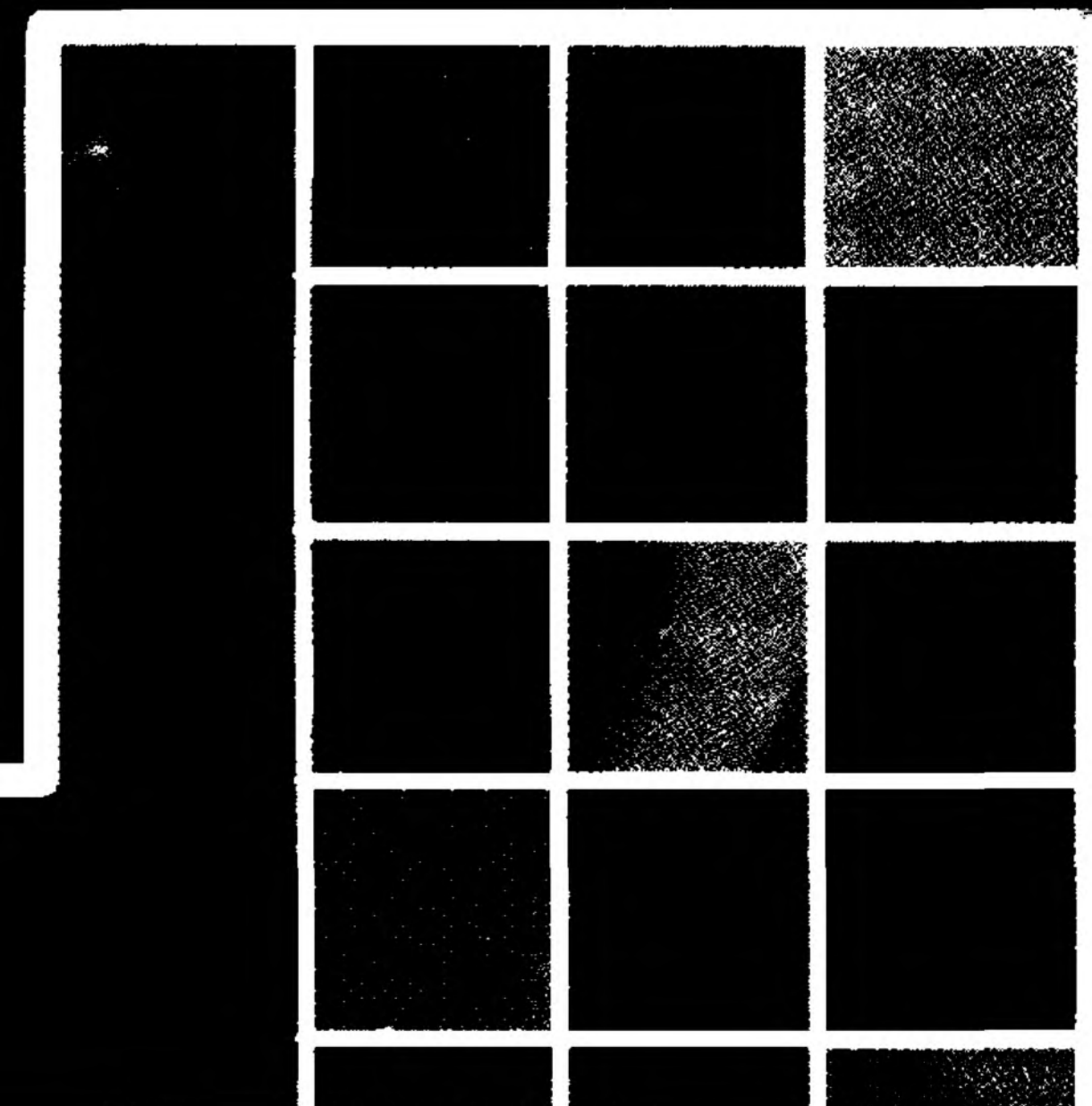
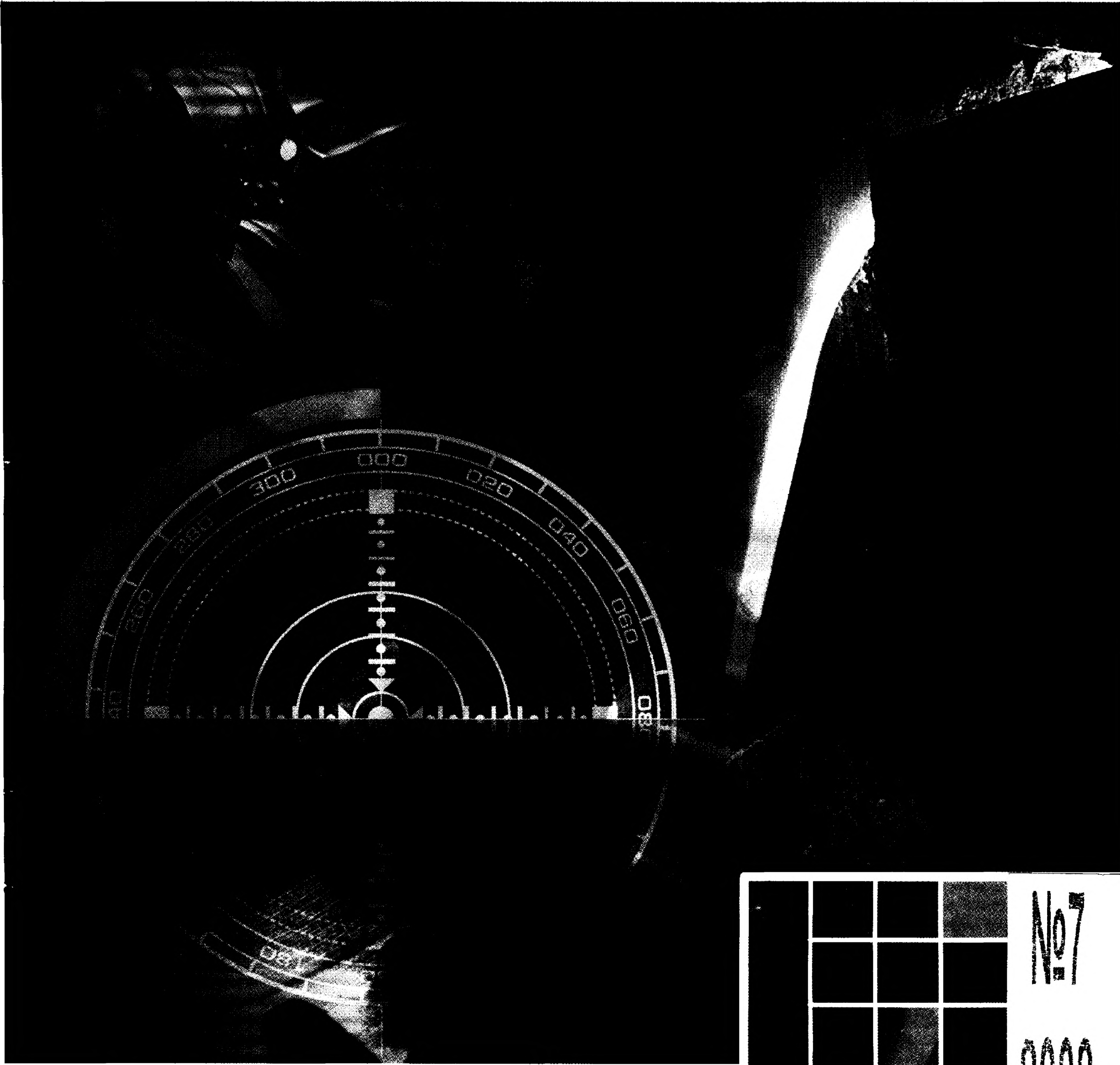


