

спеціальний автомобіль-тягач чи інший автомобіль непересічного призначення, першу передачу в якому використовують для реалізації так званих повзучих швидкостей.

1. Mitschke M., Wallentowitz H. *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. – Springer, 2010. – 709 s.
2. Jazar R. N. *Vehicle Dynamics: Theory and Application*. – New York: Springer Science+Business Media, LLC, 2008. – 1015 p. 3. Сахно В. П., Безбородова Г. Б., Маяк М. М., Шарай С. М. *Автомобілі: тягово-швидкісні властивості та паливна економічність*. – К.: Вид-во “КВІЦ”, 2004. – 174 с.
4. Гацук П. Н. *Энергетическая эффективность автомобиля*. – Львов: Світ, 1992. – 208 с.

УДК 621.874

В. М. Гелетій, Я. М. Новіцький, В. В. Федик  
Національний університет “Львівська політехніка”,  
кафедра деталей машин

## **КОМП’ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ЕЛЕМЕНТІВ ОПОРНО-ПОВОРОТНОГО ПРИСТРОЮ АВТОКРАНІВ З МОДИФІКОВАНИМИ РОЛИКАМИ**

© Гелетій В. М., Новіцький Я. М., Федик В. В., 2015

**Проаналізовано напружено-деформований стан елементів опорно-поворотного пристрою автокранів. Проведені дослідження дають необхідну інформацію для адекватного кінцево-елементного моделювання і контактної взаємодії модифікованих роликів, і деформацій кілець опорно-поворотних пристроїв автокранів та дослідження впливу низки геометричних параметрів на їхню несучу здатність.**

**Ключові слова:** опорно-поворотний пристрій автокранів, кінцево-елементне моделювання.

**The analysis of contact of elements of turning support of truck cranes is conducted. The conducted researches give necessary information for the adequate finite-elements design of contact of elements of turning support of truck cranes. Influence of geometrical parameters is investigated on their bearing strength.**

**Key words:** support of truck cranes, finite-elements design.

**Постанова проблеми та аналіз попередніх досліджень.** Один із шляхів підвищення несучої здатності опорно-поворотних пристроїв є розроблення модифіковані конструкції роликів, для яких істотно зменшується геометричне тертя, що в поєднанні із значними контактними напруженнями призводить до передчасного зношування механізму.

Запропонована форма роликів [4] з торцевою зовнішньою опуклою сферичною поверхнею і торцевою внутрішньою угнутою сферичною поверхнею істотно зменшує відносне ковзання і відповідно повинна впливати на опір повороту і зношування роликів.

У попередніх роботах авторів [3, 5] розглядалися питання адекватного кінцево-елементного моделювання контактної взаємодії окремого ролика з поверхнею кілець, а також вплив модифікації форми ролика на розподіл контактних напружень. Однак при цьому не враховувалися деформації самих кілець. Запропонована авторами твердотільна модель опорно-поворотного пристрою [6] враховує реальні параметри його елементів, а саме жорсткість кілець та геометрію розташування роликів на бігових доріжках і дозволяє досліджувати вплив цих параметрів на несучу здатність конструкції.

Однак у зв'язку зі складністю одночасного врахування контактних деформацій багатьох роликів і згинних деформацій кілець розрахункова процедура передбачає низку нестандартних елементів і допущень. І тому одержані певною мірою несподівані ефекти і результати потребують подальшого аналізу і досліджень, зокрема експериментальних. Причому вибір параметрів експериментальної моделі і її навантажень, адекватних реальному об'єкту в сенсі еквівалентності контактних напружень, може своєю чергою бути одержаним комп'ютерним моделюванням її напружено-деформованого стану.

**Основний матеріал.** Запропонована форма роликів з торцевою зовнішньою опуклою сферичною поверхнею і торцевою внутрішньою вгнутою сферичною поверхнею показана на рис. 2.

Основний ефект підвищення несучої здатності опорно-поворотного пристрою з модифікованими роликами очікується за рахунок істотного зменшення відносного ковзання торцевих поверхонь роликів.

