

УДК 621.825.(075.8)

Федик В.В., аспірант; Малащенко В.О., д.т.н.

Національний університет „Львівська політехніка”

НАПРУЖЕНИЙ СТАН ЕЛЕМЕНТІВ РОЛИКОВИХ ОПОРНО-ПОВОРОТНИХ ПРИСТРОЇВ АВТОКРАНІВ

Постановка проблеми. Роликові опорно-поворотні пристрої широко застосовуються у різних вантажопідійомних машинах загального і спеціального призначення, у тому числі автомобільних кранах різноманітних конструктивних виконань. Це найбільш навантажені і відповідальні частини підйомно-транспортних засобів. Вони часто визначають термін функціонування всієї машини. Так у автокранах одночасно з основною функцією, що полягає у рухомому з'єднанні поворотної і неповоротної їх рам, вони також сприймають робочі навантаження від загального вантажу та передають ці навантаження на рухому частину машини. Відтак, цим пристроям постійно приділяється велика увага вчених і інженерів різних країн. Тут доцільно назвати наукові школи цього напрямку такі, як Київська, Одеська, Харківська та інші, де проводяться дослідження підйомно-транспортних засобів таких, що мають стандартні кути нахилу твірних тіл кочення до загальної осі обертання поворотної рами. Внаслідок появи опорно-поворотного пристрою з кутом нахилу твірних роликів до загальної осі обертання поворотної рами, рівним 45^0 , виникла потреба у проведенні досліджень стосовно його навантажувальної здатності.

Аналіз досліджень і публікацій. За результатами порівняльного аналізу досліджень, що проведені для кранів різноманітних конструктивних виконань та їх опорно-поворотних пристроїв [1-6], впливає те, що досконаліше розглянуто питання цих машини з традиційними стандартними кутами нахилу твірних тіл кочення до загальної осі обертання поворотної рами. Відомі окремі роботи, де розглянуто основні геометричні та силові параметри опорно-поворотного пристрою з кутом нахилу твірних роликів до загальної осі обертання поворотної рами, рівним 45^0 [7,8] та запатентовані нові конструкції [9-10]. Але їхні контактні задачі залишаються ще розв'язаними недостатньо.

Мета роботи. Основною метою роботи є розгляд напружено-деформованого стану елементів опорно-поворотного пристрою з кутом нахилу твірних роликів до загальної осі обертання поворотної

рами, рівним 45° та проведення теоретичних і комп'ютерних досліджень закономірностей зміни величини контактних напружень у його робочій зоні.

Виклад основного матеріалу. Дана задача поставлена безпосередньо виробництвом, де вперше на рівні патенту розроблено роликівий опорно-поворотний пристрій з кутом нахилу твірних тіл кочення до загальної осі обертання поворотної рами, рівним 45° . Така його особливість уможливорює взаємозамінність нижньої та верхньої півобойм тому, що їхня конструкція стає ідентичною, а, як відомо, інтенсивність їх спрацювання здебільшого не однакова. Відтак, перестановка півобойм суттєво збільшує термін роботи машини.

Базовими схемами для нового опорно-поворотного пристрою вибрано відомі підшипники з перехресними роликами серії RD 800, що наведено на рис. 1.

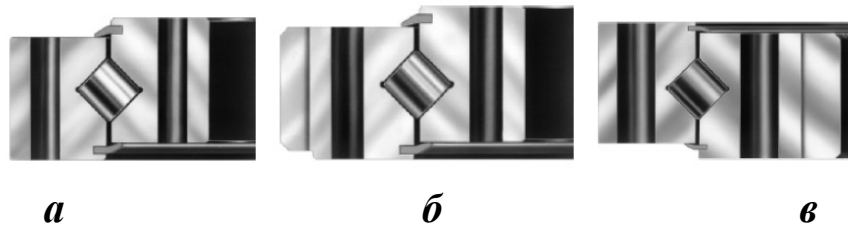


Рисунок 1 – Фрагменти стандартних перехресних підшипників: *a* – без зубчастого вінця; *б* – з зовнішнім зубчастим вінцем; *в* – з внутрішнім зубчастим вінцем

На початку використовується класична теорія опору матеріалів з контактної міцності та розглядається взаємодія двох криволінійних поверхонь. На основі того, що радіус роликів завжди значно менший за радіус робочої поверхні бігової конічної доріжки, то контакт між ними на початку розглядається як силове доторкання малого циліндра з угнутою поверхнею. Це дає право з певними припущеннями ці дві деталі (ролик- півобойма) звести до зоррахукової схеми такої, що наведена на рис. 2.