МАШИНОЗНАВСТВО

MECHANICAL ENGINEERING

ВСЕУКРАЇНСЬКИЙ ЩОМІСЯЧНИЙ НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ І ВИРОБНИЧИЙ ЖУРНАЛ



№7

2008

Всеукраїнський щомісячний
науково-технічний і виробничий
журнал

Висвітлюються результати теоретичних і
експериментальних досліджень у галузях:

Динаміка та міцність машин
Матеріалознавство
Математичне моделювання й обчислювальні
методи
Механіка деформівного твердого тіла
Захист матеріалів від корозії
Конструювання, розрахунок, випробування
та надійність машин
Системи приводів
Тертя та зношування в машинах
Технологія машинобудування
Розрахований на викладачів вищих закладів
освіти, наукових працівників, аспірантів і
спеціалістів машинобудівної промисловості.

Редакційна колегія:

О. Андрейків, член-кор.
НАН України, проф., д. т. н.,
М. Бобир, проф., д. т. н.,
Я. Бурак, член-кор. НАН України,
проф., д. ф.-м. н.,
О. Гачкевич, проф., д. ф.-м. н.,
В. Гелетій, доц., к. т. н.,
С. Гутиря, проф., д. т. н.,
М. Дмитриченко, проф., д. т. н.,
В. Кир'ян, член-кор.
НАН України, проф., д. т. н.,
Б. Кіндрацький, проф., д. т. н.,
І. Кузьо, проф., д. т. н.,
Р. Кушнір, проф., д. ф.-м. н.,
В. Малащенко, проф., д. т. н.,
В. Марцинковський, проф., д. т. н.,
В. Осадчук, проф., д. ф.-м. н.,
В. Павлице, проф., к. т. н.,
В. Палаш, проф., к. т. н.,
В. Панасюк, академік НАН України,
проф., д. т. н.,
М. Пашечко, проф., д. т. н.,
В. Похмурський, член-кор.
НАН України, проф., д. т. н.,
З. Стоцько, проф., д. т. н.,
В. Струтинський, проф., д. т. н.,
Г. Сулим, проф., д. ф.-м. н.,
Г. Тріщ, доц., к. т. н.,
Є. Харченко, проф., д. т. н.,
М. Шульженко, проф., д. т. н.

Адреса редакції:

79058, м. Львів-58, а/с 6758.
E-mail: me@in.lviv.ua

Відповідальність за достовірність
реклами несуть рекламодавці.

