

УДК 629.11.012.55

Арефін Ю.В.¹, Ларін О.М., д.т.н.², Ларін О.О., к.т.н.³, Субочев О.І., к.т.н.⁴

1 – Донецький індустріальний технікум, м. Донецьк

2 – Національний університет цивільного захисту України, м. Харків

3 – Національний технічний університет «ХПІ», м. Харків

4 – Автомобільно-дорожній інститут ДВНЗ «ДонНТУ», м. Горлівка

ВИЗНАЧЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ПНЕВМАТИЧНОЇ ШИНИ НА ОСНОВІ ТРИВИМІРНОЇ НЕЛІНІЙНОЇ МОДЕЛІ

Запропоновано лінійні та геометрично нелінійні тривимірні моделі пневматичних шин, що враховують її багатошарову структуру та особливості механічних характеристик кожного шару. Проведено дослідження статичного напружено-деформованого стану шини на основі обох моделей для навантаження внутрішнім тиском із різною величиною.

Вступ

Пневматична шина є одним з найважливіших елементів ходової частини автотранспортних засобів, технічний стан якої істотно позначається на безвідмовності та довговічності останніх [1]. Створення надійних пневматичних шин базується на реалізації цілого комплексу заходів на стадіях проектування, виготовлення, монтажу та експлуатації транспорту [2].

Отже, однією з найважливіших вимог до пневматичних шин є їх надійність, яка визначається властивостями самої конструкції і умовами її експлуатації [1–4]. Прогнозування надійності та ресурсу є складною проблемою, для вирішення якої необхідно послідовно поставити і вирішити декілька часткових завдань. По-перше, це задача аналізу міцності конструкції з урахуванням реальних експлуатаційних умов її роботи, по-друге, це задача визначення і аналізу можливих відмов системи і, нарешті, по-третє – визначення самої надійності шини (прогноз її ресурсу і його характеристик) [5].

Розв'язання жодної з відмічених задач не можливо без попередньої оцінки існуючих рівнів навантажень і типів відмов. Головними причинами виходу шин з експлуатації є: руйнування через виробничі дефекти; механічні ушкодження в експлуатації; втомні руйнування в елементах шин; знос протектора [6].

Таким чином, основні види руйнування гум в елементах пневматичних шин пов'язані з явищами, що виникають в результаті динамічних циклічних деформацій їх елементів при коченні по дорозі. Повний комплекс навантажень, що впливають на шину, що рухається, це і внутрішній тиск, і вертикальне навантаження від ваги автомобіля, і вплив нерівностей дорожнього покриття, і температурне поле, що виникає в процесі деформації самих елементів шини і при їх фрикційній взаємодії з дорогою.

На жаль, сучасний рівень математичного та комп'ютерного моделювання не дозволяє розглядати одночасно увесь комплекс навантажень. Навіть проста чисельна симуляція такої задачі дуже складна і повною мірою на сьогодні не можлива. Більше того, враховуючи суттєву нелінійність поведінки шинних матеріалів, великі переміщення та структурну нелінійність, що обумовлена контактом, взаємодією протектора із дорогою [7], можна стверджувати, що динамічні процеси, які будуть відбуватись під час експлуатації шини є дуже різноманітними, комплексними та вельми складними, що робить неможливим аналіз їх закономірностей, формувань, дослідження їх зміни за варіації параметрів конструкції та зовнішніх чинників. У зв'язку з цим на сучасному рівні розвитку теоретичних і прикладних інженерних підходів розрахунок шини реалізується поетапно: статичний напружено-деформований стан (НДС), аналіз лінійних коливань (у детермінованій і ймовірнісній постановці), аналіз виму-

шених коливань, завдання визначення теплоутворення, аналіз кінетики росту пошкоджувальності та визначення ресурсу шини.

При цьому на кожному подальшому етапі шина повинна розглядатися як заздалегідь напружена конструкція. Особливо це стосується питань, пов'язаних із задачами динаміки. Дійсно статичний деформований стан визначає положення рівноваги системи, навкруги якого розглядаються коливальні процеси, а початкові напруження здатні здійснювати роботу на виникаючих динамічних деформаціях, а отже, можуть відбитися на жорсткості конструкції [8].

