

для завершення операції перемноження. Досягнута мета проектування надійного розширення наносхеми дворозрядного помножувача і підвищення його експлуатаційної надійності, але наявність недоліків і дефектів, пов'язаних з молекулярною технологією виготовлення квантових коміркових автоматів, потребує подальшої роботи в цьому напрямку.

Список літератури: 1. *Tougaw P.D., Lent C.S.* Logic devices implemented using quantum cellular automata // *J. Appl. Phys., American Institute of Physics.* – 1994. 2. *Пакулов Н.И.* Мажоритарний принцип побудови надійних вузлів і пристроїв ЦВМ. – М.: Сов. Радио. – 1974. – 194 с. 3. *Melnyk O.S., Tsapok L.O.* Computer simulation of nanoelectronic-logic devices // *Electronic and Control Systems.* – 2012. – № 1 (31). – pp. 65 – 71.

Bibliography (transliterated): 1. *Tougaw, P. D., and C. S. Lent.* *Logic devices implemented using quantum cellular automata.* *J. Appl. Phys., American Institute of Physics.* 1994. Print. 2. *Pakulov, N. I.* *Mazhoritarnyj princip postroeniya nadezhnyh uzlov i ustrojstv CVM.* Moscow: Sov. Radio. 1974. Print. 3. *Melnyk, O. S., and L. O. Tsapok.* "Computer simulation of nanoelectronic-logic devices." *Electronic and Control Systems.* 2012. No. 1 (31). 65–71. Print.

Надійшла (received) 22.10.2014

УДК 629.083:621-113

В.І. НАЗАРОВ, провідний інженер ПАТ «ЗАЗ», Запоріжжя;
О.І. НАЗАРОВ, канд. техн. наук, доцент ХНАДУ, Харків;
І.О. НАЗАРОВ, аспірант, ХНАДУ, Харків

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПЕРЕРОЗПОДІЛУ РЕАКЦІЙ НА ОСЯХ ПІД ЧАС ЕКСТРЕНОГО ГАЛЬМУВАННЯ НА ДОРОЗІ З НАХИЛОМ

Запропоновано математичну модель зміни осевих вертикальних реакцій під час екстрених гальмувань легкових автомобілів, не обладнаних електронними системами контролю процесу гальмування, на рівній дорозі з подовжнім нахилом та врахуванням аеродинамічних збурювальних факторів. Для конкретних легкових автомобілів розглянуто роботу створеного алгоритму, наведено результати роботи програми та аналіз результатів проведеного обчислювального експерименту. Також розглянуто перспективи подальших досліджень для забезпечення безпеки дорожнього руху.

Ключові слова: легковий автомобіль, умови експлуатації, збурювальний фактор, екстрене гальмування, вертикальна реакція.

Вступ. Велика частина легкових автомобілів, які експлуатуються на дорогах України, мають гальмівні системи, не обладнані електронними системами контролю процесу гальмування (антиблокувальними системами).

На деяких моделях легкових автомобілів були встановлені заводом-виготівником регулятори гальмівних сил, що мають механічний зв'язок з піввіскою, але за певний період експлуатації вони через знос, як правило, або

© В. І. Назаров, О. І. Назаров, І. О. Назаров, 2014

розрегулювались, або не діють взагалі. До того ж використовувані регулятори працюють за різними законами регулювання гальмівних сил між осями автомобіля, не враховуючи динамічну зміну вертикальних реакцій, так як метою їх є збереження курсової стійкості руху при гальмуваннях.

Введення в гальмівні системи легкових автомобілів, що експлуатуються, таких регуляторів не приводить до значного підвищення ефективності гальмування в порівнянні з електронними системами контролю процесу гальмування. Проте, устаткування гальмівних систем легкових автомобілів, що знаходяться в експлуатації, різними АБС в даний момент є технічно складно здійсненим завданням і економічно не доцільним.

Отже, установка на легкових автомобілях, не обладнаних електронними системами контролю процесу гальмування, таких регуляторів гальмівних сил, що змінюють приводний тиск в залежності від зміни вертикальних реакцій на колесах, мають високу функціональну стабільність і відносну дешевизну у виробництві, є економічно доцільною та технічно можливою задачею, а також однією з умов забезпечення безпеки використання таких автомобілів на дорогах України.

Так як умови експлуатації легкових автомобілів суттєво впливають на гальмівні властивості, то їх необхідно враховувати для забезпечення необхідної ефективності гальмування та функціональної здатності гальмівних систем в певних дорожніх умовах [1], які в цілому визначаються дорожніми, транспортними і природно-кліматичними умовами.