При повному або частковому
передрукуванні матеріалів посилання
на "Машинознавство" є обов'язковим.

© Машинознавство, 2008.

З М І С Т

**3. Богданов В. Про вплив початкових напружень на
граничний стан композиту з періодичною системою
співвісних кругових тріщин кручення**

**9. Пиндус Ю., Сулим Г., Ясній О. Оцінка коефіцієнтів
інтенсивності напружень на фронті півеліптичної тріщини
осі колісної пари електропотяга**

**14. Шевельова А., Лобода В. Механічна зона передруйну-
вання для електроізолюваної тріщини в тонкому прошарку
між однаковими п'єзоелектричними матеріалами**

**20. Тихан М. Побудова динамічних моделей пружних
мембран сенсорів**

**27. Кіницький Я., Харжевський В. Аналіз і синтез важільних
механізмів**

**38. Ярошенко В., Золотой Ю., Ісаков Б. Трикомпонентний
голографічний інтерферометр для дослідження вібропере-
міщень та деформацій елементів суднових енергетичних
установок**

**41. Кузьо І., Дзюбик Л., Романуха В. Прогнозування
залишкової міцності корпусів обертових агрегатів
неперервної дії**

46. Хроніка

48. Інформація для авторів

Ю. Пиндус

Доцент, канд. техн. наук,
Тернопільський державний
технічний університет
імені Івана Пулюя,
м. Тернопіль

Г. Сулим

Професор, д-р фіз.-мат. наук,
Львівський національний
університет імені
Івана Франка

О. Ясній

Аспірант,
Тернопільський державний
технічний університет
імені Івана Пулюя,
м. Тернопіль

УДК 670.191.33

ОЦІНКА КОЕФІЦІЄНТІВ ІНТЕНСИВНОСТІ НАПРУЖЕНЬ НА ФРОНТІ ПІВЕЛІПТИЧНОЇ ТРІЩИНИ ОСІ КОЛІСНОЇ ПАРИ ЕЛЕКТРОПОТЯГА

Методом скінченних елементів оцінено коефіцієнти інтенсивності напружень та поправкові функції в найглибшій та приповерхневій точках фронту півеліптичної тріщини колісної пари електропотяга. Порівняння залежностей поправкових функцій для розрахунку осі колісної пари з поверхневою півеліптичною тріщиною від відносної глибини, отриманих МСЕ, з літературними даними для циліндричного стрижня з півеліптичною поверхневою тріщиною за чистого згину свідчить, що неврахування реальної геометрії осі та особливостей схеми навантаження дає істотні похибки при оцінці поправкової функції.

коефіцієнт інтенсивності напружень, МСЕ, півеліптична тріщина, вісь колісної пари, електропотяг

Осі колісних пар рухомого складу залізничного транспорту розраховані на тривалий термін експлуатації. Проте відомі випадки цілковитого руйнування осей залізничного транспорту, які обумовлені дефектами, що виникають під час експлуатації і спричиняють розвиток тріщин до критичних розмірів [1, 2] з подальшим доламлюванням. Це вимагає великої уваги до аналізу цього явища та здійснення додаткових досліджень, спрямованих на підвищення вірогідності оцінки втомної довговічності та живучості осей, а також визначення інтервалів між інспекційними перевірками.

Для оцінки живучості інженерних конструкцій, зокрема, й осей колісних пар, ефективно використовують підходи лінійної механіки руйнування [3, 4]. Відомо, що експлуатаційні дефекти у циліндричних тілах, зокрема, в осях колісних пар залізничного транспорту, доволі часто набувають форми поверхневих півеліптичних тріщин незалежно від форми початкового поверхневого дефекту

[4]. Одним з основних розрахункових параметрів, які дають можливість кількісно описати ріст втомних тріщин, є коефіцієнт інтенсивності напружень (КІН).

Тому для прогнозування залишкового ресурсу таких конструкцій з тріщиною потрібно якомога точніше оцінити КІН, враховуючи при цьому реальну схему навантаження. Для багатьох типових конструкційних елементів вже здійснено ґрунтовні теоретичні й числові розрахунки КІН і на їхній основі розроблено стандарти розрахунку цих елементів на міцність. Однак подібні наближені аналітичні й числові розв'язки для східчастих осей циліндричної форми з поверхневими тріщинами відсутні. Це обумовлює нагальну потребу опрацювання відповідної методики здійснення таких розрахунків для кожного конкретного випадку.