Таким чином, попри те, що надійність і міцність пневматичної шини в першу чергу визначаються її динамічною поведінкою, найважливішим етапом аналізу є розв'язання задачі статичного деформування. При цьому точність розв'язання цієї задачі має виняткову важливість, оскільки її результати використовуються надалі при побудові динамічних моделей і при формуванні моделі накопичення пошкодження, тобто неточність у визначенні НДС заздалегідь вносить похибку в подальші дослідження.

Розробка комп'ютерної моделі пневматичної шини

Під час розв'язання задачі формування напружено-деформованого стану в пневматичних шинах, що формується внаслідок дії внутрішнього тиску, було використано тривимірне моделювання із застосуванням методу скінчених елементів (МСЕ). Даний підхід дозволяє визначати НДС в усіх елементах шини з урахуванням її складної геометрії, багатошарової структури з різними механічними властивостями окремих шарів, а також наявності принципово тривимірних елементів протектора. На рисунку 1 представлено СЕ модель, що побудована з використанням тривимірних 8-вузлових ізопараметричних елементів з трьома ступенями свободи у вузлі.

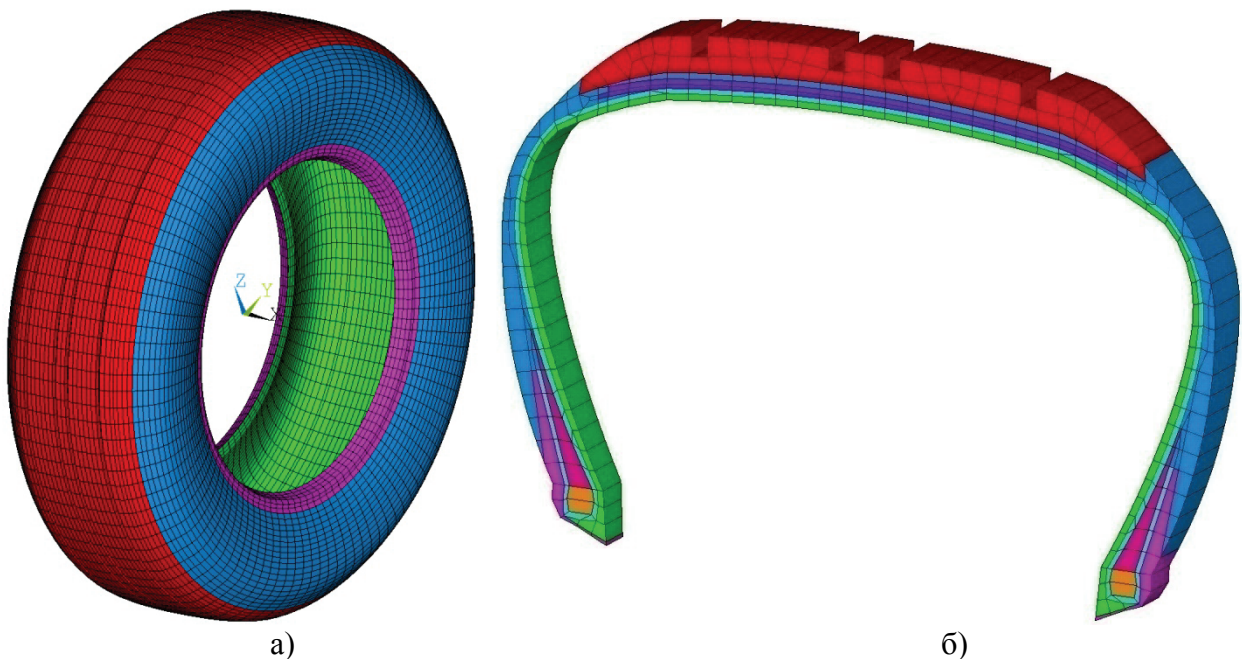


Рис. 1. Скінчено-елементна модель пневматичної шини
а) – загальний вид повної моделі; б) – виділений сектор СЕ моделі

Створена СЕ модель враховує різні властивості окремих шарів, що складають профіль шини (рис. 1 б). У таблиці 1 представлено механічні характеристики різних матеріалів шини [9].

