

ПОШУК ШЛЯХІВ ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ ПРОКАТНИХ СТАНІВ

Тарасов В. К., Румянцев В. Р., Мосейко Ю. В., Потапенков О. П.

1. Вступ

Одним із вузьких місць прокатних станів є недостатня надійність універсальних шпинделів головного приводу стану [1, 2]. Найбільш поширеною конструкцією шарніру шпинделя є шарніри тертя ковзання. Їх термін роботи залежить від розподілу тиску на робочих поверхнях.

Тому актуальним є дослідження причин нерівномірності розподілу тиску в контактній зоні шарніру між вкладишами і лопаттю валка та визначення зон значного перевищення крутильних навантажень на вкладиші.

2. Об'єкт дослідження та його технологічний аудит

Об'єктом дослідження є шарнірний вузол універсального шпинделя прокатних станів. Вирішення проблеми надійності універсальних шпинделів проводиться різними конструктивними шляхами, головним чином за рахунок вдосконалення шарнірного з'єднання. Випробують шарніри: тріфкові, із зубчатим зачепленням, кулькові, роликові, з шарніром Гука на підшипниках кочення та з тертям ковзання із антифрикційними вкладишами [3, 4]. Аналіз можливостей тріфкових і із зубчатим зачепленням шарнірів показує їх суттєві недоліки:

- складність і висока вартість конструкцій;
- кулькові і роликові шарніри при низьких втратах енергії на тертя потребують високої вартості на виготовлення;
- зростання габаритних розмірів шарніру.

Ще більше зростають габарити при використанні шарніру Гука з підшипниками кочення.

При наявності високого коефіцієнту корисної дії шарніру визначаються і недоліки: підвищуються динамічне навантаження на універсальні шпинделі при передачі крутильних моментів на робочі валки стану. Це потребує додаткового підвищення міцності шпинделів за рахунок більш дорогих марок сталей, або збільшення діаметра корпусу шпинделя. В цілому використання розглянутих конструкцій знайшло місце на мало- і середньосортних станах. Проте, наявні недоліки шарнірів затримали їх впровадження на потужних прокатних станах.

Як показала виробнича практика, найбільш доцільною конструкцією для таких станів є шарніри з антифрикційними вкладишами. Вони відрізняються малими габаритами, низькою інерційністю, зручністю монтажу та ремонту.

Одним з найбільших проблемних місць шарніру з тертям ковзання є нерівномірність розподілу тиску на контактній поверхні сегментів, що знижує зносостійкість вкладишів та експлуатаційну надійність шпинделя.

3. Мета та задачі дослідження

Мета дослідження – розробити пропозиції по конструктивному вдосконаленні шарнірних елементів шпинделів.

Для досягнення поставленої мети необхідно виконати такі задачі:

1. Створити математичну модель типового шарнірного вузла універсального шпинделя.
2. Визначити вплив параметрів вкладишів на величину тиску в контактній зоні.

4. Дослідження існуючих рішень проблеми

Серед основних напрямків вирішення проблеми зниження нерівномірності контактних тисків у шарнірів з тертям ковзання виявлено ряд робіт.

Так, у роботі [1] представлено важливі дослідження характеру зносу в зоні контакту шарніру ковзання універсального шпинделя. Виявлені місця підвищеного абразивного зносу і запропоновані шляхи створення захисних плівок з підвищеною твердістю. Проте не розглянуто більш радикально вирішення проблеми за рахунок вирівнювання тиску на контактній поверхні.

В роботі [2] визначено характер зносу вкладишів шпинделів методом штучних баз. Отримані результати дають змогу оцінити розподіл діючих сил на контактних поверхнях шарнірів. Підхід сучасний, але не розглядається можливість зниження величину тиску в зоні контакту.

В роботі [3] розглянуто шпиндель з оригінальною конструкцією шарового вузла. При зростанні кутів перекосу виникало зниження якості прокату і були випадки поломок. Для підвищення надійності шарніру проводились дослідження на трьохмірній просторовій моделі. Виявлено нерівномірній роботі кульок в зачепленні та їх підclinювання, що стримує використання прогресивних шарнірів на потужних станах.

