

**АНАЛІЗ НАДІЙНОСТІ І ПРОГНОЗУВАННЯ РЕСУРСУ  
ВТОМИ ПНЕВМАТИЧНОЇ ШИНИ  
З ВИКОРИСТАННЯМ ДВОМАСШТАБНОГО  
СУБМОДЕЛЮВАННЯ**

**Ларін О. О., к.т.н., доц.; Петрова Ю. А.**  
*Національний Технічний Університет «ХПІ»*

*В ході даної роботи був проведений аналіз надійності і визначено ресурс пневматичної шини. Були створені геометрична та скінчено-елементна моделі з урахуванням ортотропії механічних властивостей у гумово-кордних шарах. Для отримання достовірних результатів по напруженням, був використаний підхід комп'ютерного двомасштабного субмоделювання.*

**Ключові слова:** *ресурс пневматичної шини, пошкоджуваність утоми, субмоделювання, циклічне деформування.*

**Вступ.** В сучасному машинобудуванні важливе місце займають питання аналізу і прогнозу надійності елементів машинобудівних конструкцій. Зокрема актуальними є дослідження спрямовані на оцінку ресурсу різних елементів транспортних засобів (ТЗ). Це в повному обсязі відноситься до пневматичних шин, як важливого елемента ходової частини ТЗ. Від параметрів шини залежать експлуатаційні та функціональні характеристики ТЗ, безпека його руху [1].

Традиційні інженерні підходи до визначення основних експлуатаційних показників шин засновані на експериментальних (стендових та дорожніх) випробуваннях та теоретичному моделюванні із застосуванням методу скінчених елементів (МСЕ). Експериментальні дослідження є коштовними та дають результати лише по інтегральним та усередненим показникам. Тому у сучасній практиці проектування пневматичних шин все більше застосовується комп'ютерне моделювання [2].

Надійність шин визначаються особливостями деформування, що виникає під час її роботи, характером контакту шини з дорогою, значеннями напружено-деформованого стану (НДС) і характером розподілу напружень у зоні контакту.

Чисельні розрахунки даної задачі ускладнюються низкою особливостей, а саме, наявністю шарів з ортотропними властивостями матеріалу [3-5], геометричної нелінійності, нелінійності фізичних співвідношень для гумових матеріалів, контактної взаємодії. Врахування всіх цих особливо-

стей, призводить до суттєвої нелінійності математичної моделі.

Проте нехтування нелінійними ефектами неприпустимо. Так, досвід попередніх результатів вивчення даного об'єкту показує, що, наприклад, неврахування геометричної нелінійності дає похибку обчислень близько 30%, навіть у визначенні статичного прогину [3].

Для вирішення вище зазначених проблем, в даній роботі запропоновано використати метод субмоделювання.

**Метою роботи** є аналіз надійності і прогнозування ресурсу шини, шляхом проведення комп'ютерного моделювання напружено-деформованого стану пневматичної шини, що виникає внаслідок навантаження внутрішнім тиском та в контакт з дорожнім покриттям, на основі 3D SE моделей, що враховують багат шарову структуру і ортотропію механічних властивостей.

**Об'єкт, що досліджується.** В даній роботі проводиться дослідження пневматичної шини марки 215/55R16. В ході моделювання враховувались основні особливості конструкції, характеристики матеріалів та їх неоднорідність тощо. Зокрема враховувалось, що конструкція пневматичної шини складається з різних за властивостями і функціональному призначенню шарів (рис.1,а).

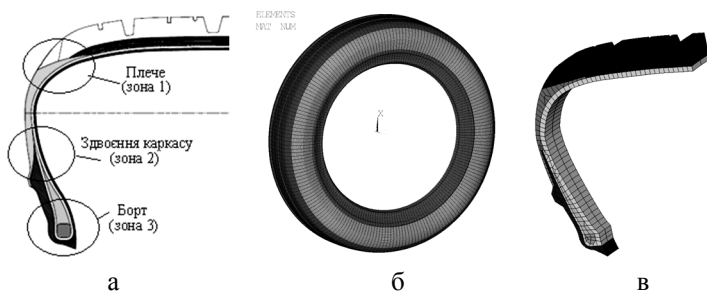


Рис. 1. Пневматична шина, що досліджується: а - внутрішня будова, б, в - об'ємна SE модель та її сегмент

Показники механічних характеристик окремих шинних матеріалів помітно відрізняються один від одного і тому в даній роботі всі вони явним чином враховувались в SE моделях [4].

Враховується геометрична нелінійність. Модель і спосіб задання механічних властивостей докладніше у [4].