Таблиця 1

Механічні властивості основних гумових сумішей, що використовуються в сучасних пневматичних шинах легкових автомобілів

Призначення гумової суміші	модуль Юнга	модуль зсуву	границя міцності	подовження розриву
	$E, \text{МПа}$	$G, \text{МПа}$	$\sigma_b, \text{МПа}$	$\delta, \%$
Герметичний шар	3	1	7,8	350
Каркас	6	2	19,6	400
Шнур наповнювача	16	5,3	9,8	150
Бортове кільце	16	5,3	11,3	130
Боковина	3,74	1,25	14,7	550-750
Брекер	6	2	19,6	350
Підпротекторний шар	3	1	16,7	490-650
Протектор	3	1	15,7	400

Коефіцієнт Пуасона гумових матеріалів $\nu = 0,49$

Щільність гумових матеріалів $\rho = 1200 \text{ кг/м}^3$

Разом із тим певні шари шини, такі як каркас, брекер та бортове кільце є зміцненими армуванням, відповідно текстильним та металевим кордом. У роботі було проведено усереднення пружних властивостей заданих шарів відповідно до правила суміші *Halpin-Tsai* [9–11]

$$E_1 = E_c \mu_c + E_r (1 - \mu_c), \quad (1)$$

$$\nu = \nu_c \mu_c + \nu_r (1 - \mu_c), \quad (2)$$

де E_c , E_r , ν_c , ν_r – модулі пружності та коефіцієнти Пуасона відповідно для корда, що армує, та гумової суміші;

μ_c – об'ємна частка корда в шарі.

У таблицю 2 зведено розраховані усереднені механічні параметри та характеристики міцності шарів шини, які посилені кордом.

Таблиця 2

Усереднені механічні властивості армованих шарів пневматичних шин легкових автомобілів

Шар пневматичної шини	модуль Юнга	коефіцієнт Пуасона	границя міцності	щільність
	$E, \text{ГПа}$	ν	$\sigma_b, \text{МПа}$	$\rho, \text{кг/м}^3$
Каркас	4,3	0,4	120	910
Бортове кільце	200	0,3	350	7750
Брекер	5,43	0,17	162	1860

Аналіз статичного напружено-деформованого стану в лінійній постановці

Використовуючи побудовану тривимірну скінчено-елементну модель шини, у роботі проведено аналіз статичного НДС шини, що знаходиться під дією внутрішнього тиску. Результати цих досліджень: переміщення елементів шини та еквівалентні напруження, що обу-

мовлені нормальним для експлуатації тиском у 2,5 атмосфери, представлено відповідно на рис. 2 та рис. 3.