У праці [4] методом аналізу кінцевих елементів досліджено причини руйнування шпинделя і робочих валків. Виявлено, що руйнування починається з поломки частки головки шпинделя. Це підкреслює необхідність додаткового вивчення характеру навантажень в шарнірі і важливість підвищення його надійності.

В дослідженні [5] виконана оцінка конструктивних і технологічних параметрів шпиндельного з'єднання на прикладі тонколистового стану гарячої прокатки. Визначено недостатню експлуатаційну надійність шарнірного вузла. Разом з тим не розглянуто особливості роботи шарніру при різних кутах перекосу.

В роботі [6] проведено дослідження напружено-деформованого стану шпинделя прокатного стану. Визначено безпечні режими роботи та навантажень в залежності від кута перекосу шпинделя. Проте недостатньо приділено уваги характеру розподілу навантажень в самому шарнірі.

В роботі [7] представлено нову конструкцію шарніру універсального шпинделя, в якій досягається рівномірний розподіл контактних тисків за рахунок зміни площі перерізу вкладишів по довжині і ширині.

Автори роботи [8] на прикладі експериментальних досліджень товстолистового стану 5000 встановили значне перевищення динамічних моментів привода валків в час захвату полоси. Виявлені причини і розроблено спосіб управ-

ління, що дозволяє знизити навантаження на шпинделі. Однак в цій роботі не враховано негативний вплив динамічних моментів на роботу шарніру.

В роботі [9] розглянуто теоретичні матеріали з методики розрахунків універсальних шпинделів. Викладений матеріал дозволяє продовжити детальне дослідження проблеми зносу вкладишів шарніру з врахуванням сучасних тенденцій.

Інформація в роботі [10] представляє різнобічні шарніри універсальних шпинделів провідної виробничої фірми Швейцарії TNCE GmbH, що мають високу якість і міцність. Впровадження цих шарнірів на українських станах потребує спеціальної підгонки під валки і приводи, що значно підвищує їх вартість та ускладнює обслуговування.

Таким чином, результати аналізу дозволяють зробити висновок про те, що існує необхідність розробки математичної моделі шарнірного вузла для вивчення характеру розподілу тиску в контактних поверхнях і розробки засобів підвищення надійності роботи універсальних шпинделів.

5. Методи дослідження

Для пошуку раціональної конструкції шарніру шпинделів проведено аналітичне дослідження навантажень в зоні шарніру (рис. 1). Шарнір включає вкладиш 1, що знаходиться у спеціальній циліндричній проточці головки шпинделя 2, лопать прокатного валка 3. Лопать і сегменти вкладишу з'єднанні віссю.

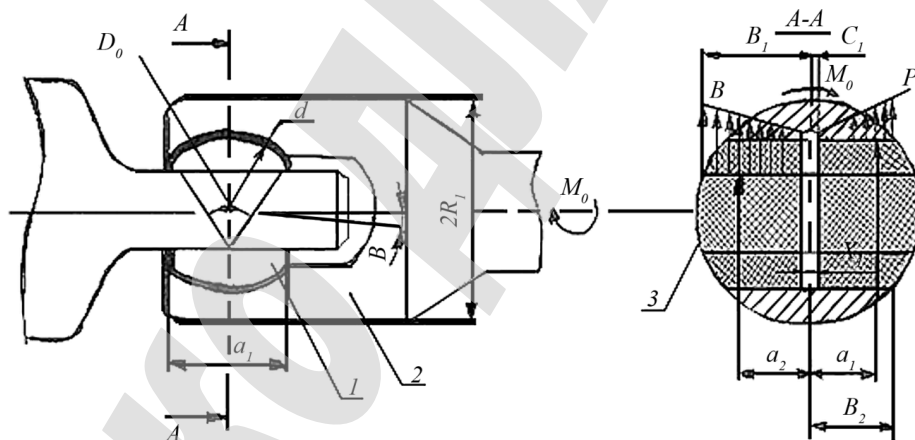


Рис. 1. Устрій і навантаження типового шарніру універсального шпинделя прокатного стану: 1 – вкладиш; 2 – спеціальна проточка головки шпинделя; 3 – лопать прокатного валка

