)P_i^{2/3} \cdot 10^{-3}; \quad (3)$$

$$\delta'' = \frac{0,1P_i}{\pi db} \left(1 + \frac{d}{D}\right), \quad (4)$$

де d – внутрішній діаметр підшипника; D – зовнішній діаметр підшипника; b – ширина підшипника; P_i – зусилля, що діє на підшипник.

За формулами (1–4) визначалася жорсткість шпindelного вузла привідних машин з абразивними армованими кругами при різних значеннях зусиль різання.

Для визначення навантажень, що діють на підшипникові опори, необхідно знати величи-

ни нормальних і тангенціальних зусиль різання, які визначені в роботі [4].

Аналіз залежностей (1–4) показує, що найбільший вплив на жорсткість шпindelного вузла має величина довжини консолі (a), яка входить до залежності (1) у третьому ступені, та усереднені моменти інерції консолі (3) і балки в прогоні (4), пропорційні четвертим мірам діаметрів. Відношення довжини прогону між опорами до консолі входить до залежності (1) в другому ступені і також має значний вплив на величину жорсткості. Таким чином, зміною довжини консолі та відстані між опорами можна істотним чином варіювати жорсткістю шпindelного вузла. Це враховано при створенні експериментального стенда, що дає змогу визначити зносостійкість абразивних армованих кругів залежно від жорсткості шпindelного вузла. Стенд створений на базі маятникової пили, в якій був замінений шпindelний вузол. Величина консолі змінювалася від 40 до 100 мм, діаметр консолі – від 22 до 32 мм, а відстань між підшипниковими опорами – від 120 до 165 мм. Стенд забезпечував робочу швидкість 80 м/с при дослідженні роботи відрізних абразивних армованих кругів діаметром від 180 до 400 мм. У процесі досліджень виконувалося різання труб діаметром 21,3...76 мм із вуглецевої сталі та неметалевих будівельних матеріалів міцністю 7,0...25,0 МПа.

Одночасно з випробуваннями на стенді визначався вплив жорсткості шпindelного вузла ручної шліфувальної машини на зносостійкість абразивних армованих кругів. При цьому її шпindelний вузол також модернізувався. Для отримання порівняльних результатів ручна кутошліфмашина закріплювалася на пристрої, що працює як маятникова пила.

Зусилля різання фіксувалися за допомогою тензометричного столу. Потужність, що витрачається на різання, визначалася самозаписувальним ватметром. При дослідженні роботи кругів проводилося по 8 паралельних спостережень, достовірність отриманих результатів склала 95 %.

На рис. 3 і 4 показані залежності зносостійкості абразивних кругів від жорсткості шпindelного вузла у разі роботи на маятниковій пилі та кутошліфмашині, що встановлена в пристрої. Зона I (рис. 3) відповідає жорсткості шпindelного вузла ручної кутошліфмашини; зона II – даним, отриманим на стенді при різанні сталевих труб на маятниковій пилі. Випробу-

вання проводилися в ідентичних умовах, тобто при одному і тому ж співвідношенні діаметра труби до діаметра круга.

На рис. 3 видно, що зносостійкість круга прямо пропорційна жорсткості шпиндельного вузла. Жорсткість шпиндельного вузла маятникової пили в 1,75 раза вище за жорсткість шпиндельного вузла ручної кутошліфувальної машини і, відповідно, зносостійкість кругів при роботі на маятникових пилах у 1,35 разів вище. Експериментально встановлено, що коефіцієнт пропорційності кривої в досліджуваному діапазоні зміни робочої швидкості не змінюється. Екстраполюючи криві залежності, отримуємо критичні значення жорсткості шпиндельного вузла, нижче яких робота круга неможлива. Так, при жорсткості шпиндельного вузла 2000 Н/мм коефіцієнт шліфування буде таким, що дорівнює нулю. При роботі на машинах, які мають таку жорсткість шпиндельного вузла, виникають високі вібраційні навантаження, що призводять до втрати роботоздатності машини.

На рис. 4 приведені результати експериментів при різанні каменю міцністю 14,0 МПа (шамотна цегла, вапняк, туф), які свідчать, що зв'язок між зносостійкістю та жорсткістю шпиндельного вузла зберігається.

Отримані експериментальні дані доповнюють раніше проведені дослідження щодо впливу типу приводного пристрою та режимів роботи на зносостійкість абразивних армованих кругів.