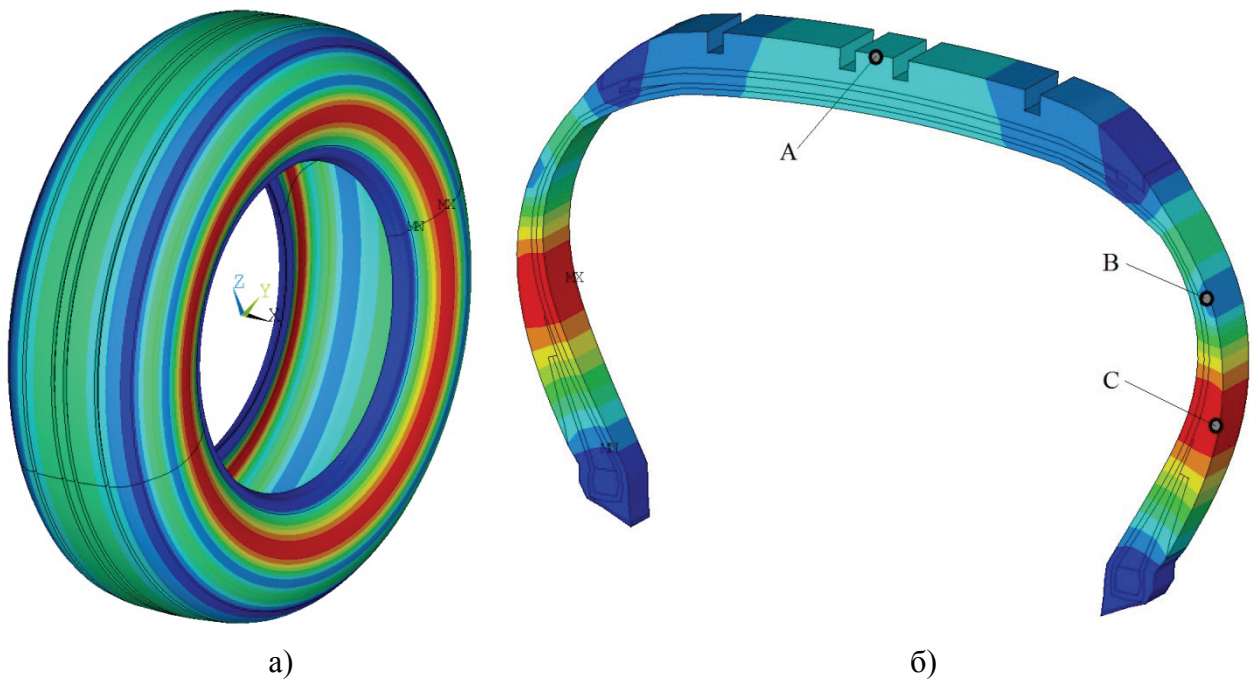


Рис. 2. Розподіл переміщень у шині, деформованій дією внутрішнього тиску:
а) – тривимірне зображення переміщень;
б) – розподіл переміщень, виведений для презентативного сектору шини

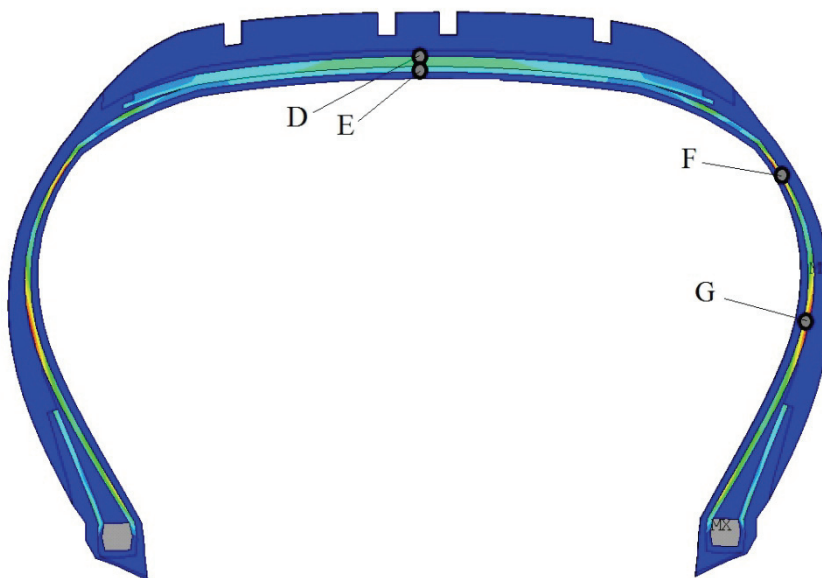


Рис. 3. Розподіл еквівалентних напружень по профілю пневматичної шини

Як видно з наведених результатів, найбільші переміщення профілю шини спостерігаються у нижній частині боковини (точка «С» на рис. 2 б) та посередині бігової доріжки (точка «А» на рис. 2 б). Цікаве явище спостерігається у деформуванні боковини шини, яке зумовлено наявністю зони (точка «В» на рис. 2 б), що майже не отримує переміщень порівняно із сусідніми частинами. Така поведінка зумовлена різнонаправленістю деформації бігової доріжки та боковини і здатна призвести до концентрації напружень в районах близьких до цього місця.

У деформованій шині виникає напружений стан, який характеризується шістьма компонентами тензору напружень в кожній точці тіла. У роботі пропонується проводити аналіз міцності шини в рамках теорії фон Мізеса, тобто замість шістьох компонентів розглянути лише еквівалентні напруження, інтенсивність напружень:

$$\sigma_i = \sqrt{\frac{1}{2} \left[(\sigma_{11} - \sigma_{22})^2 + (\sigma_{22} - \sigma_{33})^2 + (\sigma_{33} - \sigma_{11})^2 + 6 \cdot (\sigma_{12}^2 + \sigma_{23}^2 + \sigma_{31}^2) \right]}. \quad (3)$$