На рис. 1 показано:

D_0 – діаметр шарніра;

d – величина допуску посадки ковзання;

a_1 – довжина шарніру;

a_2 – відстань усередненого тиску на вкладиш від центральної осі шарніру;

B – точка, де є максимальна величина тиску;

$2R_1$ – діаметр головки шарнірного вузла шпинделю;

M_0 – крутний момент на шпинделі;

B_1 – довжина половини контактної поверхні вкладишу;

B_2 – довжина половини перерізу опорної поверхні вкладишу;
 C_1 – поперечний розмір половини осі шпинделя;
 P_1 – еюра розподілення тиску на незавантаженій стороні вкладишу;
 X_1 – повний розмір перерізу осі шарніру.

Відомо, що основним елементом, який замінюється при ремонтах є вкладиші, які зазвичай виготовляються із антифрикційних матеріалів на основі бронзи і більше піддаються зносу. Для визначення характеру навантажень на сегменти вкладишів та розподілу тиску по довжині проводили аналітичні дослідження. Модель шарніру складалася при наступних припущеннях: вкладиш стискується між абсолютно жорсткими елементами – лопаттю прокатного валка і головкою шпинделя, де розташовані сегменти вкладишів (рис. 2).

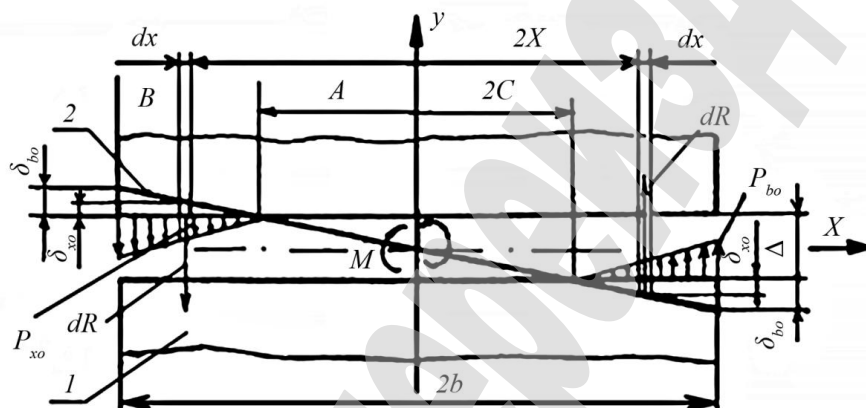


Рис. 2. Характер розподілу тиску по довжині вкладишу:
 1 – вкладиш; 2 – лопать валка

На рис. 2 показано:

δ_{xo} , δ_{bo} – деформація вкладиша у довільно вибраному перетині і на краю по довжині шарніру;

$2x$, dx – відповідно, відстань до довільно вибраних ділянок робочої поверхні контакту лопаті і шарніру з надзвичайно малими розмірами;

dR – величина тиску на цій ділянці;

P_{xo} , P_{bo} – відповідно, максимальний тиск на ділянці x та на зовнішньому краю сегмента шарніру;

$2b$ – довжина контактної поверхні шарніру;

M – крутний момент універсального шпинделя;

$2c$ – протяжність недеформованої зони вкладиша;

Δ – максимальний монтажний зазор між сегментами вкладишу.

З метою спрощення моделі лопать валка при передачі крутильного моменту від шпинделя на валок відображена прямою лінією 2, а відстань між сегментами вкладишу дорівнює максимальному монтажному зазору між ними:

$$\Delta = (2 \cdot 10^{-3} - 0,55 \cdot 10^{-3}) \cdot D,$$

де D – діаметр шарніру, мм. Згідно закону Гука і прийнятих визначень моделі отримано формулу залежності тиску в точці з координатами x, z на робочій поверхні вкладишу по довжині і ширині (рис. 2, 3) [7]:

$$P_{xz} = \frac{E \cdot \Delta \cdot a \cdot (x - c)}{2c \cdot [m \cdot a - z \cdot (m - n)]}, \quad (1)$$

де c – половина довжини недеформованої зони сегмента вкладишу; m, n, a – розміри перерізу вкладиша (рис. 3); E – модуль пружності матеріалу вкладишів.

