

АНАЛІЗ КІНЕМАТИКИ МОДИФІКОВАНОГО ОПОРНО-ПОВОРОТНОГО ПРИСТРОЮ АВТОКРАНІВ

© Малащенко В.О., Гелетій В.М., Федик В.В., 2013

Наведено будову, принцип роботи та проведено аналіз кінематики проковзування торцевих поверхонь дотику роликів з біговими доріжками сусідніх роликів. Подані аналітичні вирази шуканих кінематичних параметрів дають змогу оцінити зменшення тертя між елементами опорно-поворотного пристрою за рахунок проведення модифікації торців робочих роликів.

Analysis of kinematics of sliding of butt-end surfaces of rollers' touch with the racecourses of adjacent rollers has been conducted and its structure and principle of work are laid out. Presented analytical expressions of the sought kinematic parameters allow us to estimate the friction diminishing between the elements of support-rotating device by the realization of modification of butt ends of working rollers.

Постановка завдання. Опорно-поворотні пристрої широко застосовуються у загальному кранобудуванні та належать до складних механізмів, призначених для рухомого з'єднання їхніх опорної і поворотної частин. Основним їх призначенням є сприйняття корисного навантаження та здійснення обертового руху поворотної частини кранів. Сьогодні відомі різноманітні конструкційні виконання цих пристроїв. Усі вони функціонують за принципом підшипників кочення і тому за формою тіл кочення їх доцільно поділити на три групи: *кулькові; роликові та кульково-роликові.*

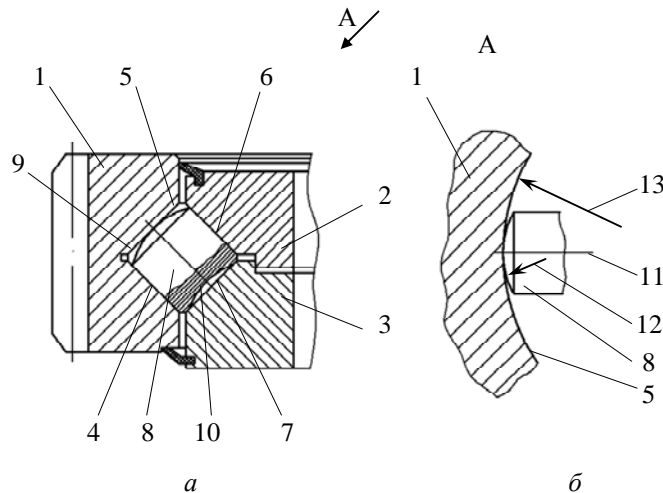
Згідно з технічними умовами тіла кочення подібно до підшипників підлягають гартуванню і чистовому шліфуванню контактуючих поверхонь. Така технологія виготовлення застосовується з метою збільшення терміну роботи порівняно дорогого та дуже відповідального механізму. Більше того, основне навантаження кранів сприймають тіла кочення, які тиснуть на робочі поверхні бігових доріжок. Зрозуміло, що роликові опорно-поворотні пристрої мають істотно більшу навантажувальну здатність, ніж кулькові, але вони схильні до геометричного ковзання у робочій зоні, що призводить до спрацювання контактних поверхонь бігових доріжок кілець. Окрім того, роликові однорядні опорно-поворотні пристрої, у яких ролики розташовуються хрестоподібно, мають геометричне ковзання не тільки вздовж твірної циліндра, а й між торцями роликів та рухомими біговими доріжками сусідніх роликів. Причому на їх торцях відбувається тертя ковзання, яке особливо прогресує після деякого спрацювання поверхні початкового доторкання роликів, тобто коли їхня довжина стає дещо більшою від діаметра кола, на якому знаходиться точка доторкання перпендикулярно розташованих роликів. Насамперед таке явище має істотне значення збоку знаходження стріли крана та корисного вантажу, де на тіла кочення діє сумарне навантаження від осьової сили та моменту, а його горизонтальна складова притискає ролики торцями до рухомої бігової доріжки сусідніх роликів.

Мета роботи – спробувати зменшити тертя між елементами опорно-поворотного пристрою за рахунок проведення модифікації торців робочих роликів.

Виклад основного матеріалу. Явище геометричного тертя спонукало до пошуку можливостей зменшення втрат потужності у робочій зоні опорно-поворотного пристрою за допомогою зміни форми торцевих поверхонь роликів. Запропоновану форму роликів показано на рис. 1. .

Опорно-поворотний пристрій складається із нерухомого 1 і рухомих 2 і 3 кілець з ретельно обробленими поверхнями робочих доріжок 4, 5, 6 і 7 прямолінійного профілю. У пустотах між біговими доріжками встановлено циліндричні тіла кочення 8 з торцевою зовнішньою опуклою сферичною 9 і торцевою внутрішньою увігнутою сферичною поверхнями 10. Під час роботи ролики обертаються навколо власної осі 11.