Найпридатнішим для оцінки напружено-деформованого стану складних навантажених конструкцій є тривимірне скінченноелементне моделювання. Метод

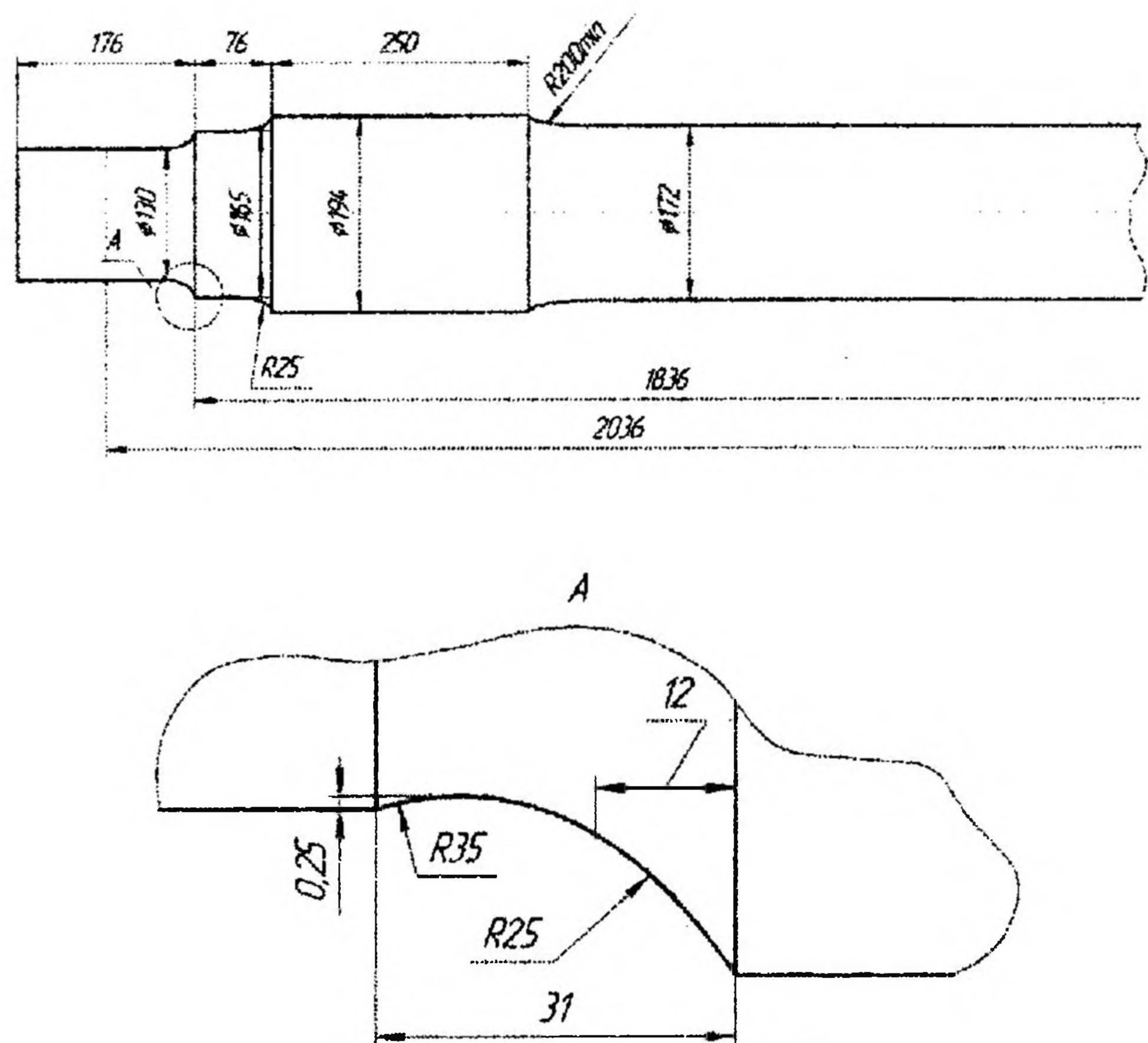


Рис. 1. Вісь колісної пари залізничного транспорту

скінченних елементів є прямим числовим методом розрахунку КІН для тіл з тріщинами [5, 6], що дає можливість врахувати складний просторовий розподіл напружень і деформацій.

Ця праця стосується визначення КІН у найхарактерніших точках фронту поверхневої півеліптичної тріщини найнебезпечнішого перерізу осі колісної пари методом тривимірного скінченноелементного моделювання.

Моделювання МСЕ. Ескіз східчної осі колісної пари електропотяга зображено на рис. 1. Напружено-деформований стан і КІН обчислювали методом скінченних елементів з використанням програмного комплексу ANSYS у пружній постановці, використовуючи метод ітерацій для розрахунку приросту деформацій і перерозподілу поля напружень у вістрі тріщини зі збільшенням навантаження.

Навантаження на буксу вважали рівним $F=260$ кН. Модуль пружності $E=2 \cdot 10^5$ МПа, коефіцієнт Пуассона $\nu=0,3$. Розглядали півеліптичну тріщину з відношенням півосей $a/c = 0,4$ (рис. 2).

Глибину тріщин a вибирали рівною 0,5, 1,0, 3,0, 8,0, 16,0 і 32,0 мм. Діаметр D осі в місці розташування тріщини дорівнював 129,5 мм. Врахування симетрії осі дало можливість у розрахунковій схемі задачі використати розбиття лише чвертини колісної пари разом з буксою і колесом (рис. 3). Колесо обмежували в переміщеннях уздовж осей X та Y .