Розглянута складна просторова деформація шини формує розподіл напружень за елементами (шарами) шини. Так, найбільші напруження виникають у бортовому кільці шини, проте враховуючи його властивості матеріалу (бортове кільце – це майже суцільний металевий обруч), його напружений стан не є критичним. В умовах виключення із аналізу напружень, що формуються в борту, розподіл напружень по профілю локалізується на шарах каркасу та брекера (рис. 3). Слід відзначити, що найбільш навантаженим елементом шини є її каркас, який має два виражених концентратора напружень в районі боковини шини (точки «F» та «G» на рис. 3), наявність яких пояснюється особливостями деформації цієї зони, що було описано раніше.

У роботі було проведено серію аналогічних досліджень щодо формування НДС шини, що навантажена різним внутрішнім тиском від початкових до критичних значень (від 0,25 до 4 атмосфери). Картина розподілу напружень та деформацій в усіх випадках є подібною до представленої на рис. 2 та рис. 3. Залежності переміщень та еквівалентних напружень у характерних точках представлено на рис. 4.

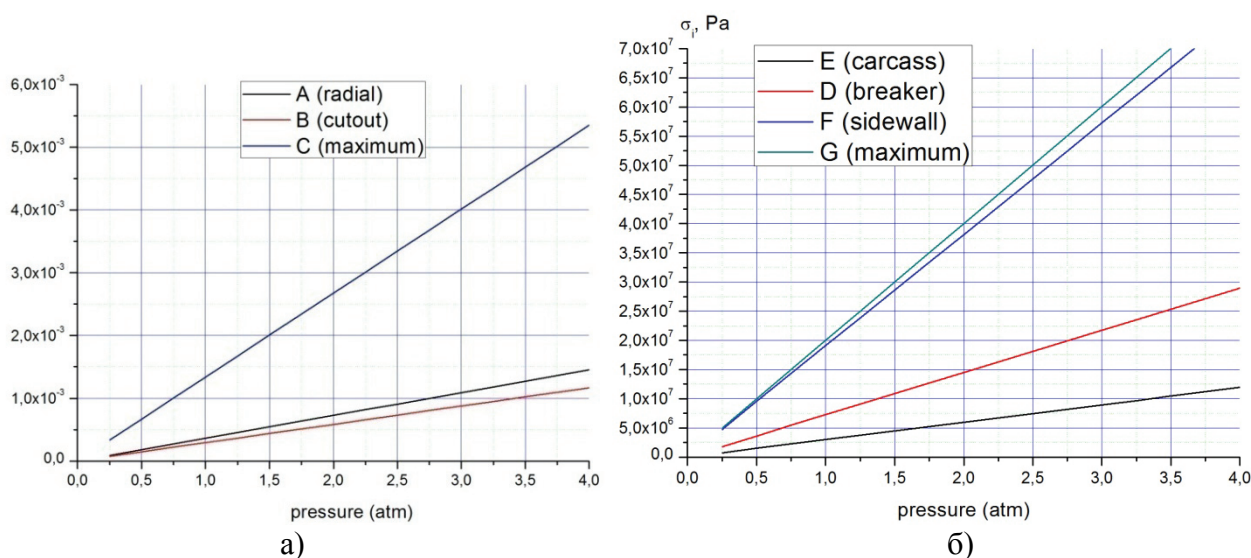


Рис. 4. Залежності переміщень (а) та еквівалентних напружень (б) від величини внутрішнього тиску

Порівняння наведених результатів стосовно напруженого стану у шарах шини з їх гранично дозволеними значеннями, що представлені у таблиці 2, показує, що внутрішній тиск (4 атм), який є у два рази більший за рекомендоване значення, не є критичним з точки зору міцності, бо шина навіть у цьому випадку має триразовий запас міцності.

Аналіз переміщень у порівнянні із геометричними розмірами конструкції вказує, що вони є співрозмірні, тобто градієнти переміщень є досить великими. Аналіз характеру деформації шини (зовнішньої деформованої форми) тим не менш дозволяє стверджувати, що зазначений ефект відбивається не на зміні об'єму чи форми точки тіла (малого презентативного об'єму), а на його повороті у просторі. Дійсно по всій конструкції переміщення можна вважати малими, окрім боковини, яка внаслідок деформації ніби отримує поворот навколо борта шини.