Важливою особливістю форми тіл кочення є те, що радіус його увігнутої 10 і опуклої 12 сферичних поверхонь рівні між собою та мають бути меншими від радіуса 13 увігнутої зовнішньої поверхні 5 робочих бігових доріжок нерухомого кільця 1.



*Рис. 1. Принципова конструкція опорно-поворотного пристрою з модифікованими роликами:
а – загальний вигляд у перерізі; б – вигляд по напрямку А (стрілка А)
на внутрішню поверхню бігової доріжки у місці дотику ролика*

Принцип роботи опорно-поворотного пристрою показано на рис. 1. У процесі обертання рухомих кілець циліндричні тіла кочення котяться по своїх робочих доріжках нерухомого кільця і по робочій доріжці рухомого кільця. Причому увігнута сферична поверхня не контактує з розташованою напроти внутрішньою робочою поверхнею, а опукла сферична поверхня тіла кочення з радіусом сфери, не більшим за радіус увігнутої зовнішньої бігової доріжки нерухомого кільця 1, контактує з розташованою напроти зовнішньою робочою поверхнею тільки на осі обертання тіл кочення. Таке співвідношення радіусів робочих поверхонь сприяє утворенню фактично точкового контакту зовнішнього торця ролика з біговою доріжкою сусіднього ролика. А для кута нахилу осі роликів до осі обертання поворотної частини 45° колова швидкість точки дотику торця ролика і бігової доріжки сусіднього ролика збігаються за напрямком та модулем, що виключає їх відносний рух, тобто підтверджується ефективність модифікації форми тіл кочення за рахунок істотного зменшення тертя у робочій зоні опорно-поворотного пристрою. За умови зменшення тертя у місцях доторкання торців роликів до поверхонь сусідніх бігових доріжок доцільно було б виготовляти тіла кочення сферичними з двох боків. Однак це істотно погіршує паралельність геометричних осей роликів і поверхонь їхніх бігових доріжок, тобто спонукає тіла кочення до перекошування під час роботи опорно-поворотного пристрою та збільшує його момент тертя і пришвидшує спрацювання контактуючих поверхонь.

Таке положення не важко довести за допомогою розрахункової схеми (рис. 2), де показано внутрішній торець ролика з боку нерухомої поверхні бігової доріжки сусіднього тіла кочення.

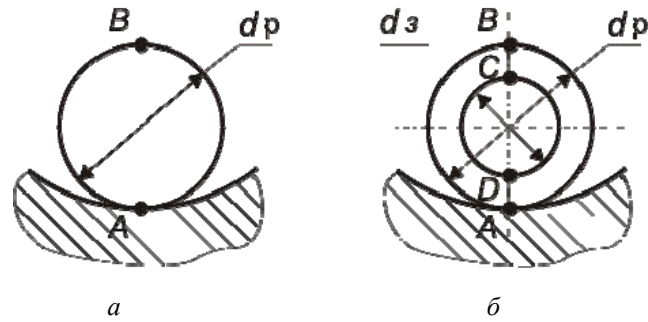


Рис. 2. Вигляд на торець ролика з боку нерухомого кільця:
 а – на торці ролика немає заглиблення; б – ролик з заглибленням

На рис. 2 показано: d_p – діаметр ролика; d_3 – діаметр заглиблення; AB – суцільна лінія контакту торця ролика з опуклою поверхнею нерухомого кільця сусіднього ролика; AD і BC – ділянки лінії контакту ролика із заглибленням з подібною поверхнею.

Із рис. 2 зрозуміло, що внаслідок доторкання торця ролика до опуклої поверхні нерухомого кільця сусіднього ролика між ними виникає суцільна контактна лінія AB (рис. 2, а), а ролик із заглибленням матиме доторкання до подібної поверхні тільки на значно менших ділянках (AD і CB , рис. 2, б). Зрозуміло, що величину довжин цих ділянок легко регулювати вибором відповідного діаметра заглиблення, збільшення якого приводить до зменшення сумарної лінії контакту. Сума довжин ділянок $AD + CB$ для опорно-поворотного пристрою з внутрішнім зубчастим зачепленням може бути мінімальною внаслідок того, що за такої конструкції ролики під час функціонування кранів більш схильні притискатися зовнішніми своїми торцями до рухомих бігових доріжок сусідніх роликів. Це дає підстави твердити, що нехтування тертям на зовнішніх торцях роликів веде до неточностей у визначенні кінематичних, силових параметрів та під час виконання розрахунків на міцність елементів пристрою. Таке положення і спонукало до пошуку шляхів зменшення торцевого тертя роликів. Однією із можливостей є виконання зовнішніх торців роликів опуклими з погодженням їх радіуса 12 з радіусом 13 (рис. 1, б) бігової доріжки сусіднього ролика. Ефективність цього покажемо, використовуючи конструкцію традиційного опорно-поворотного пристрою, наведену в [1], і доповнимо його характерними точками: A, B, C, D, E і O (рис. 3).