На основі проведених досліджень встановлено, що конструкція шпиндельного вузла повинна мати максимально можливу жорсткість, яка може бути досягнута за рахунок раціонального розташування підшипникових опор, максимального розміру консолі та оптимальної конфігурації вала. Враховуючи, що маса шпиндельного вузла по відношенню до маси усієї машини невелика, слід в усіх випадках прагнути до максимальної жорсткості шпиндельного вузла, тобто не зменшувати масу машини за рахунок шпиндельного вузла.

Так при розробленні нової маятникової пили була збільшена жорсткість шпиндельного вузла шляхом зменшення відстані між опорами та збільшена жорсткість підшипникової опори. Підвищення жорсткості призвело до збільшення, за інших рівних умов, зносостійкості кругів (рис. 3, зона III). Результати досліджень можуть використовуватися при розробленні привідних

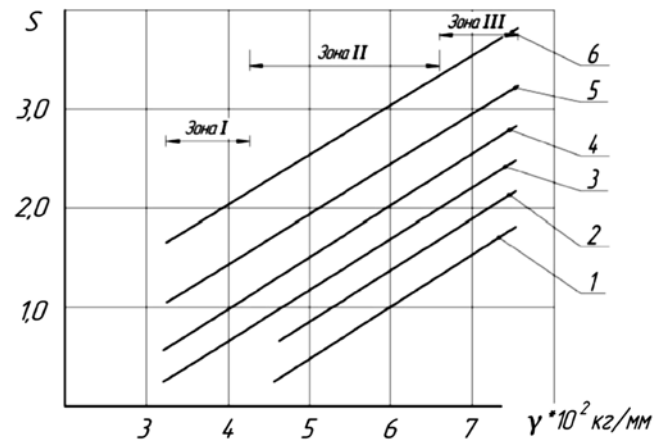


Рис. 3. Залежність зносостійкості (S) абразивних армованих кругів від жорсткості шпиндельного вузла (γ) при різанні металу:

- 1 - $V_p = 60$ м/с, труба 57×4 мм; 2 - $V_p = 80$ м/с, труба 57×4 мм;
- 3 - $V_p = 60$ м/с, труба 27×3 мм; 4 - $V_p = 80$ м/с, труба 27×3 мм;
- 5 - $V_p = 60$ м/с, труба 21,3×3,2 мм;
- 6 - $V_p = 80$ м/с, труба 21,3×3,2 мм

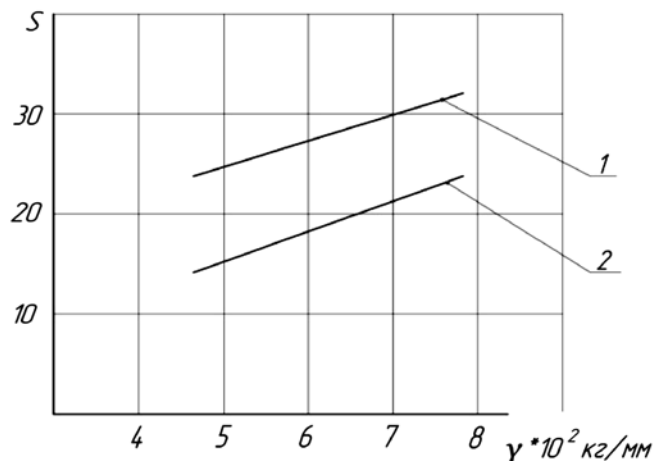


Рис. 4. Залежність зносостійкості (S) абразивних армованих кругів при різанні шамотних вогнетривів:

- 1 - $V_p = 60$ м/с; 2 - $V_p = 80$ м/с

машин, робочими органами яких є абразивні армовані круги.

- [1] Абрашкевич Ю.Д., Пелевін Л.Е., Мачишин Г.М. Зменшення енергетичних витрат при різанні металопрокату на монтажних ділянках // «Промислове будівництво та інженерні споруди» – 2017. – № 2. – С. 43–46.
- [2] Механізація трудомістких процесів / Ю.Д. Абрашкевич, В.М. Смірнов, Л.Е. Пелевін, В. П. Рашківський. – К.: КНУБА, 2006. – 180 с.
- [3] Детали и механизмы металлорежущих станков. Т.1/Под редакцией Решетова Д.Н. – Машиностроение. М.: 1972, С. 83.
- [4] Соколов Ю.Н. Выбор основных параметров шпиндельных узлов прецизионных станков // Станки и инструмент. – 1963 – № 8.

Надійшла 04.10.2017 р.