Значну особливість даної конструкції також становить наявність композитних гумово-кордних шарів, які представляють собою гумову матрицю з текстильним (каркас) та металевим (брекер) кордом. Механічні властивості цих шарів наведені в [4].

Важливою частиною моделювання даної конструкції є проблема урахування криволінійної ортотропії механічних властивостей в гумово-кордних шарах. Для вирішення цієї проблеми було введено локальні фінітно-тороїдальні системи координат, в яких напрямки осей повторюють геометрію відповідних шарів [4].

**Скінчено-елементне моделювання.** Основні розрахункові дослідження проводились основі повної СЕ моделі шини, з урахуванням відмічених особливостей. Розмірність цієї СЕ - сітки є максимально можливою, за якої досягається збіжність чисельного розв'язку.

При побудові об'ємної СЕ моделі використовується восьмивузловий твердотільний СЕ із 3 ступенями свободи у вузлі.

В якості кінематичних граничних умов виступає жорстке обмеження переміщень зовнішньої поверхні бортової стрічки, що імітує взаємодію з диском. Деформування шини аналізувалось в рамках її контактної взаємодії із дорожнім покриттям. Враховуються наявність площини симетрії.

Відповідно до підходу багатомасштабного моделювання побудова СЕ-моделей здійснюється у кілька етапів.

Спочатку створюється СЕ модель з такою сіткою, яка цілком достатня для адекватного опису основних особливостей силової дії і виділення зон великих деформацій, але є недостатньо дрібною, щоб отримати достовірні результати по характеристикам НДС.

На другому етапі в якості субмоделі був виділений сегмент у 45 градусів з повної моделі шини, яка була розрахована на попередньому етапі. Для цієї моделі створена нова значно подрібнена сітка (кількість СЕ сегменту дорівнює кількості СЕ всієї шини).

На третьому етапі субмоделювання з 45-градусного сегменту виділяються дві ще менші – 10-градусні сегменти за аналогічною процедурою.

Докладніше даний підхід і його реалізація описані у попередній роботі [6].

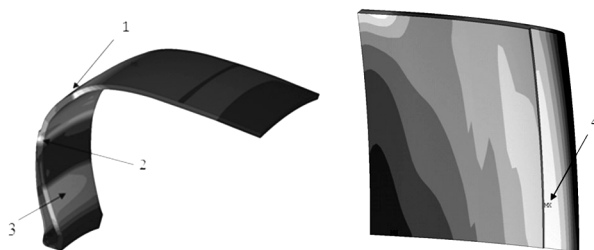


Рис.2. Зони найбільших деформацій каркасу та брекеру:  
1 - плечова зона каркасу; 2 - здвоєння каркасу; 3 - бортова зона каркасу, 4 - брекер

Аналіз отриманих даних по НДС елементів шини дозволяє визначити, що найбільш навантаженими є каркас та брекер, у яких можна виділити чотири зони найбільших деформацій (3 у шарі каркасу та 1 у шарі брекера, (рис.2). Ці зони відповідають наступним областям: плечовій (каркас та брекер), бортовій (каркас) та місцю здвоєння каркасу. Бортова зона має найбільші деформації на секторі (0-10)°. А решта областей відповідно на секторі (30-40)°.

Для виділених зон було проведено перерахунок напружень та побудовані цикли напруженого стану [5]. Слід відзначити, що шкала напружень у відносних одиницях. Поточні напруження віднесені до границі міцності. Для полегшення аналізу продемонстровані цикли напруженого стану у полярних координатах.

На рис.3 зображено цикл напруженого стану корду брекера. Максимальні напруження зафіксовано вздовж ліній з окружною координатою 42 і 324 градуси, що також відповідають зміні області контакту на безконтактну (але ближче до контактної, ніж у попередньому випадку).

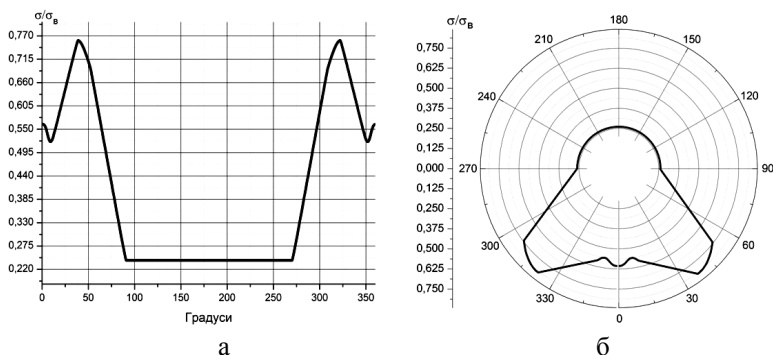


Рис.3. Цикл напруженого стану корду брекера: а - у декартовій системі координат, б - у полярній системі координат