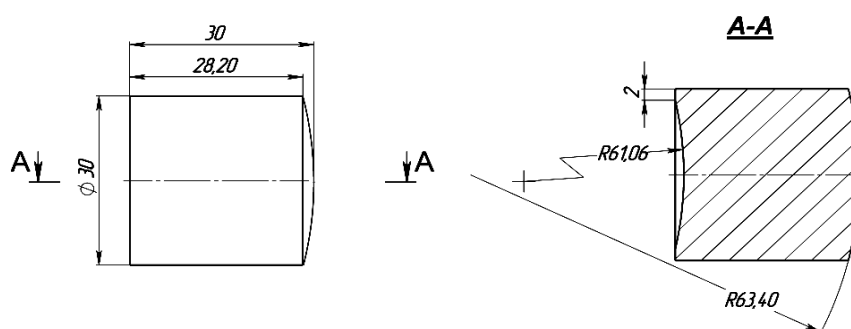
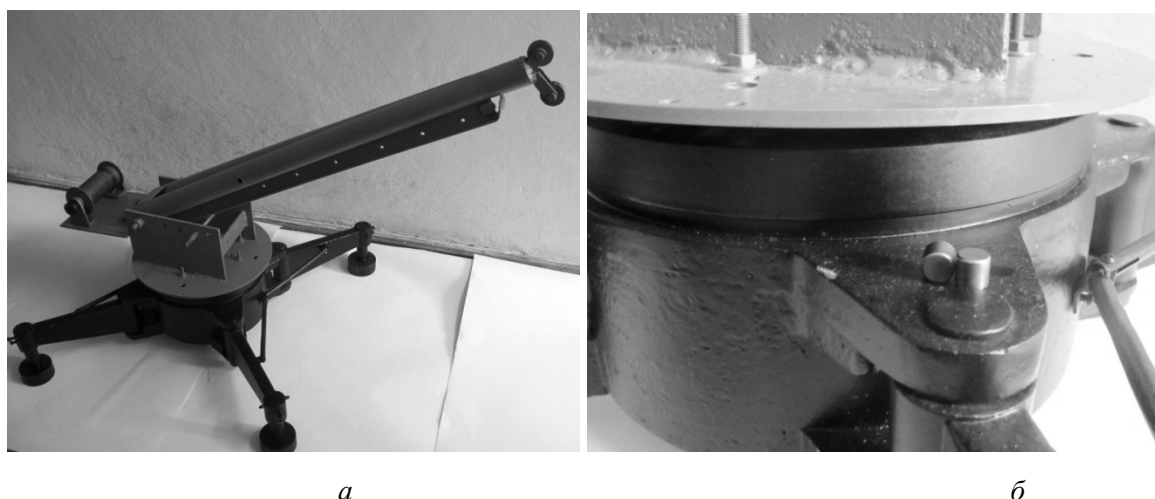


Рис. 1. Модифікований ролик

З метою підтвердження цього факту і одержання відносних кількісних оцінок зменшення моменту опору повороту крана розроблена експериментальна модель опорно-поворотного пристрою (рис. 2, а, б), для якої виготовлений комплект і традиційних, і модифікованих роликів номінальним діаметром 10 мм. Основні геометричні параметри опоро-поворотного пристрою моделі показані на рис 3. На рис. 4 показані співвідношення розмірів роликів реального крана і експериментальної моделі (а) та форма модифікованого експериментального ролика (б).



а

б

Рис. 2. Експериментальна модель крана (а), опорно-поворотний пристрій моделі (б)