Для побудови моделі вибрано тривимірний скінченний елемент SOLID95 з двадцятьма вузлами (у тому числі й проміжними). Він може набувати призматичної, пірамідальної та тетраедральної форм. Напружено-деформований стан (НДС) і КІН тріщини на осі колісної пари розраховували у найнебезпечнішому перерізі, де тріщини найчастіше виникають — у місці переходу від циліндричної частини осі діаметром 130 мм до галтелі з перехідними радіусами 25 та 35 мм — у місці, яке збігається з торцем підшипника (див. рис. 1).

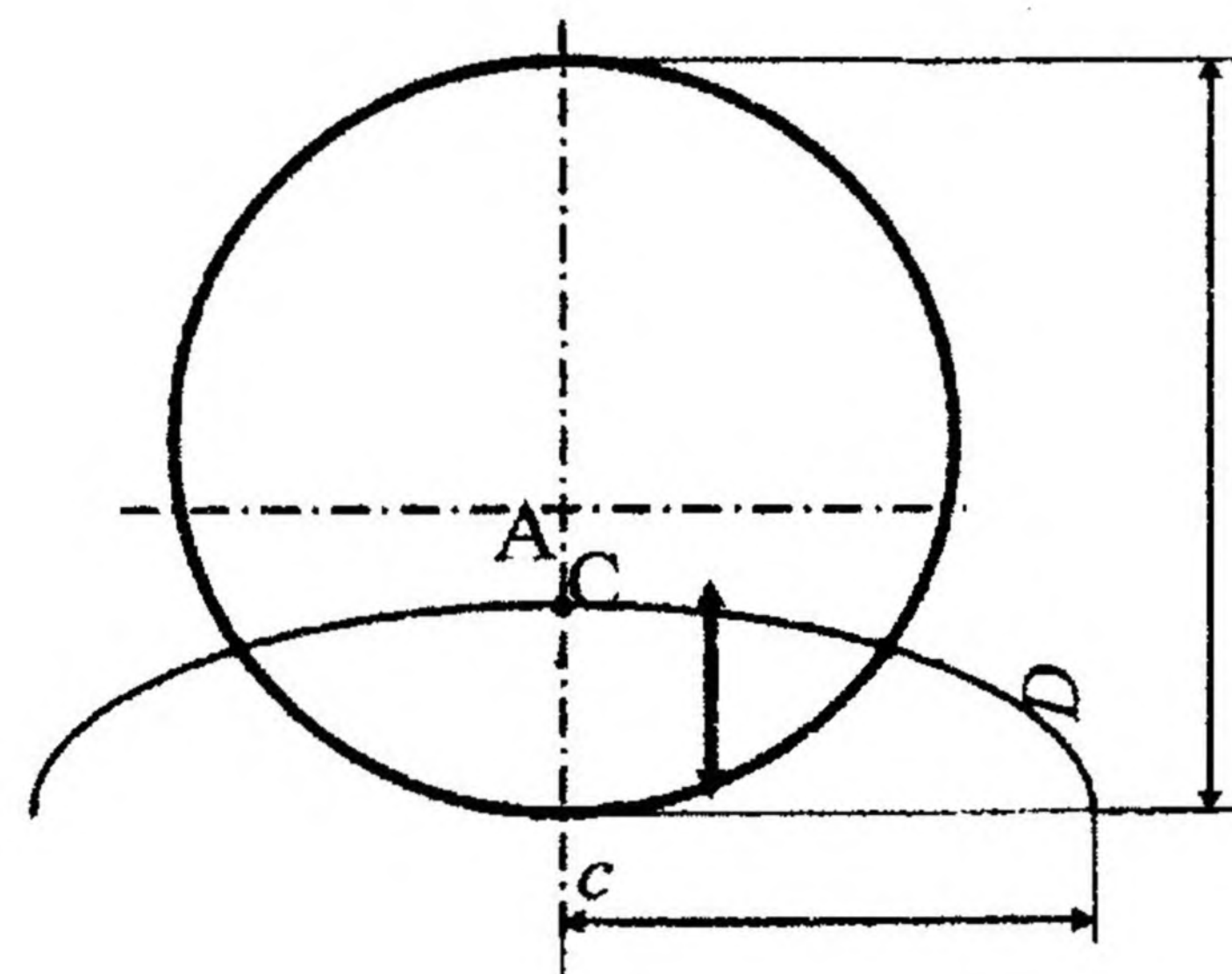


Рис. 2. Циліндр з поверхневою півеліптичною тріщиною

ELEMENTS
MAT NUM

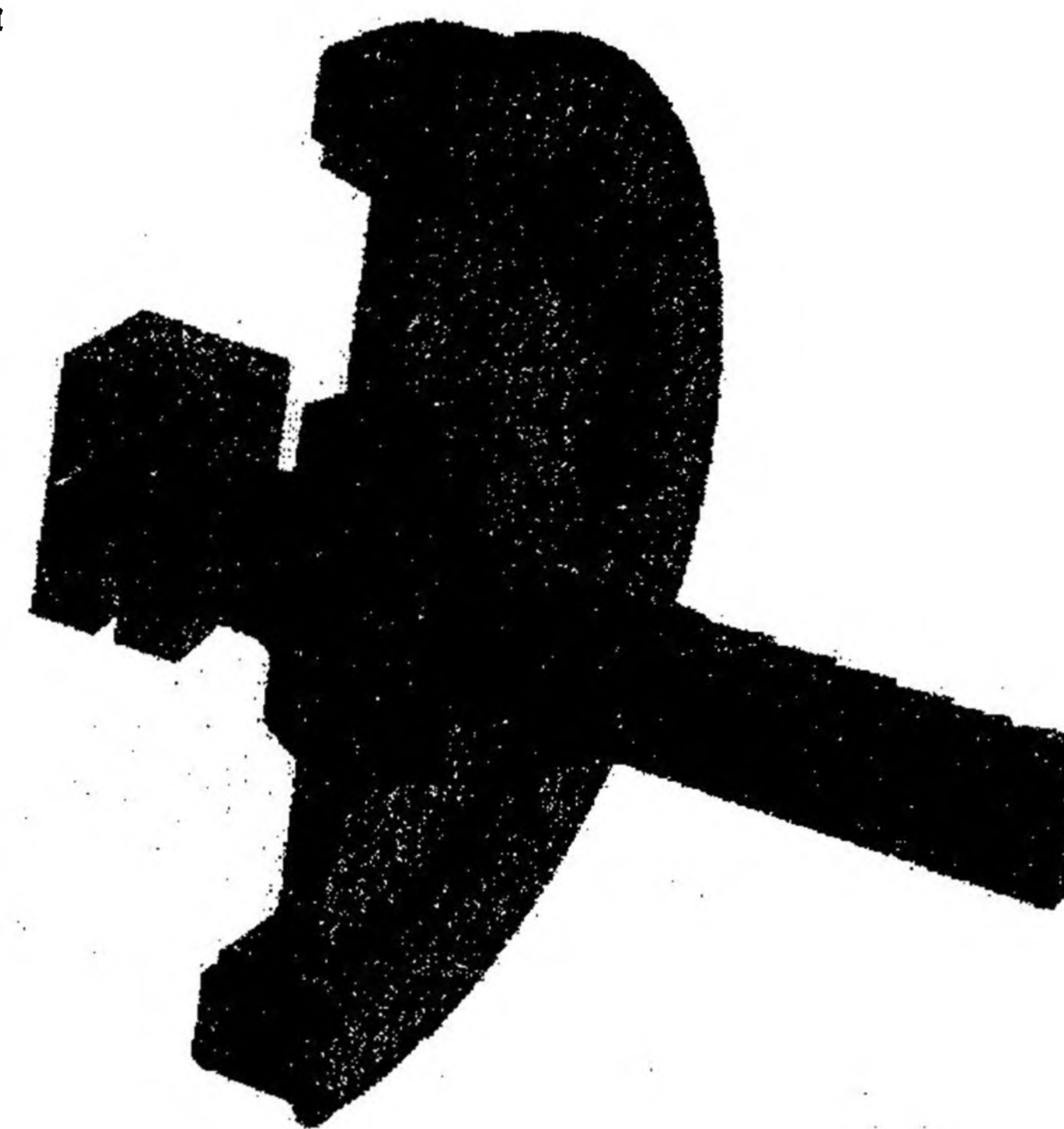


Рис. 3. Скінченноелементна модель осі колісної пари вагона електропотяга з буксою і колесом

