

# ЧАСТИНА III. МОДЕЛЮВАННЯ ТА ЗАСТОСУВАННЯ КОМП'ЮТЕРНИХ ТЕХНОЛОГІЙ В ДОСЛІДЖЕННЯХ НАДІЙНОСТІ

УДК 631.372

## ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ЛАНКИ ГУСЕНИЦІ ТРАКТОРА

Гринченко О.С., к.т.н., доц., Алфьоров О.І., к.т.н.,  
Савченко В.Б., к.т.н., доц.; Александров А.В., магистрант

*Харківський національний технічний університет  
сільського господарства ім. П. Василенка;*

*Розглянуто приклад застосування розрахункових методів оптимізації конструктивних параметрів ланки гусениці трактора для зменшення навантажень.*

**Постановка проблеми.** Основні елементи, які лімітують ресурс гусеничного рушія трактора в умовах експлуатації - гусениця і ведучі колеса [1, 2, 3]. При цьому суттєвим недоліком гусениць з металевими шарнірами є збільшення кроку, що знижує показники працездатності приводу, його ККД, а також надійність зчеплення гусениці з ведучим колесом. Причиною збільшення кроку є знос елементів шарніра гусениці: пальців і провущин ланок.

**Аналіз досліджень.** Традиційним способом підвищення ресурсу металевих шарнірів гусениць є збільшення зносостійкості провущин і пальців підбором матеріалу і зміцненням поверхневого шару пов'язаних деталей, наприклад, шляхом застосування біметалічних пальців з поверхневим шаром з високовуглецевих хромованадієвих сталей.

Результати вимірювань зносу елементів шарніра гусениці показують, що по довжині пальця знос розподіляється нерівномірно. Типова епюра зносу пальця гусениці тракторів Т-180, Т-74, ДТ-75 і ін. приведена на рис. 1.

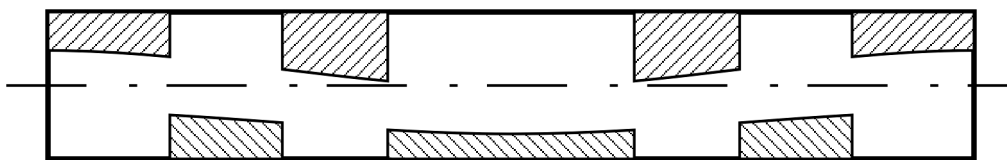


Рис.1. Епюри зносу пальця гусениці.

Величина і ступінь нерівномірності зносу для різних провущин ланки суттєво відрізняються, що вказує на вплив згинної деформації пальця. Характер зносу пальця під різними провущинами свідчить про те, що форма осі зігнутого пальця повинна бути дугою з кривизною одного знака (рис. 2).

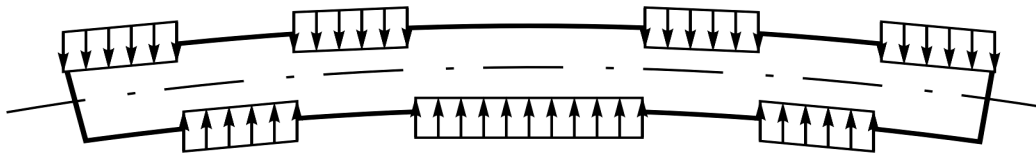


Рис.2. Вид деформованого пальця.

При цьому і згинальний момент по всій довжині пальця залишається знакопостійною величиною. Достатньо очевидно, що така форма деформації пальця не є сприятливою як з точки зору його навантаження, так і відносно нерівномірності зносу. П'яти і семипровушинні конструкції ланок, які найбільш широко застосовуються в гусеницях тракторів, дозволяють у принципі мати форму зігнутої осі пальця із знакозмінною кривизною (рис.3), що може на порядок зменшити абсолютну величину деформацій і напружень в пальці.