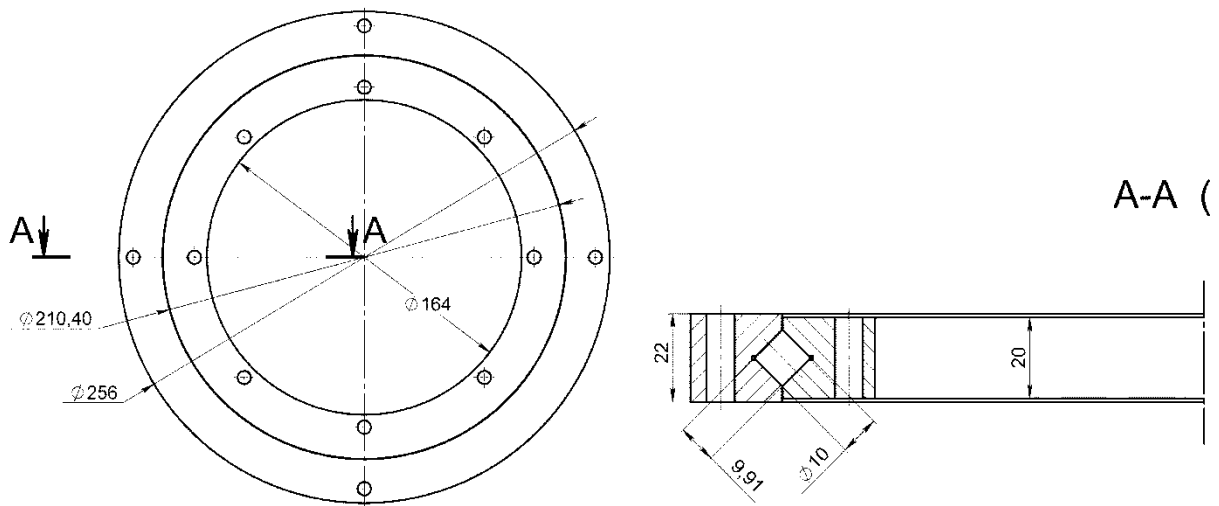


Рис. 3. Основні геометричні розміри експериментального опорно-поворотного пристрою

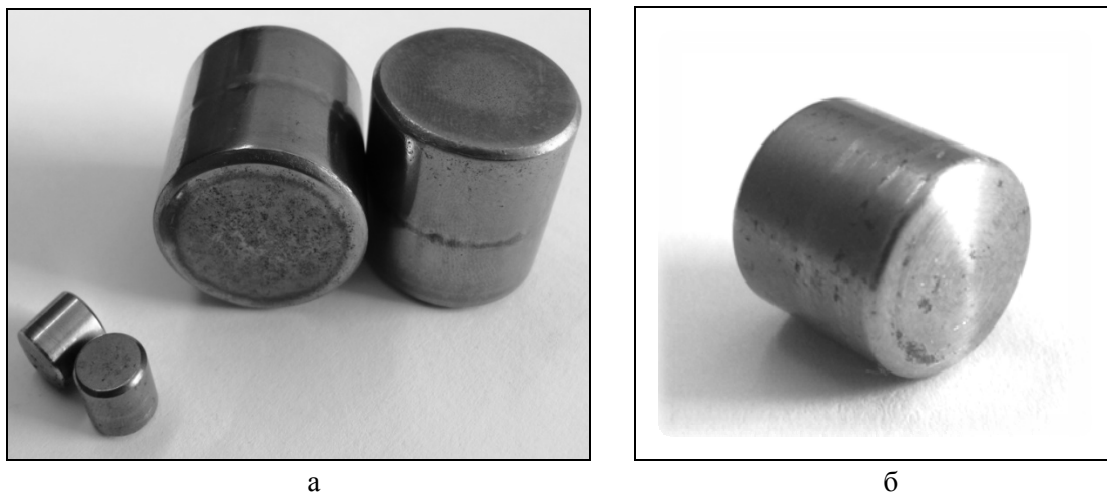


Рис. 4. Співвідношення розмірів роликів реального крана і експериментальної моделі (а), форма модифікованого експериментального ролика (б)

Паралельно з оцінкою ефекту зменшення моменту опору повороту пристрою з модифікованими роликами важливим є з'ясування інших факторів впливу модифікації роликів на його несучу здатність. Зокрема, важливим є експериментальне дослідження впливу зміни геометричних і кінематичних чинників на напружено-деформований стан елементів опорно-поворотних пристроїв автокранів

Порівняльну картину напружено-деформованого стану елементів пристрою при контактній взаємодії традиційних і модифікованих роликів та бігових кілець можна одержати методом комп'ютерного моделювання на основі методу скінченних елементів і сучасних програмних продуктів.

Запропонована твердотільна модель опорно-поворотного пристрою (рис. 5) [6] враховує реальні параметри його елементів, а саме жорсткість кілець та геометрію розташування роликів на бігових доріжках і дозволяє досліджувати вплив цих параметрів на напружено-деформований стан елементів пристрою.

Поверхні напівобойм (рис. 5) слугують доріжками кочення для циліндричних роликів. Торці будь-яких двох сусідніх роликів повернені у бік різних пар доріжок кочення. Відповідно одні ролики сприймають навантаження спрямовані донизу, інші утримують поворотну платформу від перекидання.