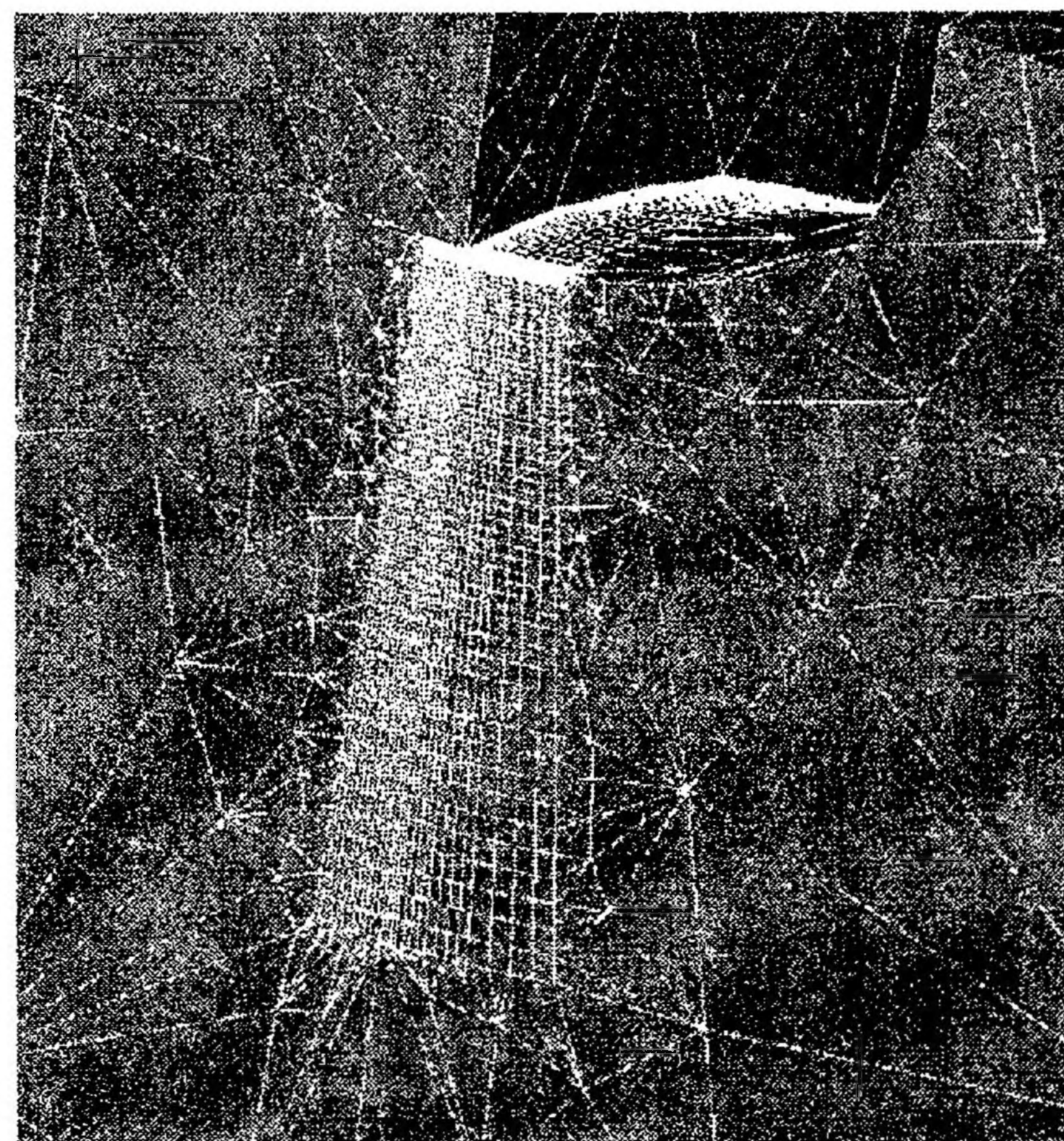


Рис. 4. Фрагмент розбиття області на скінченні елементи в околі найнебезпечнішого перерізу

Для моделювання й розрахунку НДС вістря півеліптичної тріщини застосовували упорядковану (mapped