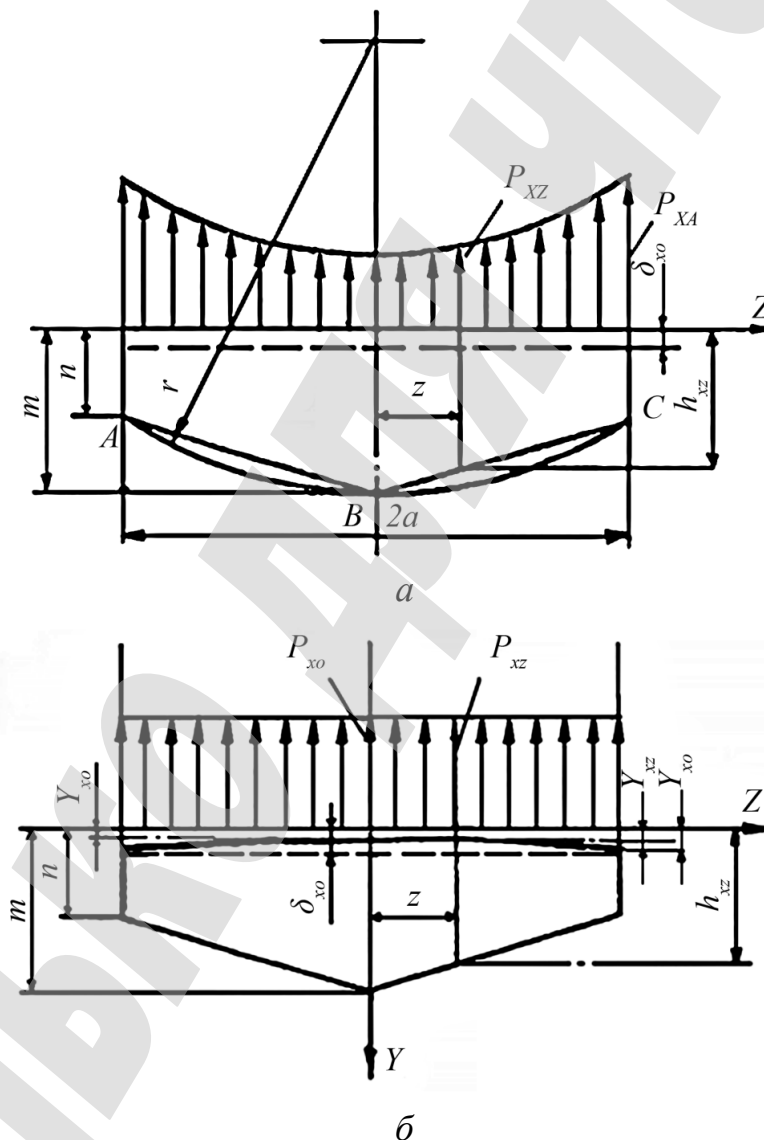


Рис. 3. Розподіл тисків за шириною вкладишу:

a – схема тиску на контактній поверхні типової конструкції шарніру ковзання; b – розподіл тиску в запропонованій конструкції шарніру із скосами; P_{xA} – максимальна величина тиску на контактній поверхні; r – радіус опорної поверхні вкладишу; $2a$ – повна ширина вкладишу; h_{xz} – висота перерізу вкладишу на відстані z від центральної осі вкладишу; Y_{xo} – максимальна величина скосу до бічних граней; z – довільна відстань на епюрі тиску вкладишу

На основі визначеної формули (1) вираховано значення тисків за шириною вкладишів та побудовано епюри тисків, що мають нелінійний характер із зонами високого тиску (кутові зони, рис. 3, а). Це підтверджується характером контактних навантажень створеної моделі (рис. 2). Визначена нерівномірність тисків негативно впливає на приробітку. Для зниження нерівномірності тисків запропоновано змінити форму вкладиша [8]. На пласкій робочій поверхні виконані скоси з ухилом до торців вкладишу за довжиною та з ухилом від середини до бокових граней за шириною. Величина ухилів визначається залежністю:

$$Y_{BA} = \frac{\Delta(m-n) \cdot (b-c)}{2m \cdot c - \Delta \cdot (b-c)}, \quad (2)$$

де b – половина довжини вкладишу.