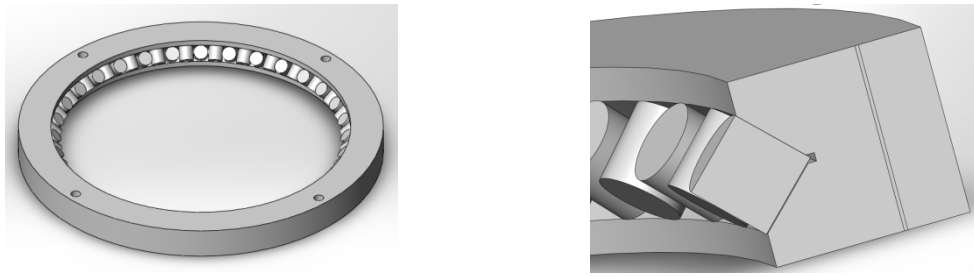


Рис. 5. Твердотільна модель опорно-поворотного пристрою (внутрішню обойму умовно знято)

Навантаження опорно-поворотного пристрою розглядається як статична реакція і момент від дії сили ваги вантажу і стріли. Зовнішня обойма зафіксована по отворах, а навантаження прикладене до внутрішньої обойми. До обойми згори прикладене рівномірне розподілене стискуюче зусилля, а до трьох крайніх отворів знизу та протилежних їм трьох отворів згори зусилля, які еквівалентні відповідному моменту (рис. 6).

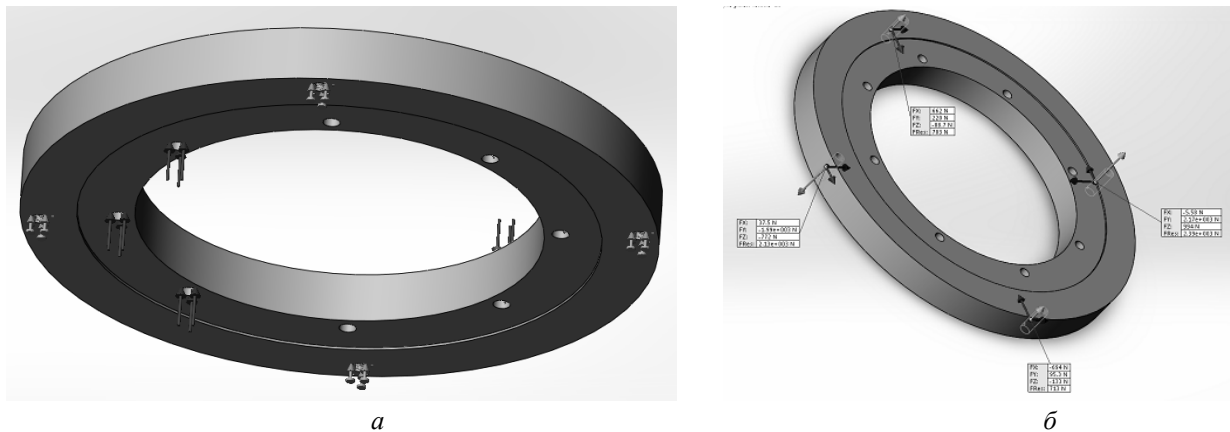


Рис. 6. Кріплення та зовнішнє навантаження обойм твердотільної моделі пристрою

Кінцевоелементна розрахункова модель, одержана на снові твердотільної моделі, показана на рис. 7.

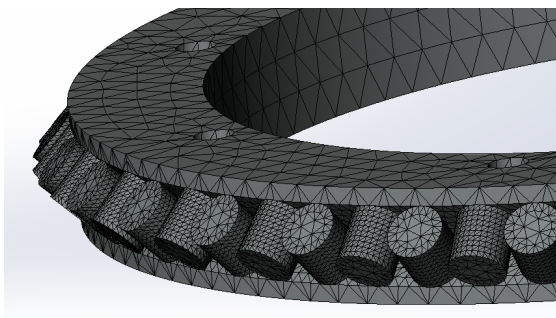


Рис. 7. Сітка кінцевоелементної моделі пристрою

Початкова сітка – це простий чотириточковий тетраедр, прийнятий з умови економії необхідних обчислювальних ресурсів комп'ютера. Розміри сітки прийняті такі: поверхня доріжки 2 мм, поверхня ролика 1 мм. Максимальний розмір елемента на ролику 3 мм, на обоймі 6 мм. За таких розмірів сітки одержимо доволі наближені значення напружень, але виявляються закономірності їх розподілу.