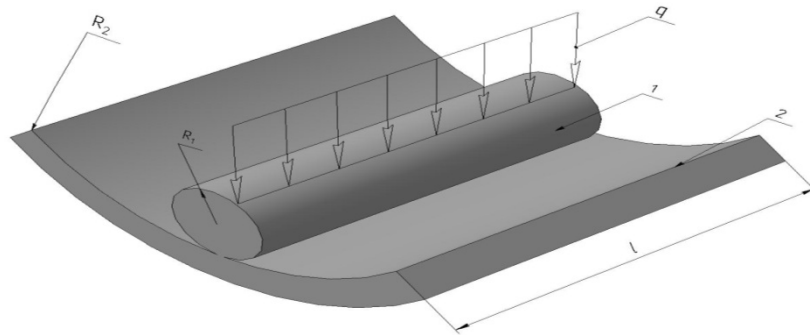


Рисунок 2 - Базова розрахункова схема ролика та бігової доріжки

На схемі показано випадок, коли ролик довжиною l_p і діаметром d_p тисне на робочу поверхню бігової доріжки кільця з рівномірно розподіленим по контактній лінії навантаженням q_i . У цьому разі, беручи до уваги [11], умова міцності матиме такий загальний вигляд

$$\sigma_i = 0,418 \sqrt{\frac{FE}{l_\delta} \frac{R-r}{Rr}} \leq [\sigma]_H, \quad (1)$$

де $F = R_{M \max} + \frac{Q}{Z_\delta}$ - максимальна сила взаємодії між роликом і поверхнею бігової доріжки; E - зведений модуль пружності; R - радіус кривини поверхні бігової доріжки; r - радіус кривини поверхні ролика; l_p - його довжина.

Слід наголосити на тому, що початкова величина діаметра більша за довжину ролика у межах допусків виготовлення. Це дає право під час теоретичного розрахунку контактної міцності роликів приймати, що вони рівні $l_p = d_p$. Тоді вираз (1) можна звести до такого

$$\sigma_i = 0,418 \sqrt{\frac{FE}{d_\delta} \frac{R-r}{Rr}} \leq [\sigma]_H, \quad (2)$$

або, після урахування, що $d_p = 2r$, умова міцності набуває вигляду

$$\sigma_i = 0,296 \sqrt{\frac{FE}{r} \frac{R-r}{Rr}} \leq [\sigma]_H \quad (3)$$

Тут потрібно наголосити, що рівняння (1) - (3) є справедливими у разі сталевих роликів і кілець опорно-поворотних

пристроїв із наближених марок сталей, тобто коли приймаються однакові модулі пружності та коефіцієнти Пуассона.

Зауважимо, що вираз (3) можна привести до зручного вигляду для проведення інженерних розрахунків контактної міцності елементів опорно-поворотних пристроїв під час проектування та експлуатації. Це здійснюється так. Відомо, що середнє значення модуля пружності матеріалів елементів опорно-поворотного пристрою $E = 2 \times 10^5$ МПа і R – радіус кривини поверхні бігової доріжки завжди в декілька разів більший за r – радіус кривини поверхні ролика. Нехай буде це більше в κ разів, тоді остаточно матимемо

$$\sigma_i = \frac{132,4}{r} \sqrt{F \frac{\kappa - 1}{\kappa}} \leq [\sigma]_H. \quad (4)$$

Для підтвердження сказаного наведено результати кількісного аналізу контактних напружень для таких вихідних параметрів: $r = 15$ мм; $\kappa = D_{\text{цр}} / (2r \sin 45^\circ)$ (якщо $R = D_{\text{цр}} / (2 \sin 45^\circ)$); $\alpha = 45^\circ$ - кут нахилу твірної поверхні бігової доріжки до геометричної осі повороту опоро-поворотного пристрою; $D_{\text{цр}}$ – діаметр центрів роликів). З урахуванням цих вихідних параметрів для типу опори КС- 4574.17.100 з $D_{\text{цр}} = 1278$ мм вираз (4) приймає такий простіший вигляд

$$\sigma_i = 8,754 \sqrt{F} \leq [\sigma]_H, \quad (5)$$

або загальне допустиме навантаження опоро-поворотного пристрою дорівнює

$$[F] = \sqrt{[\sigma]_H^2 / 76,632}. \quad (6)$$

Запропоновані аналітичні вирази (5) і (6) мають суттєве практичне значення, тобто вони уможливають на стадії проектування швидко встановити значення робочих контактних напружень чи допустимих навантажень опоро-поворотного пристрою.