6. Результати досліджень

Експериментальні дослідження показали, що наявність укосів і при наступному зносі робочій поверхні в межах $(0,015-0,1) \cdot D$ можливо досягнути вирівнювання тиску за шириною вкладишу (рис. 3, б). Величина тиску в цьому випадку визначається наступним чином:

$$P_{xz} = \frac{\Delta \cdot (x-c) \cdot K}{4a \cdot c}, \quad (3)$$

де K – питома жорсткість вкладиша (коефіцієнт жорсткості вкладиша одиничної довжини).

Для визначення її величини проводилась заміна дуги АВС на дві хорди (рис. 3, а, б). При цьому K буде дорівнювати:

$$K = 2E \int_0^a \frac{dz}{h_{xz}} = \frac{2E \cdot a \cdot \ln(m/n)}{m-n}, \quad (4)$$

де dz/h_{xz} – градієнт товщини сегменту вкладиша.

Відповідно законів геометричного моделювання розміри сегменту r, n, m, a, b та половина товщини лопаті S прямо пропорціональні радіусу R_o сегмента вкладиша (рис. 3) і визначається за формулами:

$$\begin{aligned} r &= K_r \cdot R_u; \quad n = K_n \cdot R_u; \quad m = K_m \cdot R_u; \\ a &= K_a \cdot R_u; \quad b = K_b \cdot R_u; \quad S = K_s \cdot R_u, \end{aligned}$$

де K_r – коефіцієнт пропорційності радіусу опорної поверхні вкладишу;

K_n – коефіцієнт пропорційності наружної висоти вкладишу;

K_m – коефіцієнт пропорційності максимальної товщини вкладишу;

K_a – коефіцієнт пропорційності половини ширини сегменту вкладишу;

K_b – коефіцієнт пропорційності половини довжини лопаті;

K_s – коефіцієнт пропорційності половини товщини лопаті;

R_w – радіус шарніру.

Питома жорсткість вкладиша K буде дорівнювати:

$$K = \frac{2E \cdot K_a}{\left(K_r - \sqrt{K_r^2 - K_a^2}\right)} \cdot \ln \frac{\left(K_r - K_s\right)}{\left(\sqrt{K_r^2 - K_a^2} - K_s\right)} = K_0 \cdot E, \quad (5)$$

де K_0 – узагальнений коефіцієнт питомої жорсткості вкладиша.

Із вище приведених розрахунків видно, що за рахунок зниження модуля пружності матеріалу вкладишів можливо досягти суттєвого зменшення тиску на їх робочій поверхні. Для стандартних шарнірів: $K_r=0,45\dots0,46$; $K_a=0,30\dots0,31$; $K_s=0,25\dots0,26$ та $K_0 \approx 5$.

Для оцінки точності визначених залежностей [9] проведено натурні випробування елементів вкладишу довжиною 50 мм. Їх стискали між двома плитами, контактні поверхні яких відповідали робочим поверхням валка і лопаті. Деформацію проводили на гідравлічному пресу зусиллям 4 МН та вимірювали трьома індикаторами. Для досліджених елементів ($m=0,085$ м; $n=0,04$ м; $2a=0,25$ м; $E=1,05 \cdot 10^5$ МПа) при розрахунковій величині $K=4,25 \cdot 10^5$ МПа середнє експериментальне значення склало $3,55 \cdot 10^5$ МПа. Така розбіжність ($\approx 16\%$) є допустимою для інженерних розрахунків, що дозволяє використання визначених залежностей для якісної оцінки параметрів шарнірів.

7. SWOT-аналіз результатів досліджень

Strengths. Результати досліджень і запропоноване удосконалення шпинделя дозволяють забезпечити вирівнювання тисків по ширині вкладиша шарніра. В порівнянні з аналогами [1, 2] підвищується термін служби шарніра, універсального шпинделя і в цілому прокатного стану.