Наявність у формуванні деформованої картини немалих поворотів не дозволяє залишатись у рамках геометрично лінійної теорії пружності. У цьому випадку компоненти тензору деформації будуть визначатись лінійними деформаціями та нелінійним додатком на повороти [12]

$$\varepsilon_x = e_x + \frac{1}{2}(\omega_y^2 + \omega_z^2), \quad \varepsilon_y = e_y + \frac{1}{2}(\omega_x^2 + \omega_z^2), \quad \varepsilon_z = e_z + \frac{1}{2}(\omega_x^2 + \omega_y^2), \quad (4)$$

$$\varepsilon_{xy} = e_{xy} - \omega_x \omega_y, \quad \varepsilon_{xz} = e_{xz} - \omega_x \omega_z, \quad \varepsilon_{yz} = e_{yz} - \omega_y \omega_z, \quad (5)$$

де ε – компоненти деформації конструкції,

e – компоненти малих деформацій,

ω – компоненти поворотів;

x, y, z – напрямки відповідних координат.

Малі деформації лінійно визначаються через градієнти переміщень (формули Коші):

$$e_x = \frac{\partial u}{\partial x}, \quad e_y = \frac{\partial v}{\partial y}, \quad e_z = \frac{\partial w}{\partial z}, \quad (6)$$

$$e_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}, \quad e_{xz} = \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x}, \quad e_{yz} = \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y}, \quad (7)$$

так само через градієнти переміщень визначаються і компоненти вектору поворотів

$$\omega_x = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial w}{\partial y} - \frac{\partial v}{\partial z} \right), \quad \omega_y = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u}{\partial z} - \frac{\partial w}{\partial x} \right), \quad \omega_z = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y} \right). \quad (8)$$

Відповідно до співвідношень (4) та (5) врахування поворотів робить математичну модель нелінійною. Розв'язання цієї задачі було проведено методом Ньютона-Рафсона. Результати розрахунків наведено на рис. 5

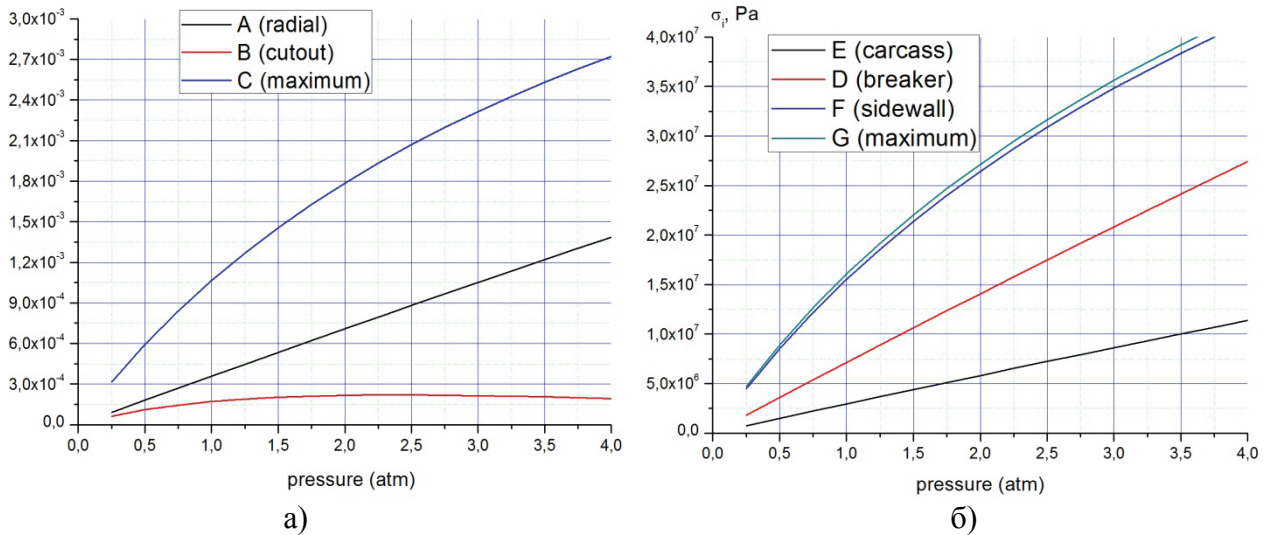


Рис. 5. Залежності переміщень (а) та еквівалентних напружень (б) від величини внутрішнього тиску