**Аналіз надійності. Пошкоджуваність.** В ході попередніх розрахунків було отримано цикли напружень в найбільш деформованих зонах. Таким чином, під час експлуатації дана конструкція працює в умовах циклічного навантаження. Вивчення цих процесів виконується експериментально. Останнє визначає необхідність імовірнісних постановок при моделюванні накопичення пошкоджуваності у матеріалі.

Разом із тим цикли, що показано на рис.3 мають випадкову частоту повторюваності, оскільки залежать від швидкості руху ТЗ.

У даній роботі використовується підхід континуальної механіки пошкоджуваності. Таким чином, передбачається, що циклічне навантаження призводить до накопичення пошкоджуваності  $D$ , яка вводиться відпо-

відно до теорії Работнова-Качанова, в рамках гіпотези ізотропної пошкоджуваності.

Амплітуди напружень  $\sigma_a$  були представлені як ефективні  $\tilde{\sigma}$  в рамках теорії континуальної механіки пошкоджуваності.

$$\tilde{\sigma}_a = \frac{\sigma_a}{1-D}, \quad (1)$$

Даний вираз обмежує параметр пошкодження в межах  $0 \leq D \leq 1$ .

У пневматичній шині спостерігається квазістатичне циклічне навантаження з фіксованою амплітудою і середнім значенням напруження, але з випадковою частотою. У цьому випадку процес накопичення втомної пошкоджуваності може бути описано наступним рівнянням

$$\frac{d}{dt} D = \left( \frac{\sigma_a}{\sigma_f} \right)^m \frac{\omega(t)}{\sigma_f^m N_0 (m+1)}, \quad (2)$$

де  $\omega(t)$  є стаціонарним випадковим процесом, з відомими характеристиками, що визначаються зі статистики зміни швидкості руху ТЗ.  $m$  є параметром кривої Веллера ( $S-N$ ),  $\sigma_f$  – межа втоми,  $N_0$  – базове число циклів до руйнування.

Розв'язком даної задачі є знаходження щільності ймовірності пошкоджуваності, визначення якої більш докладно описано в роботі, де для неї було отримано аналітичний вираз [6].

$$f_D(D, t) = \frac{(m+1)(1-D)^m}{\sqrt{2\pi Var[U(t)]}} \exp\left(-\frac{(1-(1-D)^{m+1} - (U(t)))^2}{2Var[U(t)]}\right), \quad (3)$$

де  $\langle U(t) \rangle$ ,  $Var[U(t)]$  - середнє значення та дисперсія функції  $U(t)$ , що була додатково введена, і визначаються за формулами:

$$\langle U(t) \rangle = \psi(\omega) t \quad (4)$$

$$Var[U(t)] = \frac{2\psi^2 Var[\omega]}{\lambda} t \quad (5)$$

де  $\psi = \frac{\sigma_a^m}{\sigma_f^m N_0}$ ,  $1/\lambda$  – час кореляції. Середня частота виражається через середню швидкість наступним чином  $\langle \omega \rangle = \frac{v}{\pi \cdot d}$ . Середньоквадратичне відхилення частоти виражається як  $\sigma_w = \frac{\sigma_v}{\pi \cdot d}$ . Дисперсія частоти має наступний вигляд  $Var[\omega] = \sigma_v^2$ .

Таким чином за відомими з теорії ймовірності формулами можуть бути розраховані математичне очікування і дисперсія пошкоджуваності

визначаються як:

$$\langle D(t) \rangle = \int_{-\infty}^{\infty} D \cdot f_D(D, t) dD \quad (6)$$

$$var[D(t)] = \int_{-\infty}^{\infty} [D - \langle D(t) \rangle]^2 \cdot f_D(D, t) dD \quad (7)$$

Під час розрахунку ресурсу шини в даній роботі були використані дані Європейської комісії з транспорту про міський рух ТЗ.

Таблиця 1 Статистичні дані про міський рух транспорту

Середня швидкість руху, v	34.83 км/год ;
С.к.в. швидкості, $\sigma_v$	30.72 км/год
Час кореляції, 1/ $\lambda$	180 с

У даній роботі приймається, що в місяці 22 дні по 8 робочих годин.

Визначення середньої амплітуди напружень в брекері проводилось безпосереднім усередненням напружень по вузлах моделі.