Weaknesses. Дещо підвищується складність конструкції вкладиша за рахунок виготовлення скосів на плоскій поверхні з ухилом до торців по довжині вкладиша і від його середини до бічних граней [9]. Збільшується час виготовлення вкладиша.

Opportunities. Планується розробка більш досконалої математичної моделі шарніра для дослідження композитних неметалічних матеріалів вкладиша з меншою жорсткістю і більш високими антифрикційними властивостями.

При впровадженні винаходу і результатів дослідження скорочуються невиробничі зупинки прокатного процесу через підвищене зношення звичайних вкладишів.

Threats. Існують розробки демпфуючих вкладишів для універсальних шпинделів ширококутних станів, які мають високу вартість і входять в повний комплект стану [10], тому купівля таких станів економічно невигідна.

8. Висновки

1. Розроблено математичну модель навантажень типового шарнірного вузла універсального шпинделя з величиною можливого зазору $\Delta = (2 \cdot 10^{-3} - 0,55 \cdot 10^{-3}) \cdot D$,

мм. Ця модель призначена для визначення характеру дії навантажень на контактну поверхню в шарнірі.

2. Визначено вплив параметрів вкладишів на величину тиску в контактній зоні, що має нелінійний параболічний характер. Величина тиску на контактній поверхні коливається в межах 11,55–42,05 МПа. Показано можливість рівномірного розподілу тиску за довжиною і шириною сегментів вкладишів. При наступних параметрах: $x=6$ см; $c=4$ см; $a=18$ см; $K=1,05 \cdot 10^5$ МПа тиск вирівнявся і знизився до величини 35,7–33,64 МПа, що на 16–20 % нижче максимального значення тиску типового шарніру. Визначено розрахункову питому жорсткість вкладишу ($4,25 \cdot 10^5$ МПа), яка на допустимі 16 % відрізняється від експериментального значення.

Література

1. Кравченко В. М., Сидоров В. А., Буцукин В. В. Износ лопастей универсального шпинделя прокатного стана // Вісник ПДТУ. 2012. Вип. 24. С. 262–265.
2. Сидоров В. А., Нижник Н. В. Закономерность износа вкладышей универсального шпинделя прокатных станов // Metallurgicheskaya i gornorudnaya promyshlennost'. 2005. № 33. С. 94–96.
3. Плахтин В. Д., Ивочкин М. Ю., Дмитрюк С. О. Исследование шарнира шарового шпинделя стана 250 // САПР и графика. 2011. № 4. С. 32–35.
4. Fracture Failure Analysis of Main Drive Spindle and Working Roll in 1780 Mill R2 Rougher Mill / Lou S. et. al. // Jixie Qiandu. 2014. Vol. 36, Issue 5. P. 809–812.
5. Бузюма Р. В., Харитоненко А. А. Оценка конструктивных и технологических параметров при модернизации шпиндельного соединения привода клетки тонколистового стана горячей прокатки // Повышения надежности металлургического производства. Липецк: ЛиГТУ, 2018. С. 134–137.
6. Ивочкин М. Ю., Гуревич Ю. А., Дмитрюк С. О. Исследование напряженно-деформированного состояния элементов валков прокатных станов // Известия Московского политехнического университета. 2014. № 4 (22), Том 5. С. 13–16.
7. Вкладыш шарнира универсального шпинделя: А. с. 1103914 СССР, МПК В 21 б 35/14 / Потапенков А. П., Касперович Э. Б., Ткаченко А. А. (СССР). № 3511064/22; заявл. 17.11.1980; опубл. 23.07.1984, Бюл. № 27.
8. Шубин А. Г., Логинов Б. М., Гасияров В. Р. Обоснование способов ограничения динамических нагрузок электромеханических систем клетки прокатного стана // Электротехнические системы и комплексы. 2011. № 3 (40). С. 14–25.
9. Совершенствование конструкции и методики расчета универсальных шпинделей прокатных станов / Потапенков А. П. и др. // Наукові праці ЗДІА. 2014. № 1. С. 158–163.
10. Производственно-инжиниринговая компания ENCE GmbH. URL: <http://ence.ch/ru/>