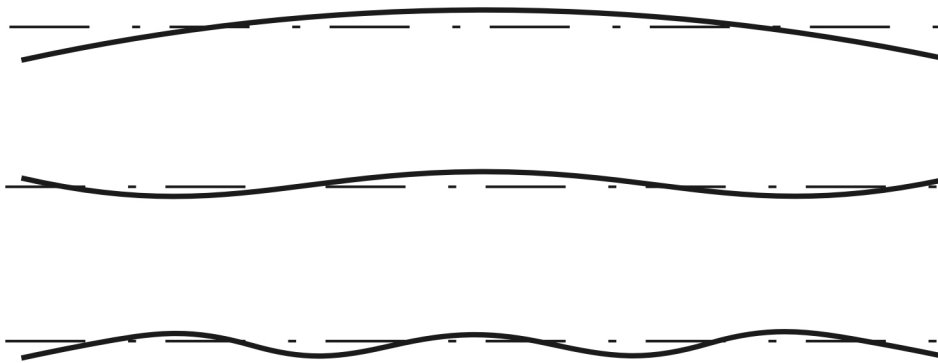


Рис.3. Форми зігнутої осі пальця.

Досягти такого ефекту можна за рахунок зміни (перерозподілу) ширини провушин в ланці, яка забезпечить вирівнювання пальця і, як наслідок, вирівнювання епюри його зносу. Це суттєво знизить і змінну складову напружень в пальці, що дозволить повною мірою реалізувати ефект від підвищуючої зносостійкості обробки поверхні, яка у ряді випадків призводить до окрихчування і зниження втомної міцності. Прикладом цьому є зокрема поява тріщин на поверхні біметалічних пальців, що зафіксовано на ХТЗ при випробуваннях. Проте можливості такого підходу обмежені, оскільки він пов'язаний із збільшенням металоемності. Раціональний вибір ширини провушин може дати більший ефект без збільшення витрат матеріалу.

**Виклад основного матеріалу.** Розглянемо оптимізацію семипровушинної ланки, яка є найпоширенішою і використовується в гусеницях тракторів Т-180, Т-74, ДТ- 75 та ін. марок [1, 3].

Розрахункова схема навантаження пальця в цьому випадку представлена на рис. 4, де  $l$  - половина довжини пальця.

Введемо в розгляд безрозмірну координату перетину  $\gamma = \frac{Z}{l}$ , яка змінюється в інтервалі  $0 \leq \gamma \leq 1$ . Довжину ділянок з розподіленням навантаженням також зручно виразити в частках величини  $l$  (див. рис.4). При цьому ліва межа третьої ділянки на схемі визначена з урахуванням тієї вимоги, щоб сумарна ширина провушин з кожної сторони ланки була однаковою.

Як показує аналіз епюри поперечної сили, варіант знакозмінної епюри

згинаючого моменту можливий за умови, що  $\beta - \frac{1}{2} > \alpha$ .