Отримані результати потрібно приймати як початкові, тобто вони мають місце на початку експлуатації опорно-поворотних пристроїв, а через певний термін роботи картина напружено-деформованого стану може істотно змінюватись. Це пояснюється так. У дійсності потрібно приймати до уваги явища спрацювання елементів опорно-поворотних пристроїв, а особливо нерівномірність розсіювання величини спрацювання його основних деталей. Відомо, що швидкість спрацювання навантаженої пари доріжок кочення

(верхніх) у 1,5 разів більше за швидкість спрацювання менш навантаженої пари доріжок кочення. Величина їх спрацювання може різнитися до 1,7 разів. Характеризуючи ці практичні чинники, наголошуємо, що такі твердження є корисними для проведення подальших досліджень з метою уточнення стосовно напружено-деформованого стану елементів опорно-поворотного пристрою, які сприймають основні зовнішні навантаження в реальних виробничих умовах. Таке неоднакове спрацювання бігових доріжок і викликало необхідність проведення цих досліджень.

Окрім розглянутих явищ, дослідження контактних напружень в основних опорних елементах потрібно проводити з урахуванням їх жорсткості, яка, в свою чергу, залежить не тільки від жорсткості кілець, а і від жорсткості металоконструкції рами в області кріплення опорно-поворотного пристрою. Не достатня жорсткість цих частин машини може істотно змінювати закономірність розподілення напружень за довжиною бігових доріжок кочення в залежності від положень елементів опорно-поворотних пристроїв і відносно напрямків дії зусиль і моментів, особливо це стосується роликів опорно-поворотних пристроїв, де має місце збільшена довжина лінії контакту тіл кочення та бігових доріжок, а також поява геометричного ковзання роликів [3,8].

З таких міркувань впливає актуальність проблеми - знань закономірності розподілу контактних напружень у зоні дотику основних елементів, які потребують свого подальшого вивчення та уточнення.

Попередньо можна стверджувати, що оскільки при обкачуванні роликів зона їх дотику з біговими доріжками постійно змінюється, то контактні напруження мають циклічну характеристику. Причому характер їх зміни залежить від багатьох факторів, таких як: геометричні параметри елементів і пристроїв в цілому; повнота мащення цих елементів тощо. У випадку достатнього змащування внаслідок циклічності контактних напружень руйнування поверхонь контакту бігових доріжок може відбуватися шляхом втомного їх викришування, що приводить до інтенсивного спрацювання та збільшення осьового зазору. При роботі пристроїв в умовах недостатнього змащування можна очікувати руйнування цих елементів внаслідок нагрівання і відшаровування частинок матеріалу з поверхонь контактуючих деталей.

Щоб зменшити такі явища руйнування необхідно зменшувати

величину контактних напружень і першою чергою не за рахунок зменшення зовнішнього навантаження, а за рахунок рівномірного його розподілу по всій довжині лінії контакту, а для цього необхідні дослідження впливу геометричних і кінематичних чинників на напружено – деформований стан елементів опорно-поворотних пристроїв автокранів.

Можливості відомих методів опору матеріалів і будівельної механіки для розрахунку таких конструкцій є досить обмеженими особливо щодо врахування нелінійності деформацій і статичної невизначеності конструкції. Популярні сучасні програмні продукти проектування металоконструкцій і аналізу їх напружено-деформованого стану виконують поставлену задачу з різним ступенем адекватності і ефективності виконання. Розрахункові модулі програмних продуктів моделювання металоконструкцій як правило базуються на основі методу скінченних елементів [12]. При цьому для застосування числових алгоритмів приходиться приймати допущення і неминучі тут похибки, особливо при врахуванні нелінійної контактної взаємодії елементів. Незважаючи на наявну документованість числових методів програмних продуктів вони залишаються в значній мірі чорними скриньками з певною непередбаченістю результатів і можливістю дещо по різному їх трактувати. Тому питання оцінки адекватності результатів аналізу напружено-деформованого стану металоконструкцій є завжди важливими.