Найбільшою мірою на гальмівні властивості легкових автомобілів впливають дорожні умови. До них відносять: елементи профілю і плану доріг, рельєф місцевості, вид і рівність покриття, інтенсивність і режим руху по дорозі [2].

Все це значною мірою відбивається на безпеці дорожнього руху.

Аналіз останніх досліджень. За даними міжнародних стандартів і стандарту України [2] експлуатаційні умови легкових автомобілів визначаються параметрами автомобільних доріг, що наводяться в табл. 1.

Таблиця 1 – Параметри елементів плану і подовжнього профілю доріг

Найменування елементів	Параметри в залежності від швидкості руху, км/год.									
	150	140	120	110	100	90	80	60	50	30
Найбільший подовжній нахил, ‰	30	35	40	45	50	55	60	70	80	100
Найменший радіус кривизни в плані, м	1200	1100	800	700	600	450	300	150	100	30

Конструктивно-вагові параметри досліджуваних легкових автомобілів подані в табл. 2.

Умови експлуатації легкових автомобілів суттєво впливають на перерозподіл вертикальних реакцій не тільки між осями, але і між колесами кожної осі. У класичній літературі [3 – 10] наводяться залежності, котрі пов'язують зміну вертикальних навантажень на осях легкового автомобіля без врахування дії аеродинамічного фактора і параметрів доріг.

Таблиця 2 – Конструктивно-вагові параметри автомобілів

Марка	Маса, кг	Значення параметрів, мм						
		B_1	B_2	a	b	h	h_w	L
Daewoo Lanos	1096	1405	1425	959	1561	561	630	2520
	1595			1185	1335	402	471	
Lada Priora	1088	1410	1380	1009	1483	585	676	2492
	1578			1133	1359	426	516	
Chevrolet Aveo	1045	1450	1430	943	1537	587	620	2480
	1455			1173	1307	428	461	
Kia Forza	1200	1488	1422	961	1566	582	631	2527
	1575			1123	1404	423	473	

Мета і постановка задачі. Метою роботи є підвищення ефективності гальмування та функціональної здатності гальмівних систем легкових автомобілів в конкретних умовах експлуатації за рахунок реалізації більш високого коефіцієнта використання зчипної ваги. Для реалізації останнього слід оцінити динамічну зміну вертикальних реакцій на колесах кожної осі.

Математична модель і алгоритм вирішення задачі. Розглянемо рух легкового автомобіля в повітряному потоці при гальмуванні на рівній дорозі з подовжнім нахилом (підйомом / спуском), представлено на рис. 1.

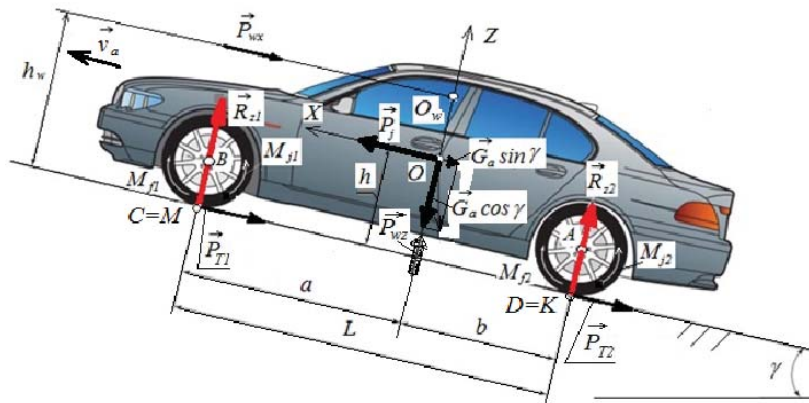


Рис. 1 – Схема сил і моментів, які діють на легковий автомобіль, що рухається на підйом.

Уточнені аналітичні залежності для визначення сумарних вертикальних реакцій на передній і задній осі легкового автомобіля, що рухається в повітряному потоці на підйом / спуск, відповідно до рекомендацій [5 – 9] визначаються із системи рівнянь, отриманих при рівності моментів відносно точок A і B (рис. 1).