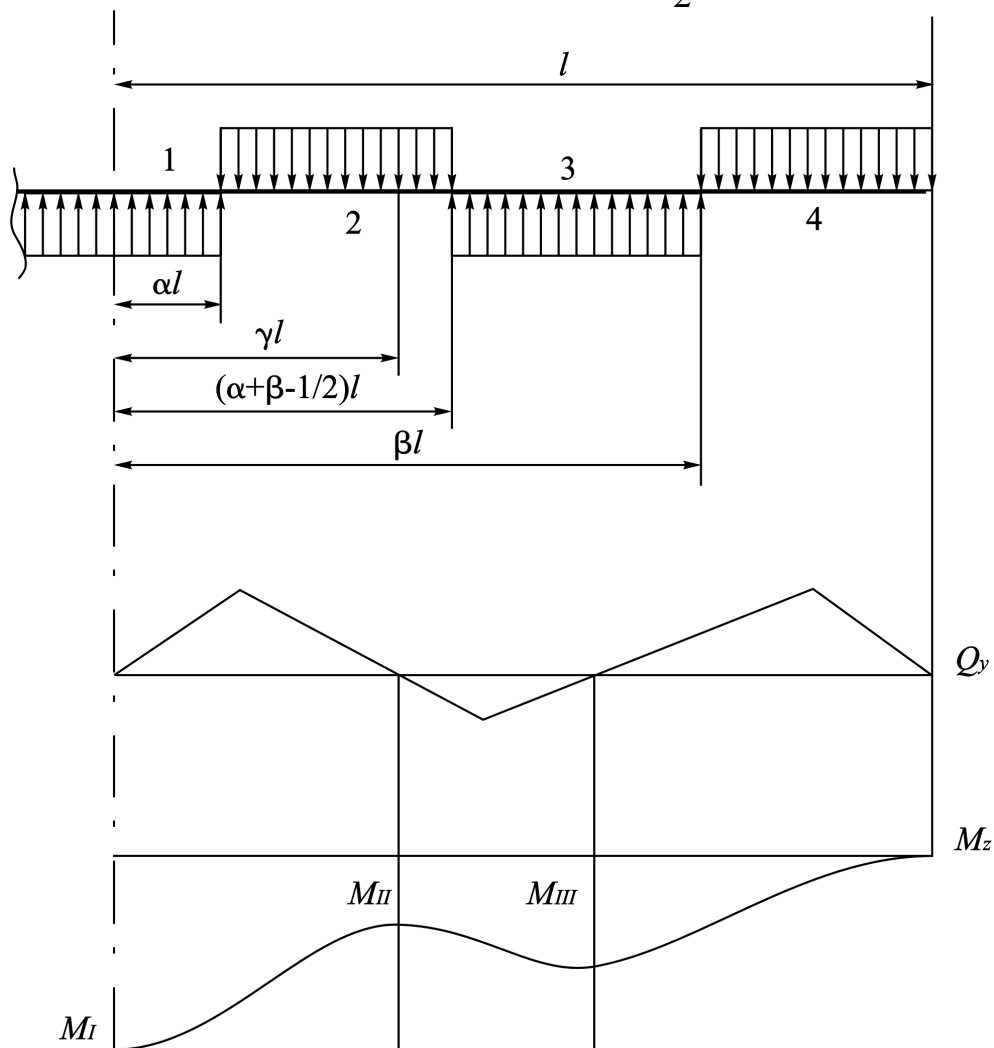


Рис.4. Схема навантажень і епюри силових чинників у разі ланки з сьома провщинами.

В цьому випадку екстремуми згинаючого моменту  $M_I$ ,  $M_{II}$  і  $M_{III}$  матимуть місце відповідно при  $\gamma = 0$ ;  $\gamma = 2\alpha$  і  $\gamma = 2\beta - 1$ .

Величини екстремальних згинаючих моментів визначаються виразами

$$M_I = ql^2 \left( \alpha + \beta - 2\alpha\beta - \frac{3}{4} \right);$$

$$M_{II} = ql^2 \left( \alpha^2 + \alpha + \beta - 2\alpha\beta - \frac{3}{4} \right); \quad (1)$$

$$M_{III} = -ql^2 (1 - \beta)^2.$$

Очевидною умовою оптимальності вибору параметрів  $\alpha$  і  $\beta$  в значенні навантаженості пальця є рівність між собою всіх екстремальних згинаючих моментів:

$$|M_I| = |M_{II}| = |M_{III}| \quad (2)$$

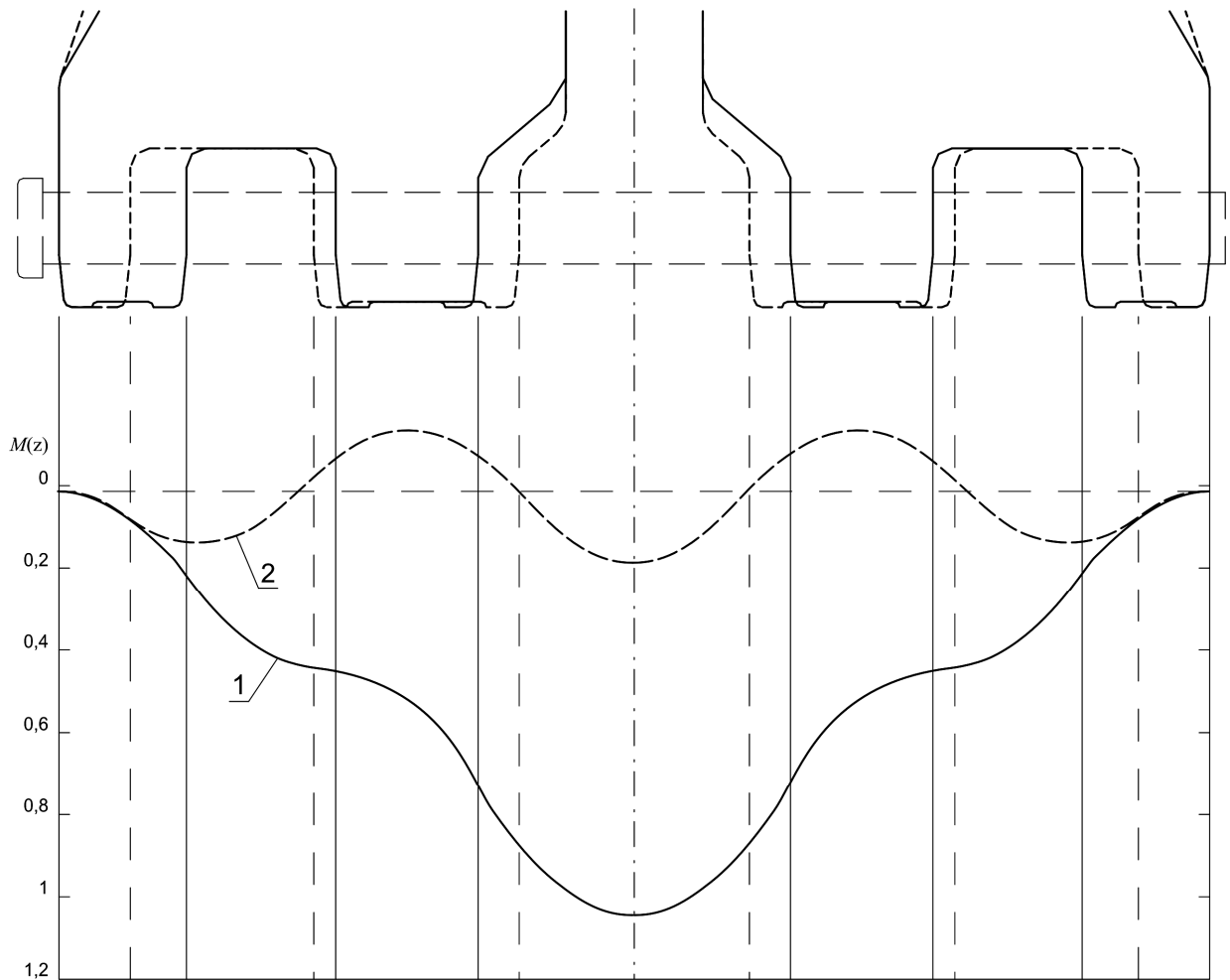


Рис.5. Епюра згинаючих моментів гусеничного пальця трактора Т-180 для серійного (1) і модернізованого (2) варіантів ланки

За допомогою (1) легко перевірити, що умови (2) виконуються при наступних значеннях параметрів  $\alpha$  і  $\beta$ :

$$\alpha_0 = \frac{4 - \sqrt{2}}{14} \approx 0,1847;$$

$$\beta_0 = \frac{1}{2} + \frac{4 - \sqrt{2}}{7} \approx 0,8694.$$

При цьому величина екстремальних згинаючих моментів складає

$$M_{\max} \approx 0,017057ql^2,$$

а ліва межа третьої ділянки (див. рис.4) повинна бути на відстані  $(\alpha_0 + \beta_0 - 0,5)l \approx 0,554l$  від середини пальця.

Аналіз результатів визначення величини прогинання пальця гусеничного ланцюга дозволив вибрати раціональне значення параметрів  $\alpha=0,1952$  і  $\beta=0,876$  для ланки гусениці трактора Т-180, які без зміни розмірів ведучих коліс забезпечують зменшення величини максимальної згінної деформації пальця в 45 разів в порівнянні з серійним варіантом конструкції ланки

( $\alpha=0,267$  і  $\beta=0,773$ ). Навантаженість пальця по згинаючому моменту при цьому знижується майже в 6 разів.

На підставі проведених розрахунків розроблена конструкція ланки гусениці трактора Т-180 з раціональними розмірами провущин рис.6. Після виготовлення дослідних зразків ефективність такого рішення може бути підтверджена випробуваннями.