Результати розрахунку програмного середовища SolidWorks Simulation зображені векторною діаграмою контактного тиску на роликах та бігових доріжках опорно-поворотного пристрою, показаною на рис. 8, а, і її урупнений фрагмент – на рис. 8, б.

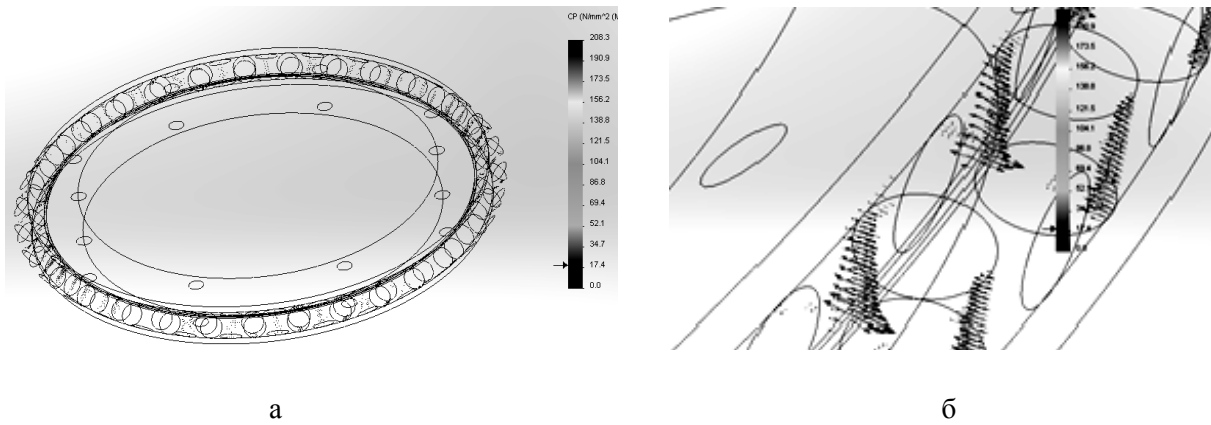


Рис. 8. Векторна діаграма контактних тисків а і її укрупнений фрагмент б

Виявлено, що навантаження на роликах розподілені нерівномірно. Як і слід було очікувати, максимуми навантажень (припадають на 3–4 ролики), розташовані вздовж осі опорно-поворотного пристрою, яка збігається з віссю стріли, і величини цих навантажень згасають до мінімумів, які розташовані на перпендикулярній осі.

Проведене комп'ютерне моделювання розподілу контактних тисків реального об'єкта і експериментальної моделі дає змогу адекватно вибирати навантаження моделі в сенсі еквівалентності контактних напружень.

Одним із недоліків, які виникають під час дослідження контактних задач за допомогою методу скінченних елементів (МСЕ), є мала ширина площадки контакту відносно розмірів самого ролика, що потребує генерування дуже щільної сітки кінцевих елементів, що в поєднанні із параметрами якісної сітки (10 вузлів на тетраедр) та нелінійністю задачі вимагає значних обчислювальних ресурсів комп'ютера. Тому задачі такого класу потребують використання потужних комп'ютерів. Однак, їх можна успішно розв'язувати на сучасних ПК, використовуючи збірні моделі тіл, що перебувають у контакті. Використання таких моделей дозволяє генерувати нерівномірну сітку, тобто сегмент, що перебуватиме в площадці контакту, можна розбити на щільнішу сітку, а розміри сегмента повинні бути дещо більшими за ширину площадки контакту, яка, до речі, теж є на початку не відомою. На рис. 9 зображено саме таку збірну модель ролика та площадки, які контактують між собою.