Розглядаючи рівність моментів відносно точки A , маємо

$$\pm P_{T1} \cdot r_{\delta} \pm P_{T2} \cdot r_{\delta} \pm P_j \cdot (h - r_{\delta}) - G_a \cdot \sin \gamma \cdot (h - r_{\delta}) \pm \pm G_a \cdot \cos \gamma \cdot b \mp P_{wz} \cdot b \mp P_{wx} \cdot (h_w - r_{\delta}) \mp R_{z1} \cdot L \pm \sum M_j \mp \sum M_f = 0, \quad (1)$$

де γ – кут подовжнього ухилу дороги, град. (табл. 1); r_{δ} – динамічний радіус коліс передньої та задньої осі; b, h – координати центру ваги автомобіля (табл. 2); h_w – висотна координата метацентра автомобіля (табл. 2); L – подовжня база автомобіля; P_{wx} – сила лобового опору автомобіля; P_{wz} – підйомна аеродинамічна сила автомобіля; R_{z1} – вертикальна реакція на колесах передньої осі автомобіля; P_j – сила інерції автомобіля; G_a – вага автомобіля; $\sum M_j$ – сумарний момент інерції обертових мас на осях; $\sum M_f$ – сумарний момент опору коченню коліс.

Верхні знаки в рівнянні (1) та в інших випадках відносяться до руху на підйом, нижні – на спуск.

З урахуванням того, що сумарний момент опору обертанню коліс в даному випадку дорівнює

$$\sum M_f = (R_{z1} \cdot f_{a1} + R_{z2} \cdot f_{a2}) \cdot r_{cm}, \quad (2)$$

а граничний гальмівний момент на колесах

$$r_{\delta} \cdot (P_{T1} + P_{T2}) = (R_{z1} \cdot \varphi_1 + R_{z2} \cdot \varphi_2) \cdot r_{\delta}, \quad (3)$$

після перетворень одержимо вираз

$$\mp R_{z2} \cdot L - m_a \cdot g \cdot (\mp b \cdot \cos \gamma + (h - r_{\delta}) \cdot \sin \gamma \mp z \cdot (h - r_{\delta})) \pm \pm r_{\delta} \cdot (R_{z1} \cdot \varphi_1 + R_{z2} \cdot \varphi_2) \mp r_{cm} \cdot (R_{z1} \cdot f_{a1} + R_{z2} \cdot f_{a2}) \mp \mp P_{wz} \cdot b \mp P_{wx} \cdot (h_w - r_{\delta}) \pm \sum I_i \cdot \frac{d\omega}{dt} = 0, \quad (4)$$

де φ_1, φ_2 – коефіцієнт зчеплення на колесах передньої та задньої осі і дорогою; f_{a1}, f_{a2} – коефіцієнт опору коченню коліс передньої та задньої осі; r_{cm} – статичний радіус колеса; $\sum I_i$ – сумарні моменти інерції обертових мас на i -ій осі автомобіля; ω – кутова швидкість обертання коліс i -ої осі на момент гальмування легкового автомобіля.

Позначимо

$$C_1 = \mp P_{wz} \cdot b \mp P_{wx} \cdot (h_w - r_{\delta}) \pm \sum I_i \cdot \frac{d\omega}{dt},$$

$$A = m_a \cdot g \cdot (\mp b \cdot \cos \gamma + (h - r_{\delta}) \cdot \sin \gamma \mp z \cdot (h - r_{\delta})),$$

та одержимо вираз (4) у спрощеній формі:

$$\mp R_{z1} \cdot c \pm R_{z2} \cdot d = A - C_1, \quad (5)$$

де $c = L - \varphi_1 \cdot r_{\delta} + f_{a1} \cdot r_{cm}$; $d = \varphi_2 \cdot r_{\delta} - f_{a2} \cdot r_{cm}$.

Аналогічно (рис. 1), розглядаючи рівність моментів відносно точки B , одержимо:

$$\pm R_{z2} \cdot L \pm P_{wz} \cdot a \pm P_j \cdot (h - r_{\delta}) \pm P_{T1} \cdot r_{\delta} \pm P_{T2} \cdot r_{\delta} -$$

$$-m_a \cdot g \cdot \sin \gamma \cdot (h - r_\delta) \mp G_a \cdot a \cdot \cos \gamma \mp P_{wx} \cdot (h_w - r_\delta) \pm \sum M_j \mp \sum M_f = 0. \quad (6)$$

Звідки після відомих перетворень маємо рівняння

$$\mp R_{z2} \cdot L - m_a \cdot g \cdot (\pm a \cdot \cos \gamma + (h - r_\delta) \cdot \sin \gamma \mp z \cdot (h - r_\delta)) \pm \\ \pm r_\delta \cdot (R_{z1} \cdot \varphi_1 + R_{z2} \cdot \varphi_2) \mp r_{cm} \cdot (R_{z1} \cdot f_{a1} + R_{z2} \cdot f_{a2}) \pm \\ \pm P_{wz} \cdot a \mp P_{wx} \cdot (h_w - r_\delta) \mp \sum I_i \cdot \frac{d\omega}{dt} = 0 \quad (7)$$