Для комп'ютерного аналізу розроблено твердотільну модель опорно-поворотного пристрою, що дозволяє аналізувати напружено-деформований стан роликів з врахуванням реальних параметрів його елементів, а саме жорсткості кілець та геометрії розташування роликів на бігових доріжках (рис. 3).

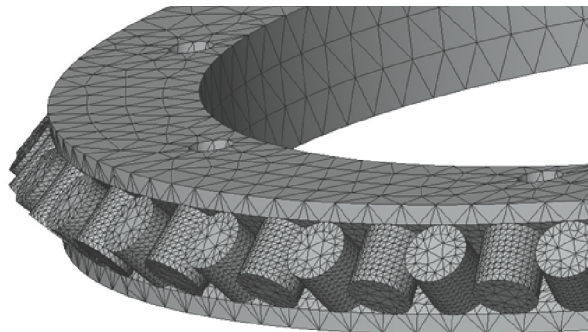


Рисунок 3 - Твердотільна модель опорно-поворотного пристрою

Враховуючи особливості визначення контактних напружень [12] за допомогою методу скінчених елементів, використовувалась сітка скінчених елементів різних розмірів. Як відомо, найменші розміри сітки встановлювались в зоні виникнення більших контактних напружень. Беручи до уваги обмежений обчислювальний ресурс, навіть сучасного персонального комп'ютера, поверхні бігових доріжок представляються сіткою дещо більших елементів. При цьому контактні пари задаються як «поверхня до поверхні».

Сумарне навантаження опорно-поворотного пристрою складається з статичної реакції і моменту від дії вантажу на гаку і власної ваги підйомної стріли.

Зрозуміло, що результати розрахунку програмного середовища SolidWorks Simulation у вигляді кольорових хромограм та векторних діаграм є незручними для аналізу напружено-деформованого стану конструкції у чорно-білому форматі видання, але у даному разі на рис. 4 чітко видно нерівномірність розподілення контактних напружень між ролики.

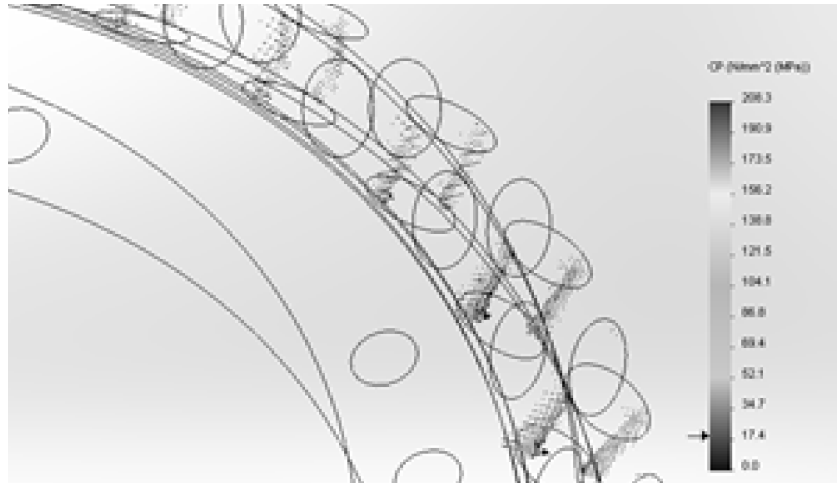


Рисунок 4 - Векторна діаграма контактної взаємодії роликів з поверхнями доріжок

У цьому разі використано векторну діаграму тому, щоб дещо компенсувати брак кольору, але вона повністю підтверджує теоретичні викладки стосовно того, що навантаження на роликах розподілені нерівномірно. Як і слід було очікувати, максимуми навантажень припадають на 3 – 4 ролики (рис. 4), що розташовані вздовж осі опорно-поворотного пристрою, яка співпадає з віссю стріли, і величини цих навантажень згасають до мінімумів для роликів, які

розташовані на перпендикулярній осі. Тобто можна зробити важливий висновок, що ролики рівномірніше навантажені від осьової сили і нерівномірніше від обертового моменту. Саме тому максимуми навантажень припадають на декілька роликів із одного та іншого боку осі опорно-поворотного пристрою, яка співпадає із віссю стріли. Це також залежить від розташування центрального ролика відносно осі стріли, для саме якого проведено дослідження розподілення навантаження за довжиною лінії контакту. Отримані результати наведено на рис. 5, де також чітко видно закономірності розподілення контактних напружень у робочій зоні опорно-поворотного пристрою автокранів