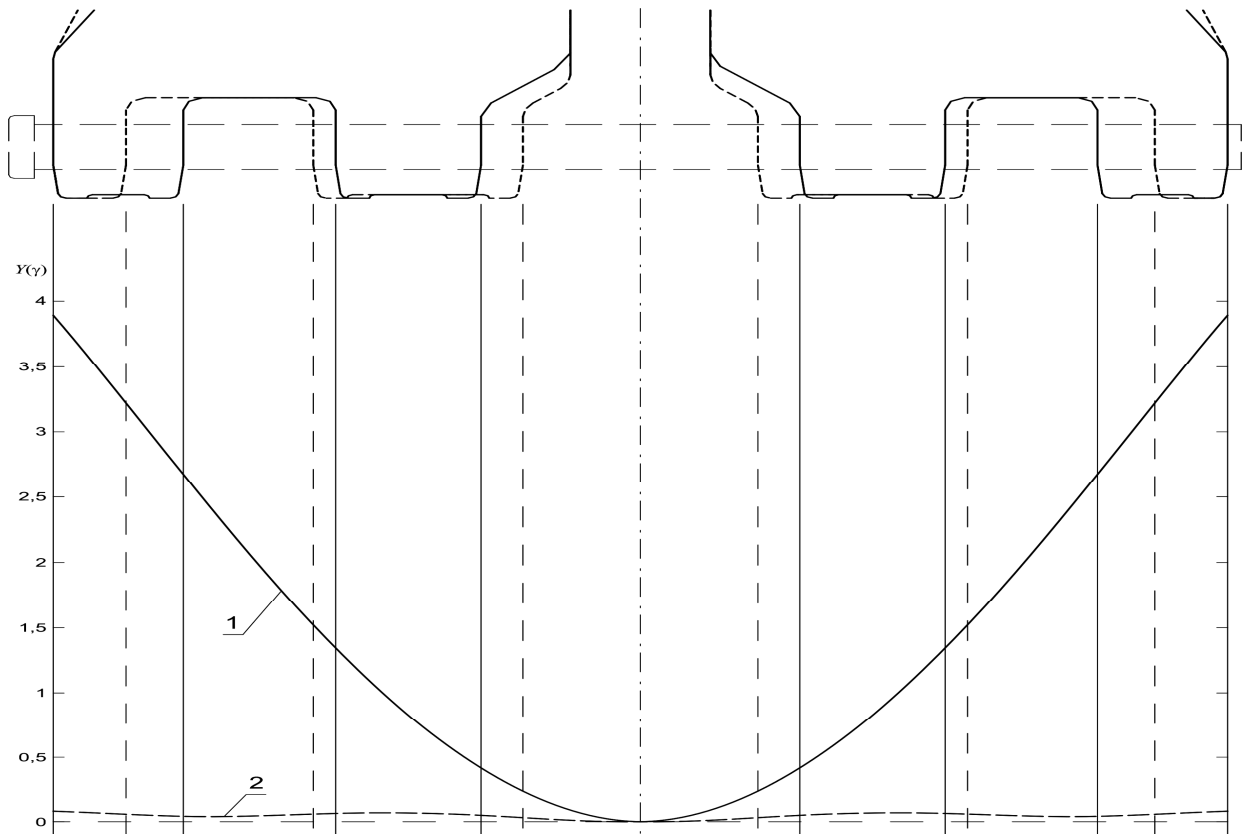


Рис.6. Пружна лінія гусеничного пальця трактора Т-180 для серійного (1) і модернізованого (2) варіантів ланки

За допомогою програмного комплексу SolidWorks [4] було відтворено модель пальця і застосовано до нього схему навантаження у відповідності із серійною та модернізованою схемою розташування провущин. Це дозволило отримавши візуальні моделі напружень та переміщень для кожного з розглянутих варіантів. Маючи ці моделі зручно проводити порівняльний аналіз форми і величини деформацій пальця гусениці. Нижче наведені результати розподілу та прикладення навантаження для обох варіантів моделей.

Модель, зображена на рис.7. показує розподіл напружень при серійному варіанті ланки гусениці.

Якщо раціонально перерозподілити довжину ділянок пальця то ми отримаємо зменшення величини згинної деформації пальця майже в 45 разів без збільшення витрат матеріалу.

Аналіз навантаженості пальця у серійному (рис.7.) і модернізованому (рис. 8.) варіантах виконання трака показує, що максимальне напруження у пальці при модернізації трака знижується не менш, ніж у 6 разів.