або

$$\mp R_{z2} \cdot L \pm r_\delta \cdot (R_{z1} \cdot \varphi_1 + R_{z2} \cdot \varphi_2) \mp r_{cm} \cdot (R_{z1} \cdot f_{a1} + R_{z2} \cdot f_{a2}) = B + C_2, \quad (8)$$

де

$$C_2 = \pm P_{wz} \cdot a \mp P_{wx} \cdot (h_w - r_\delta) \mp \sum I_i \cdot \frac{d\omega}{dt}; \\ B = m_a \cdot g \cdot (\pm a \cdot \cos \gamma + (h - r_\delta) \cdot \sin \gamma \mp z \cdot (h - r_\delta)).$$

Остаточно після зведення подібних маємо

$$\pm R_{z1} \cdot q \pm R_{z2} \cdot k = B + C_2, \quad (9)$$

де $k = L + \varphi_2 \cdot r_\delta + f_{a2} \cdot r_{cm}$; $q = \varphi_1 \cdot r_\delta + f_{a1} \cdot r_{cm}$.

Отримані рівняння (5) і (9) представляють собою систему рівнянь з двома невідомими, розв'язуючи яку, отримаємо:

$$R_{z1} = \pm \frac{B + C_2 - \frac{k}{d} \cdot (A - C_1)}{q \pm \frac{k}{d} \cdot c}, \quad (10)$$

$$R_{z2} = \pm \frac{1}{d} \cdot (\pm R_{z1} \cdot c + A - C_1). \quad (11)$$

В розрахунках будемо приймати, що $\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi$, $f_{a1} = f_{a2} = f_a = 0,012 - 0,022$.

Випадок руху легкового автомобіля на підйом (спуск) на віражі не є експлуатаційним, так як вимогами стандарту [2] в місцях заокруглень дороги повинні бути передбачені горизонтальні площадки.

Результати моделювання. Отримано уточнені аналітичні залежності (10) і (11) для визначення сумарних вертикальних реакцій на передній і задній осі легкового автомобіля, що рухається в повітряному потоці на підйом / спуск, надають можливість оцінити їх на конкретних моделях. Оцінку будемо здійснювати за допомогою порівняльних коефіцієнтів динамічної зміни вертикальних реакцій, які представляють собою відношення навантаження, що припадає на дану вісь в конкретному випадку гальмування, визначеного за новими залежностями (10) і (11), до навантаження на ту ж вісь автомобіля, яка визначається за класичними залежностями, тобто

$$m_{Ri} = R_{zi} / [R_{zi}], \quad (12)$$

де R_{zi} – вертикальна реакція на i -ій осі легкового автомобіля, яка визнача-

ється за встановленими залежностями (10) і (11); $[R_{zi}]$ – вертикальна реакція на i – й осі легкового автомобіля, яка визначається за класичними залежностями [3 – 10]

$$[R_{z1}] = \frac{m_a \cdot g}{L} \cdot \left(b + \frac{j}{g} \cdot h \right), \quad (13)$$

$$[R_{z2}] = \frac{m_a \cdot g}{L} \cdot \left(a - \frac{j}{g} \cdot h \right). \quad (14)$$

Результат роботи програми. За допомогою комп'ютерної програми отримано розрахункові дані динамічної зміни вертикальних реакцій на колесах передньої та задньої осі автомобілів Daewoo Lanos, Lada Priora, Chevrolet Aveo, Kia Forza при русі на підйом і спуск, представлені в табл. 3.

Таблиця 3 – Розрахункові дані динамічної зміни вертикальних реакцій

Автомобіль	Порівняльний коефіцієнт динамічної зміни вертикальної реакції, який визначається за			
	класичними залежностями		новими залежностями	
	передня вісь	задня вісь	передня вісь	задня вісь
Daewoo Lanos	1,0	1,0	1,06 – 1,08	1,12 – 1,14
	1,0	1,0	1,15 – 1,19	1,10 – 1,12
Lada Priora	1,0	1,0	1,08 – 1,10	1,12 – 1,16
	1,0	1,0	1,12 – 1,16	1,10 – 1,12
Chevrolet Aveo	1,0	1,0	1,04 – 1,06	1,10 – 1,14
	1,0	1,0	1,11 – 1,16	1,08 – 1,12
Kia Forza	1,0	1,0	1,06 – 1,08	1,12 – 1,14
	1,0	1,0	1,15 – 1,19	1,10 – 1,12

Примітка. В чисельнику вказані значення для автомобіля, що рухається на підйом, в знаменнику – на спуск.