Згідно вище зазначеного і використовуючи формулу (7) отримаємо функцію розподілу пошкоджуваності.

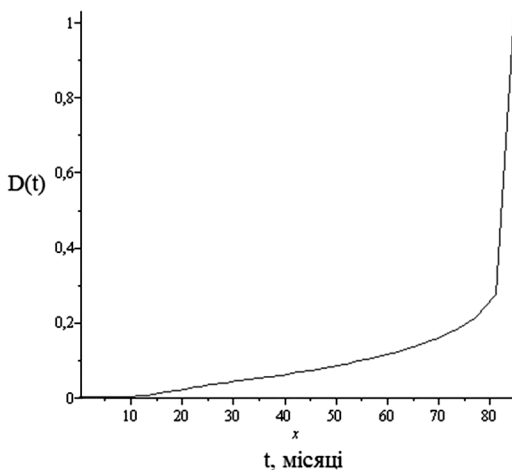


Рис.4. Залежність пошкоджуваності від часу

Згідно проведених розрахунків ресурс шини при багатоцикловому навантаженні становить 84 місяці, що цілком співпадає з терміном служби вказаним виробником.

**Висновки.** В ході даної роботи були змодельовані геометрична та SE моделі пневматичної шини, з урахуванням ортотропі механічних властивостей у гумово-кордних шарах (каркас і брекер). Таке моделювання було здійснено за допомогою введення локальних фінітно-тороїдальних систем координат. Були проведені розрахунки і отримані результати НДС шини під дією внутрішнього тиску. Проведений розрахунок контактної задачі. Було здійснено аналіз надійності пневматичної шини за допомогою теорії пошкоджуваності і прогнозування ресурсу.

### Список використаних джерел

1. *Rao Shiguo*, Mechanical properties and failure behavior of cord/rubber composites / *Shiguo Rao Isaac M. Daniel, Emmanuel E. Gdoutos*. // Applied Composite Materials 11, 2004. – pp. 353–375.
2. *S. V. Sheshenin*, Three-Dimensional Modeling of Tires/ *Sheshenin S. V.*, // Mechanics of Solids, Vol. 42, No. 3, 2007. – pp. 338–345.
3. *A. Kondricova*, Modeling of contact interaction of pneumatic tire subject to geometric and physical nonlinearity of deformation / *Kondricova A., Larin O.* // // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Dynamics and strength of machines №52 – Kharkiv: NTU "KhPI", 2011.
4. *Petrova Yu.*, Two-scale approach to modelling of pneumatic tyres/*Petrova Yu., Mateichyk., Larin O.*// Systems and means of motor transport. Selected problems. – Monographia N 4. Seria: Transport. – Rzeszow: Politechnika Pzeszowska Im. Ignacego Lukaszewicza, 2013. – Pp. 123-128.
5. *Ю.А Петрова*, Визначення циклів напружень елементів пневматичної шини з використанням процедури субмоделювання / *Петрова Ю.А, Ларін О.О* // Вісник НТУ «ХПІ», №57, серія: динаміка і міцність машин.- Харків: НТУ «ХПІ», 2014.- С. 37-49.
6. *O.O. Vodka*, The fatigue life-time propagation of the connection elements of long-term operated hydro turpines considering material degradation/. *Larin O.O, Trubayev O.I., Vodka O.O.* //Вестник ПНИПУ. - 2014. – С. 164-190.

### Аннотация

#### АНАЛИЗ НАДЕЖНОСТИ И ПРОГНОЗИРОВАНИЕ УСАЛОСТНОГО РЕСУРСА ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ШИНЫ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ДВУМАСШТАБНОГО СУБМОДЕЛИРОВАНИЯ

Ларин А.А., Петрова Ю. А.

*В ходе данной работы был проведен анализ надежности и определение ресурса пневматической шины. Были созданы геометрическая и ко-*

*нечно-элементная модели шины, с учетом ортотропии механических свойств в резинокордных слоях. Для получения достоверных результатов по напряжениям использовался подход компьютерного двумасштабного субмоделирования.*

## **Abstract**

### **ANALYSES OF RELIABILITY AND LIFETIME PREDICTION USING DOUBLE-SCALE SUB- MODELING**

**Larin O.O., Petrova Yu.**

*The reliability analyses and lifetime prediction were carried out in this investigation. The geometric and finite-element models of pneumatic tire were created. The orthotropic mechanical properties of reinforced layers have been taken to account. The double-scale computer sub-modeling approach was used to obtain reasonable results on tire deformation.*