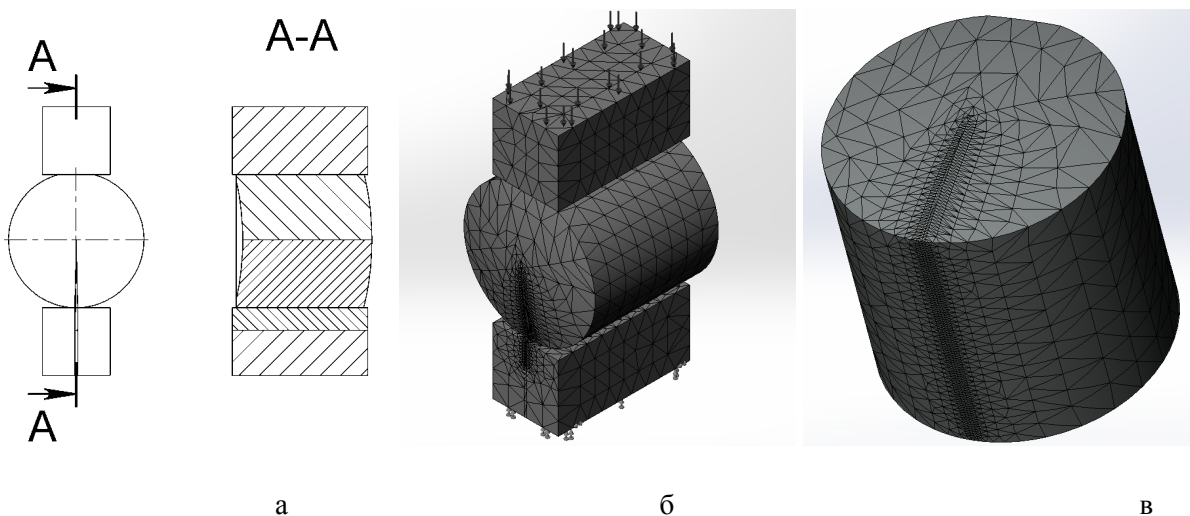


Рис. 9. Збірна 3-D модель модифікованого ролика (а) та кінцоелементна модель контактної пари (б) і ролика (в)

На рис. 10 наведено результати розрахунку головних (контактних) напружень у програмному середовищі SolidWorks Simulation [2]. Напруження концентруються в межах площадки контакту. Площа контакту є дещо більшою, ніж у теорії Герца, тому і напруження теж дещо знижені. Характер розподілу напружень відрізняється від класичного наявністю двох максимумів, які спостерігаються ближче до країв площадки.

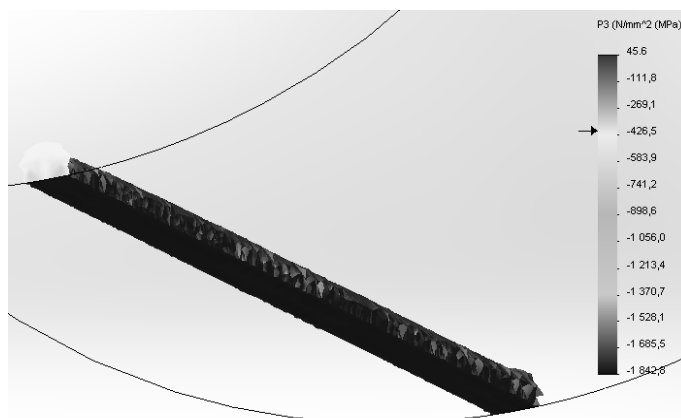


Рис. 10. Результати розрахунків (3-ті головні напруження)

Графічне відображення значень напружень у певних вузлах сітки, а саме на лінії їх максимальних значень (контактною лінії ролика наведено на рис. 11.

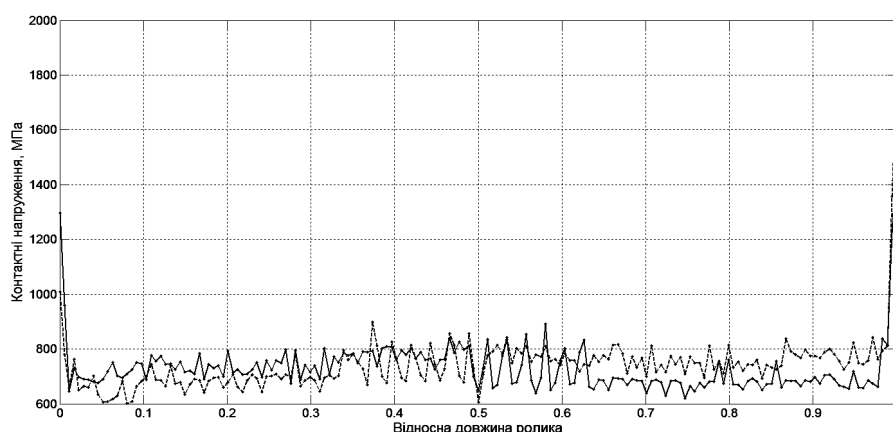


Рис. 11. Зондування напружень вздовж ролика по лініях їх максимальних значень

Оскільки значення цих напружень на обох лініях мають однаковий якісний характер, то для кращого аналізу усереднимо ці напруження. Такий графік зображено на рис. 12.