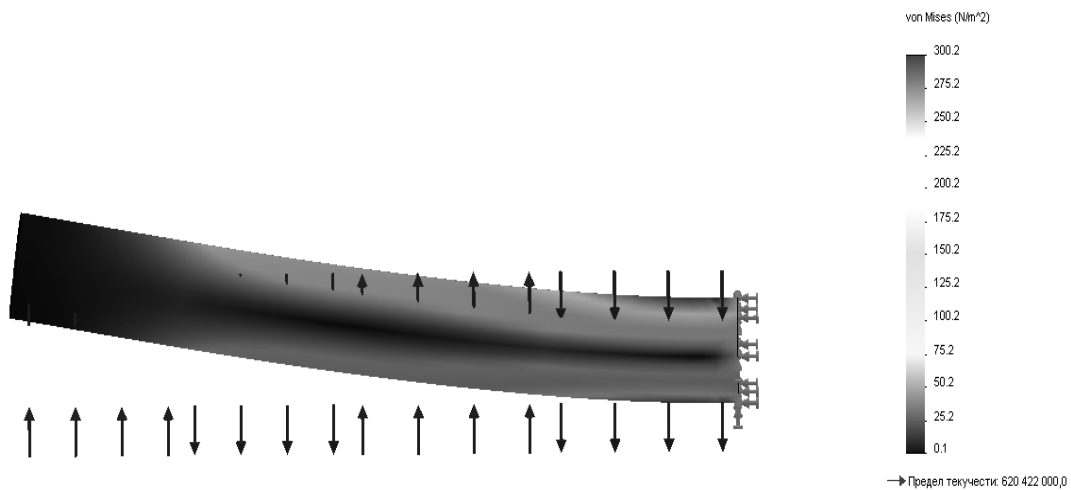


Рис.7. Скінченно-елементна модель навантаження пальця у серійному варіанті ланки гусениці

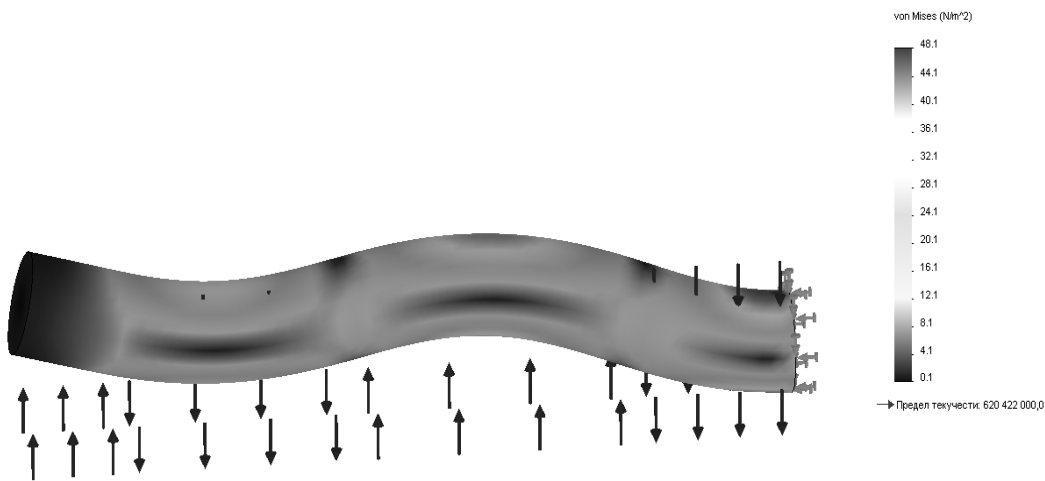


Рис.8. Скінченно-елементна модель навантаження пальця у модернізованого варіанта ланки гусениці

Далі наведені результати аналізу деформативності пальця серійного та модернізованого варіантів ланки гусениці (рис. 9, рис.10.).