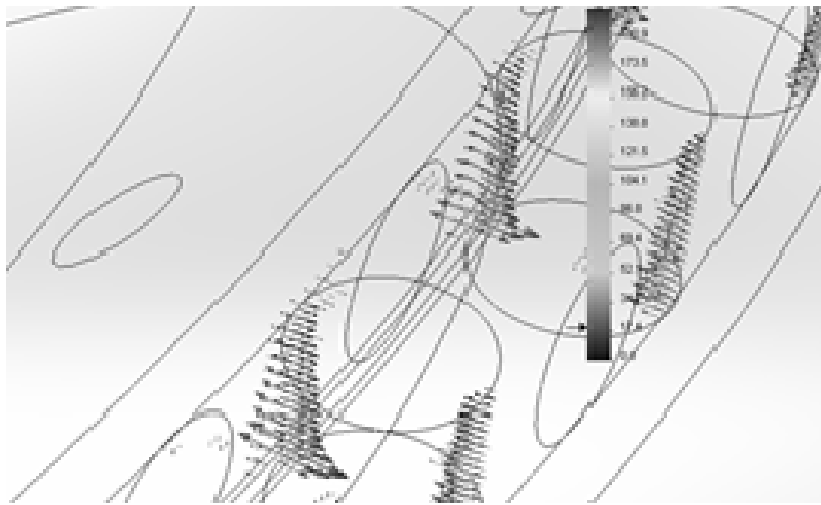


Рисунок 5 - Розподілення контактних напружень за довжиною ролика

ВИСНОВКИ

1. Спрощені аналітичні вирази (5) і (6) мають практичну цінність в тому, що дають змогу швидко визначити навантажувальну здатність опорно-поворотного пристрою автокранів на етапі проектування та безпосередньо під час експлуатації.

2. Отримані результати кількісного аналізу навантажувальної здатності опорно-поворотного пристрою за контактними напруженнями повністю підтвердили теоретичні положення стосовно їх закономірності, уможливили визначення зон з максимальними їхніми значеннями та є важливим підгунттям для подальших досліджень з метою покращення експлуатаційних характеристик елементів вантажопідйомних машин.

ЛІТЕРАТУРА

1. Андриенко Н.Н. Стрелковые самоходные краны. – Одесса «Астропринт», 2000. - 232с.
2. Казанский А.М. Шариковые и роликовые опорно-поворотные устройства строительных кранов. – М.: ЦБТИ, 1962 – 86с.
3. Казанский А.М. О закономерностях распределения контактных нагрузок опорно-поворотных устройств. Вестник машиностроения. - 1978, -№11. –С.5-10.
4. Киселев М.М., Вердников В.Г. Эксплуатация и ремонт опорно-поворотных устройств башенных кранов. Обзор. –М.: ВНИИИС, 1985. – 17 с.
5. Колесник Н.П. Расчеты строительных кранов. – К.: Вища школа, 1985. – 240с.
6. Кузьмин А.В. Справочник по расчётам механизмов подъемно-транспортных машин/ Кузьмин А.В., Марон Ф.Л.– 2-е изд.; переаб. и доп. —Минск: Высшая школа, 1983. - 350с. – ISBN 000–000–000–0.
7. Хом'як Р.І. Опора поворотна. Геометричний синтез. – Одеса, “Подъемные сооружения. Специальная техника”, №3, 2003. – С. 12-13.
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 р. № 746, с. 24-27.
9. Патент України №74569. Опорно-поворотний пристрій / Кобільник М.С., Швідлер О.П. і ін.// 2002.
10. Патент №79333 Україна. Опорно-поворотний пристрій. / Малащенко В.О., Гелетій В.М., Федик В.В. Заявник і власник патенту Національний університет «Львівська політехніка» Заявл. 18.07.12; Опубл. 25.04.13, Бюл. №8, 2013р.
11. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов. — Киев: Наукова думка, 1988. — 736 с.
12. Алямовский А.А.SolidWorks 2007/2008. Компьютерное проектирование в инженерной практике – СПб: БХВ-Петербург, 2008. – 1040с.