Порівняльний коефіцієнт динамічної зміни вертикальних реакцій (для легкових автомобілів) знаходиться в наступних межах:

– при русі на підйом: на передній осі 1,06 – 1,10; на задній осі 1,10 – 1,12;

– при русі на спуск: на передній осі 1,11 – 1,19; на задній осі 1,08 – 1,12.

Звідки слідує, що особливістю гальмування легкового автомобіля при русі в повітряному потоці на дорозі, яка має подовжній нахил, є те, що гальмівні сили різних осей автомобіля розподіляються не в чіткій відповідності з їх дійсними нормальними реакціями, обумовленими класичними залежностями, які не враховують дію аеродинамічного фактора.

При цьому можна зауважити, що в даному експлуатаційному випадку в гальмівному приводі легкових автомобілів має бути забезпечене регулювання гальмівних сил не тільки по колесах кожній осі з урахуванням зміни їх вертикальних реакцій і коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою, а й по кожному борту автомобіля, забезпечивши при цьому міжбортову схему включення ко-

нтурів. Це можливо при застосуванні динамічних регуляторів гальмівних сил.

Перспективи подальших досліджень. Автори вважають перспективними напрямки досліджень, пов'язані з розробкою динамічних регуляторів гальмівних сил, що мають гідравлічний або електричний зв'язок із елементами передньої підвіски легкового автомобіля, як функціонально стабільних, надійних і відносно дешевих у виробництві.

Висновки. Особливістю гальмування легкового автомобіля при русі в повітряному потоці на дорозі, яка має подовжній нахил, є те, що гальмівні сили різних осей автомобіля розподіляються не в суворій відповідності з їх дійсними нормальними реакціями, обумовленими класичними залежностями, котрі не враховують дію аеродинамічного фактора.

З урахуванням аеродинамічного фактора для легкових автомобілів, що рухаються на підйом, гальмівний момент на колесах задньої осі, може бути збільшений на 10 – 12%, а для автомобілів, що рухаються на спуск, – на 8 – 12% в порівнянні з класичною теорією.

Проте слід зауважити, що для даного експлуатаційного випадку в гальмівному приводі легкових автомобілів має бути передбачене регулювання гальмівних сил з урахуванням зміни вертикальних реакцій і коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою по кожному борту, забезпечивши при цьому міжбортову схему включення контурів гальмівного привода замість діагональної.

Список літератури: 1. Бабков Н.Ф. Дорожные условия и режимы движения автомобилей. – М.: Транспорт, 1967. – 323с. 2. ДБН В.2.3-4:2007. Державні будівельні норми України / Споруди транспорту. Автомобільні дороги. Частина I. Проектування / Вводяться на заміну ДБН В.2.3-4-2000. Чинні від 2008-03-01. – Київ: Мінрегіонбуд України, – 2007. – 91 с. 3. Говорущенко Н.Я. Основы теории эксплуатации автомобилей. – К.: Выща школа, – 1971. – 232с. 4. Heine W. Zur Frage der Fahrrihtungs-haltung schenel fahrender Omnibusse bei boigen Seitenwinden und Verzogerungen // Automobiles Industrie. – Berlin, – 1970. – № 1. – s. 42 – 60. 5. Агейкин Я.С., Вольская Н.С. Теория автомобиля [Электронный ресурс]: учеб. пособ. – М.: МГИУ, – 2008. – 318 с. <<http://www.books.google.com.ua/books>>. 6. Чудаков Д.А. Основы теории трактора и автомобиля. – М.: Сельхозиздат, – 1962. – 312с. 7. Скотников В.А., Машенский А.А., Солонский А.С. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. – М.: Агропромиздат, – 1986. – 383 с. 8. Гредескул А.Б. О распределении тормозных сил между осями автомобиля при торможении на уклоне // Труды конференции по теории и расчету автомобилей, работающих в горных условиях. – Тбилиси: Мещниереба. – 1968. – С. 56 – 62. 9. Гредескул А.Б., Подригало М.А., Фаворов Н.Ю. Законы регулирования тормозных сил автомобиля при действии боковой силы в процессе торможения. – Харьков: ХАДИ, – 1980. – 24 с. 10. Подригало М.А., Волков В.П., Карпенко В.А. и др. Стабильность эксплуатационных свойств колесных машин / Под ред. М.А. Подригало. – Харьков: ХНАДУ, – 2003. – 614 с.