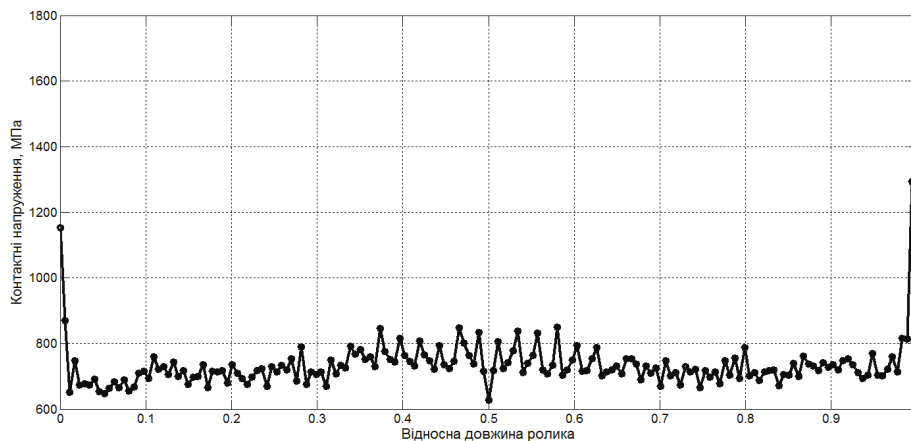


Рис. 12. Усереднені значення контактних напружень

Напруження, розподілені по довжині ролика несиметрично, а саме з внутрішнього боку, мають менші значення, і з випуклого – більші.

Для забезпечення збалансованості зовнішніх і внутрішніх зусиль у контакті ролика і компенсації похибки обчислень виконуємо певне приведення значень напружень (рис.13), враховуючи їх усереднене аналітичне значення з теорії Герца (горизонтальна лінія).

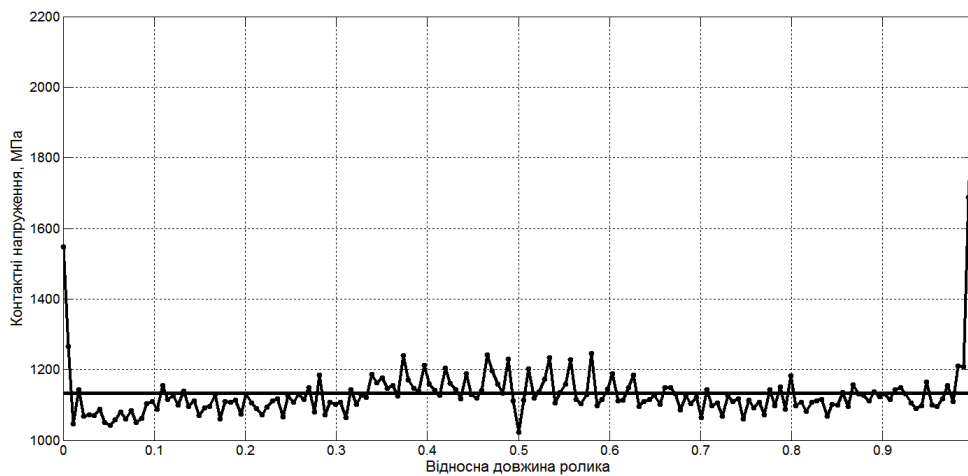


Рис. 13. Приведені значення контактних напружень

Як видно із рис. 13, на вгнутому краю ролика крайовий ефект концентрації напружень становить 37 %, а на випуклому 83 %, тобто на випуклому боці ролика вплив крайового ефекту є більше виражений, що є певним недоліком такого ролика з погляду його контактної міцності.