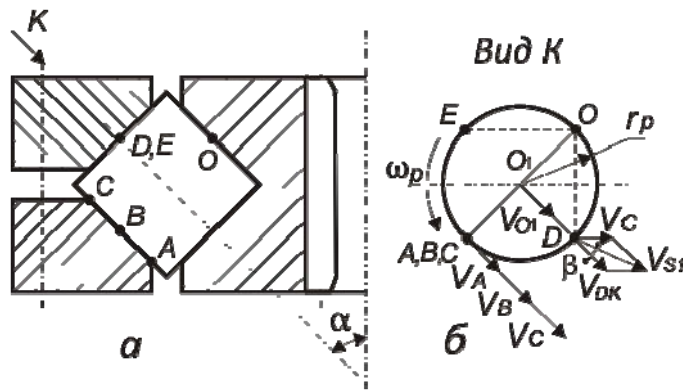


Рис. 3. Частина конструкції опорно-поворотного пристрою:
 а – загальний вигляд; б – вигляд К на зовнішній торець ролика

У разі, коли кут $\alpha = 45^\circ$, видно, що $V_{DK} = V_B$, (рис. 3, а),
 а кутова швидкість руху ролика дорівнює

$$\omega_p = V_B / r_p,$$

де V_{DK} – швидкість точки D , що належить рухомому кільцю.

Тепер можна знайти величину абсолютної швидкості точки D , яка належить ролику:

$$V_{Dp} = \omega_p D O = (V_B / r_p)(r_p \sqrt{2}) = \sqrt{2} V_B, \quad (2)$$

де віддаль $D O = r_p \sqrt{2}$ та решту параметрів видно із рис. 3, б.

Сумарна миттєва швидкість точки D визначається за відомою формулою косинусів:

$$V_{sl} = \sqrt{V_{DP}^2 + V_{DK}^2 + 2V_{DP}V_{DK} \cos 45^\circ}. \quad (3)$$

З урахуванням (1) і (2), із рівняння (3) отримаємо, що

$$V_{sl} = 2,24 V_B. \quad (4)$$

Вираз (4) переконливо підтверджує попередню констатацію того, що у разі торців роликів плоскої суцільної форми у місцях їхніх доторкань до рухомих бігових доріжок у сусідніх роликах виникають істотні швидкості тертя, які негативно впливають на довговічність елементів опорно-поворотного пристрою. Тому для усунення цього явища запропановані модифіковані тіла кочення, які взагалі не контактують з біговою доріжкою сусіднього ролика у точках D, E (рис. 3, б). Вони доторкаються між собою тільки у точці O_1 , де їхні швидкості руху збігаються за напрямком і модулем, що і виключає продовженням ковзання.

Висновки. Запропонована нова конструкція найнавантажених елементів опорно-поворотного пристрою атокранів істотно зменшує негативний вплив тертя ковзання робочих поверхонь і відповідно збільшує ресурс пристрою. Результати аналізу кінематичних параметрів підтверджують ефективність запропонованих конструктивних змін тіл кочення опорно-поворотного пристрою автокранів. Для повнішого дослідження ефективності модифікованих опорно-поворотних пристроїв необхідно провести подальші дослідження напружено-деформованого стану елементів пристрою, що буде розвитком цієї роботи.

1. Андриенко Н.Н. Стреловые самоходные краны. – Одесса: Астропринт, 2000. 2. Патент України № 74569. Опорно-поворотний пристрій / Кобільник М.С., Швідлер О.П. і ін. – 2002. 3. Патент України № 73162. Стенд для обкатки і випробування опорно-поворотних кругів / Кобільник М.С., Швідлер О.П. та ін. – 2002. 4. Расчеты крановых механизмов и их деталей. ВНИИПТМАШ. – М.: Машиностроение, 1971. 5. Хом'як Р.І. Опора поворотна. Геометричний синтез // Подъемные сооружения. Специальная техника 2003. – № 3. 6. Малащенко В.О., Москвяк Є.В., Федик В.В. Аналіз кінематичних параметрів роликів опорно-поворотних пристроїв автокранів: Тези допов. на наук. семінарі ПТМ. – Тернопіль, 26–29.03.12 р. – С. 39–40. 7. Малащенко В.О., Гелетій В.М., Федик В.В. Аналіз кінематичних залежностей опорно-поворотного пристрою автокранів / Вісник НУ “Львівська політехніка” “Динаміка, міцність та проектування машин і приладів”. – 2012. – № 731. – С. 35–38. 8. Гелетій В. М., Новіцький Я.М., Федик В.В. Комп'ютерне моделювання контактної взаємодії елементів опорно-поворотного пристрою автокранів / Вісник НУ “Львівська політехніка” “Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні і приладобудуванні”. – 2012 – № 746. – С. 24–27.