Bibliography (transliterated): 1. Babkov, N. F. *Dorozhnye uslovija i rezhimy dvizhenija avtomobilej.* – Moscow: Transport, 1967. Print. 2. *DBN V.2.3-4:2007. Derzhavni budivel'ni normy Ukraïny. Sporudy transportu. Avtomobil'ni dorogy. Chastyna I. Proektuvannja. Vvodjat'sja na zamïnu DBN V.2.3-4-2000. Chynni vid 2008-03-01.* Kyiv: Minregionbud Ukraïny, 2007. Print. 3. Govorushhenko, N. Ja. *Osnovy teorii jekspluatacii avtomobilej.* Kiev: Vyshha shkola, 1971. Print. 4. Heine, W. "Zur Frage der Fahrrihtungs-haltung schenel fahrender Omnibusse bei boigen Seitenwinden und Verzogerungen." Berlin: Automobiles Industrie, 1970. No. 1. 42–60. Print. 5. Agejkin, Ja. S., and N. S. Vol'skaja. *Teorija avtomobilja. Ucheb. posob.* Moscow: MGIU, 2008. Google books. Web 20 August 2014.

<<http://www.books.google.com.ua/books>>. 6. Chudakov, D. A. *Osnovy teorii traktora i avtomobilja*. Moscow: Sel'hozizdat, 1962. Print. 7. Skotnikov, V. A., A. A. Mashenskij and A. S. Solonskij. *Osnovy teorii i rascheta traktora i avtomobilja*. Moscow: Agropromizdat, 1986. Print. 8. Gredeskul, A. B. "O raspredelenii tormoznyh sil mezhdu osjami avtomobilja pri tormozhenii na uklone." *Trudy konferencii po teorii i raschetu avtomobilej, rabotajushih v gornyh uslovijah*. Tbilisi: Mecniereba, 1968. 56–62. 9. Gredeskul, A. B., M. A. Podrigalo and N. Ju. Favorov. *Zakony regulirovanija tormoznyh sil avtomobilja pri dejstvii bokovoj sily v processe tormozhenija*. Khar'kov: HADI, 1980. Print. 10. Podrigalo, M. A., et al. *Stabil'nost' jekspluatacionnyh svojstv kolesnyh mashin*. Khar'kov: HNADU, 2003. Print.

Надійшла (received) 27.10.2014

УДК 539.3

А.Г. НИКОЛАЕВ, д-р физ.-мат. наук, проф., НАКУ «ХАИ», Харьков;
Е.А. ТАНЧИК, ассистент НАКУ «ХАИ», Харьков

МОДЕЛЬ ЗЕРНИСТОГО КОМПОЗИТА СО СФЕРИЧЕСКИМИ ЗЕРНАМИ

Предложена модель зернистого композита, в которой зерна моделируются упругими сферическими включениями. Напряженное состояние в композите описывается краевой задачей для уравнения Ламе с условиями идеального контакта на границе зерен и условиями на бесконечности. Аналитическое решение строится в виде суперпозиции точных базисных решений уравнения Ламе в сферических системах координат, начала которых отнесены к центрам включений. Граничные условия удовлетворяются точно при помощи обобщенного метода Фурье. Задача сведена к бесконечной системе линейных алгебраических уравнений с фредгольмовым оператором. Приведен численный анализ нормальных компонент тензора напряжений в области между включениями.

Ключевые слова: зернистый композит, сферические включения, обобщенный метод Фурье, метод редукации.

Введение. При создании композиционных материалов и проектировании изделий из них важными факторами являются характеристики материала, связанные с его прочностью. Любые оценки прочности материала основываются на определении напряженно-деформированного состояния, возникающего в нем под действием внешних нагрузок. Теоретические методы определения напряжений и деформаций в композиционном материале недостаточно точны, так как обычно используют приближенные модели. Низкой точностью применительно к пространственным многосвязным задачам с большим числом компонент связности отличаются и стандартные численные методы (*метод конечных элементов, метод граничных элементов* и др.). В связи с этим актуальной задачей для высокотехнологических областей промышленности, в частности, авиации и ракетостроения, является задача точного определения напряженно-деформированного состояния многокомпонентных материалов.

© А. Г. Николаев, Е. А. Танчик, 2014