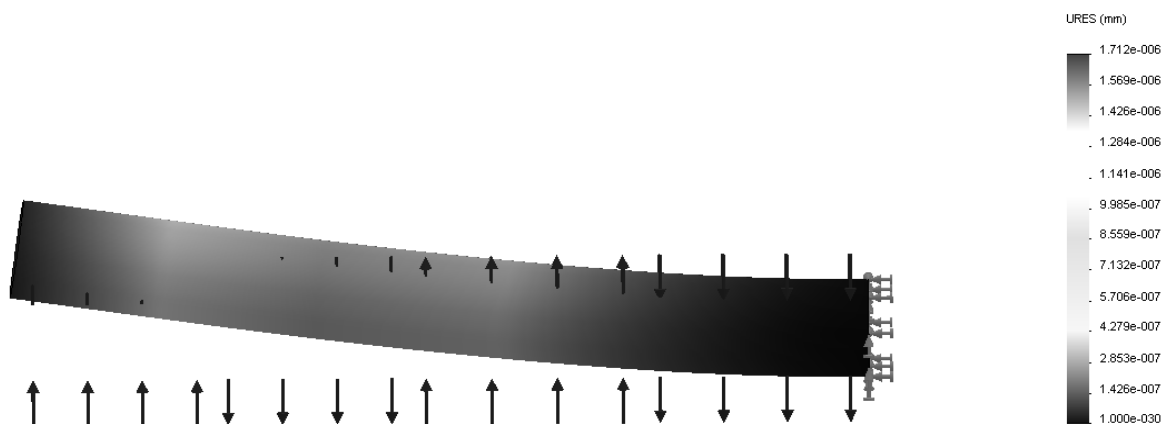


Рис.9. Скінченно-елементна модель розподілу переміщення при серійному варіанті ланки гусениці

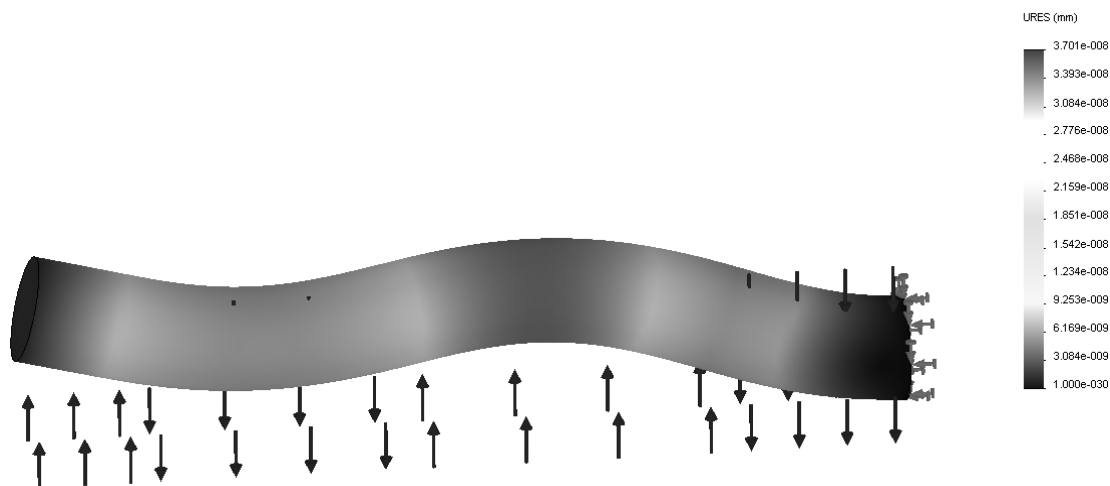


Рис.10. Скінченно-елементна модель розподілу переміщення у модернізованому варіанті ланки гусениці

**Висновок.** Аналіз деформативності пальця у серійному (рис.9.) та модернізованому (рис.10.) варіанті конструкції трака показує, що максимальна деформація пальця у модернізованому варіанті зменшується не менш, ніж у 46 разів.

Таким чином, обрані розміри провущин модернізованої ланки гусениці забезпечують багаторазове зниження напружень і деформацій пальця.

#### Список використаних джерел

1. Міцність та надійність машин. В.-Я. Анілович, О.С. Грінченко, В.В. Карабін; За ред. В.Я. Аніловича, - Київ.: Урожай, 1996р.
2. Платонов В.Ф. Динамика и надежность гусеничного движителя, М., Машиностроение, 1973. (ХИМЭСХ) 621.019 ПЗ7
3. Васильев П.Д. Расчет напряженности звеньев и пальцев гусеничных цепей. «Тракторы и сельхозмашины», 1959, №11.
4. Алямовский А.А. SolidWorks/COSMOSWorks. Инженерный анализ методом конечных элементов. - М.: ДМК Пресс, 2004. - 432с.

#### Аннотация

### ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЗВЕНА ГУСЕНИЦЫ ТРАКТОРА

Грінченко О.С., Алферов А.И., Савченко В.Б.

*Рассмотрен пример применения расчетных методов оптимизации конструктивных параметров звена гусеницы трактора для уменьшения рабочих нагрузок.*

#### Abstract

### OPTIMIZATION OF STRUCTURAL PARAMETERS OF LINK OF CATERPILLAR OF TRACTOR

Grynchenko O.S., Alferov A.I., Savchenko V.B.

*Considered example of application method of optimization structural parameters of link track of tractor for diminishing workloads.*