З представлених залежностей видно, що переміщення у зоні бігової доріжки зберігають лінійність та за своїми значеннями повністю співпадають з отриманими в лінійній постановці. Натомість переміщення точок у зоні боковини є суттєво нелінійними, а за своїми значеннями удвічі менші. Аналогічно, напруження є нелінійними у шарі каркасу в зоні брекера та понад два рази менші за своїми значеннями.

Таким чином, моделювання пневматичних шин не може проводитись в рамках лінійної постановки. Так, лише при значеннях внутрішнього тиску менших за піватмосфери похи-

бка між результатами, що отримані за лінійної та нелінійної моделі, відсутня. В інших випадках похибка стає дуже суттєвою у визначенні отриманих значень напружень та переміщень у боковині шини у бік їх збільшення в разі використання лінійної постановки.

Висновки

Розглянуто скінчено-елементні моделі пневматичної шини легкового автомобіля у геометрично лінійній та нелінійній постановках. Виявлено закономірності формування напружено-деформованого стану в різних елементах шини, зони концентрації напружень. Визначено області із принципово нелінійною поведінкою – це елементи боковини шини, а також межі застосування лінійної моделі.

Список літератури

1. Ларин А.Н. Колесные узлы современных автомобилей / А.Н. Ларин, Е.Е. Черток, А.Н. Юрченко. – Харьков: «С.А.М.», 2004. – 260 с.
2. Clark S.K. (Chairman of Editorial Board) The pneumatic tire / S.K. Clark et al // National Highway Traffic Safety Administration. USA Dep. Of Transportation. – 2006. – 707 p.
3. Бухин Б.Л. Введение в механику пневматических шин / Б.Л. Бухин. – М.: Химия, 1988. – 224 с.
4. Кнороз В.И. Работа автомобильной шины / В.И. Кнороз. – М.: Транспорт, 1978. – 238 с.
5. Жовдак В.А. Прогнозирование надежности механических систем / В.А. Жовдак, Л.Ф. Тарасова. – Х.: НТУ «ХПИ», 2007. – 108 с.
6. Ларін О.М. Статистичний аналіз відмов пневматичних шин легкових автомобілів / О.М. Ларін, О.І. Субочев, Ю.В. Арефін // Вісник східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – Луганськ, 2010. – № 7. – С. 44–47.
7. Визначення статичного напружено-деформованого стану пневматичної шини в лінійній тривимірній постановці / Ю.В. Арефін, О.М. Ларін, О.О. Ларін, О.І. Субочев // Вісті Автомобільно-дорожнього інституту. – 2010. – № 1(10). – С. 54–58
8. Арефин Ю.В. Моделирование собственных колебаний шины на основе плоской профильной модели / Ю.В. Арефин, А.Н. Ларин, А.И. Субочев // Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». – Луцьк, 2010. – Вип. № 28. – С. 28–31.
9. Ларин А.А. Компьютерное моделирование пневматической шины с учетом ее внутренней многослойной структуры и ортотропии механических свойств / А.А. Ларин, Ю.В. Арефин // Вестник НТУ «ХПИ». – Харьков: НТУ «ХПИ», 2010. – № 69. – С. 72–78
10. Алфутов Н.А. Расчет многослойных пластин и оболочек из композиционных материалов / Н.А. Алфутов, П.А. Зиновьев, Б.Г. Попов. – М.: Машиностроение, 1984. – 264 с.
11. Akif Er. M. Finite element analysis of cornering characteristics of rotating tires / Er.M. Akif // PhD thesis, The Middle East Technical University, 2003. – 178 p.
12. Новожилов В.В. Основы нелинейной теории упругости / В.В. Новожилов. – М.: Едиториал УРСС, 2003. – 208 с.

Рецензент: д.т.н., проф. М.І. Міщенко, АДІ ДВНЗ «ДонНТУ».

Стаття надійшла до редакції 10.06.11

© Арефін Ю.В., Ларін О.М., Ларін О.О., Субочев О.І., 2011