Для порівняльного аналізу, проведені аналогічні дослідження із таким самим роликом, торці якого плоскі, тобто ролик не модифікований. Приведені значення контактних напружень циліндричного ролика показані на рис 14.

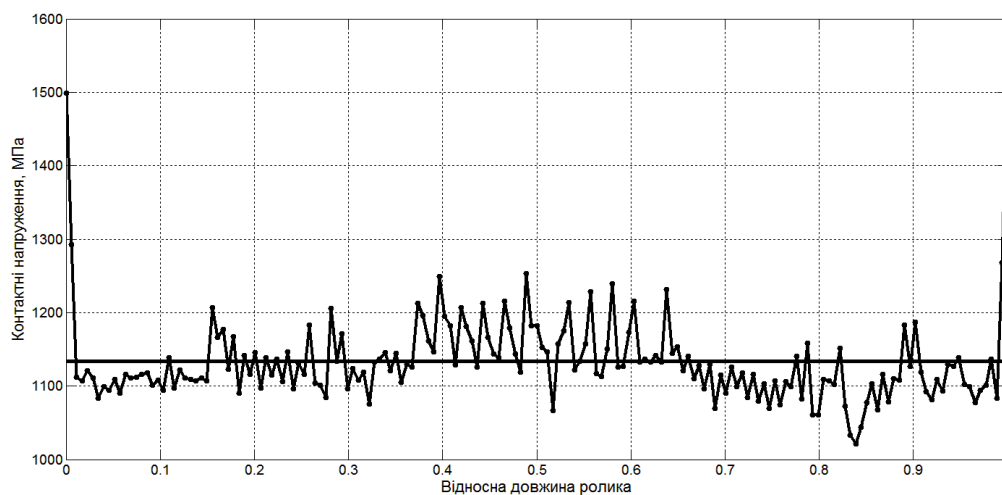


Рис. 14. Приведені значення контактних напружень циліндричного ролика

У циліндричному ролику вплив крайового ефекту майже симетричний 32,3 і 36,7 %. Тобто, можна вважати, що ввігнута сторона модифікованого ролика практично не знижує крайових напружень, а випукла їх дещо підвищує.

**Висновки.** Розглянуті питання комп'ютерного моделювання навантаження елементів опорно-поворотних пристроїв автокранів. Досліджені особливості застосування сучасних програмних

продуктів розрахунку таких елементів. Розроблена твердотільна модель опорно-поворотного пристрою з врахуванням реальних параметрів його елементів, а саме жорсткості кілець та геометрії розташування роликів на бігових доріжках для дослідження їх впливу на несучу здатність конструкції. Проведене комп'ютерне моделювання розподілу котакних тисків реального об'єкта і експериментальної моделі дозволяє адекватно вибирати навантаження моделі для еквівалентності контактних напружень. Досліджено розподіл контактних напружень по довжині традиційного і модифікованого роликів.

1. Хом'як Р.І. Опора поворотна. Геометричний синтез. – Одеса, “Подъемные сооружения. Специальная техника”, №3, 2003. – С. 12–13. 2. Алямовский А. А. SolidWorks 2007/2008. Компьютерное проектирование в инженерной практике – СПб.: БХВ-Петербург, 2008. – 1040 с. 3. Гелетій В. М., Новіцький Я. М., Федик В. В. Комп'ютерне моделювання контактної взаємодії елементів опорно-поворотного пристрою автокранів // Вісник Нац. ун-ту “Львівська політехніка”. “Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні і приладобудуванні.” 2012. – № 746, – С. 24–27. 4. Патент №79333 Україна. Опорно-повортний 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, 2013 р. 5. Гелетій В. М., Новіцький, Я.М., Федик В. В. Комп'ютерне моделювання напружено-деформованого стану модифікованого ролика опорно-поворотного пристрою автокранів // Вісник Нац. ун-ту “Львівська політехніка”. “Динаміка, міцність та проектування машин і приладів” 2013. – № 759. – С. 26–30. 6. Гелетій В. М., Новіцький, Я.М., Федик В. В. Комп'ютерне моделювання напружено-деформованого стану елементів опорно-поворотного пристрою автокранів // Вісник Нац. ун-ту “Львівська політехніка”. “Динаміка, міцність та проектування машин і приладів”. 2014. – № 788. – С. 9–12.