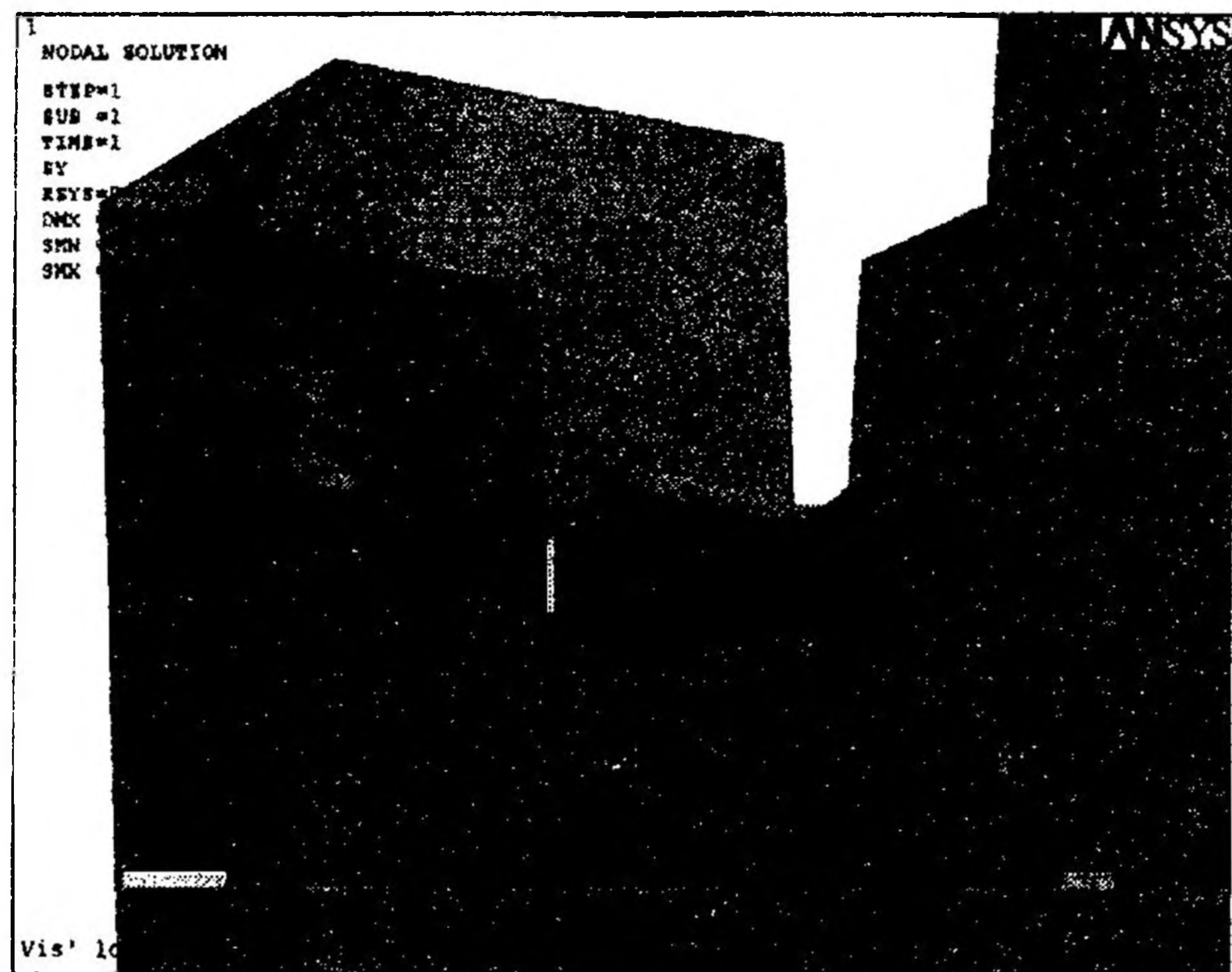


Рис. 5. Розподіл нормальних напружень на поверхні галтелі за сили 260 кН на буксу колеса

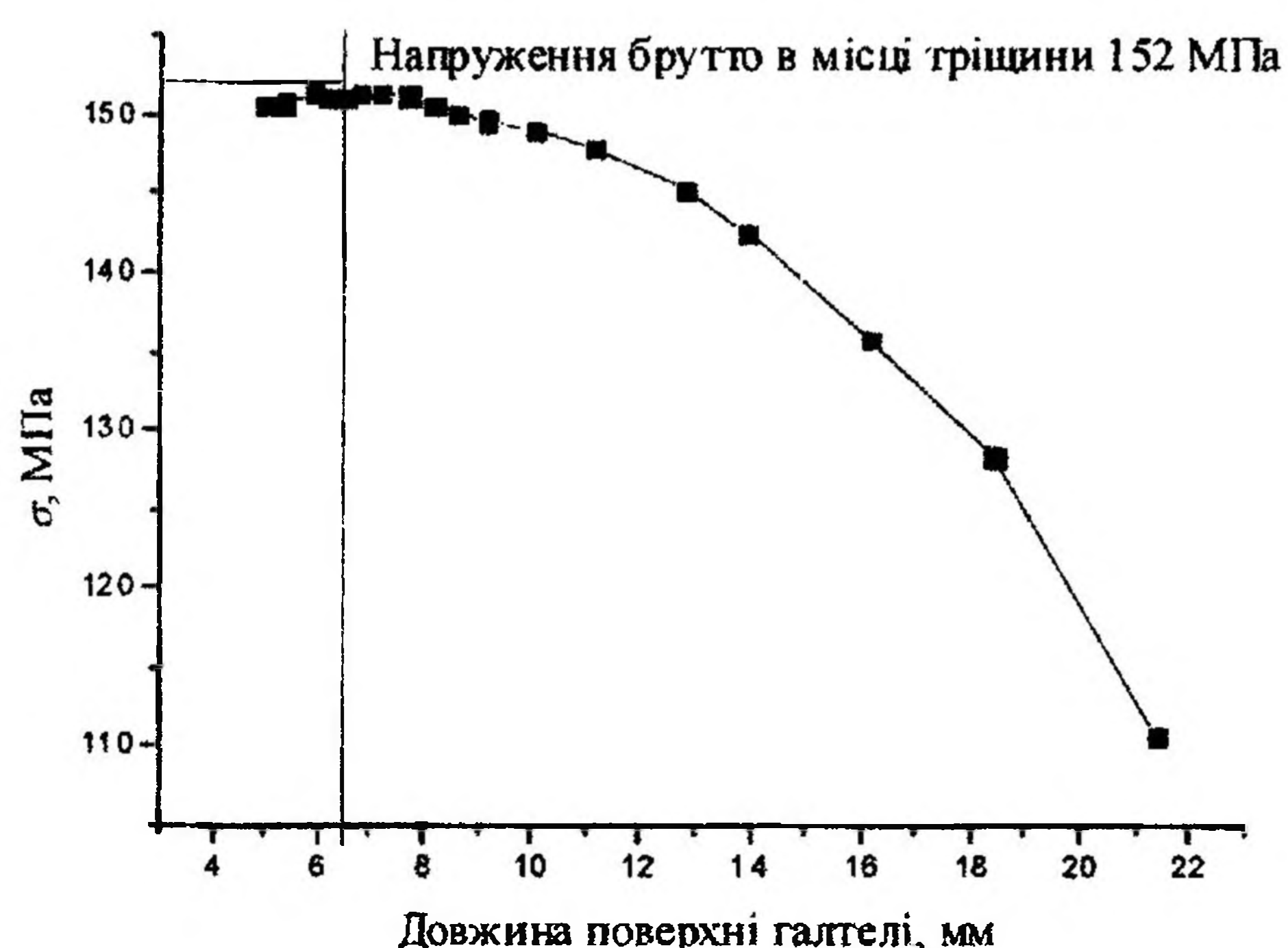


Рис. 6. Залежність нормальних напружень на поверхні галтелі від віддалі вздовж її поверхні при силі 260 кН на буксу колеса

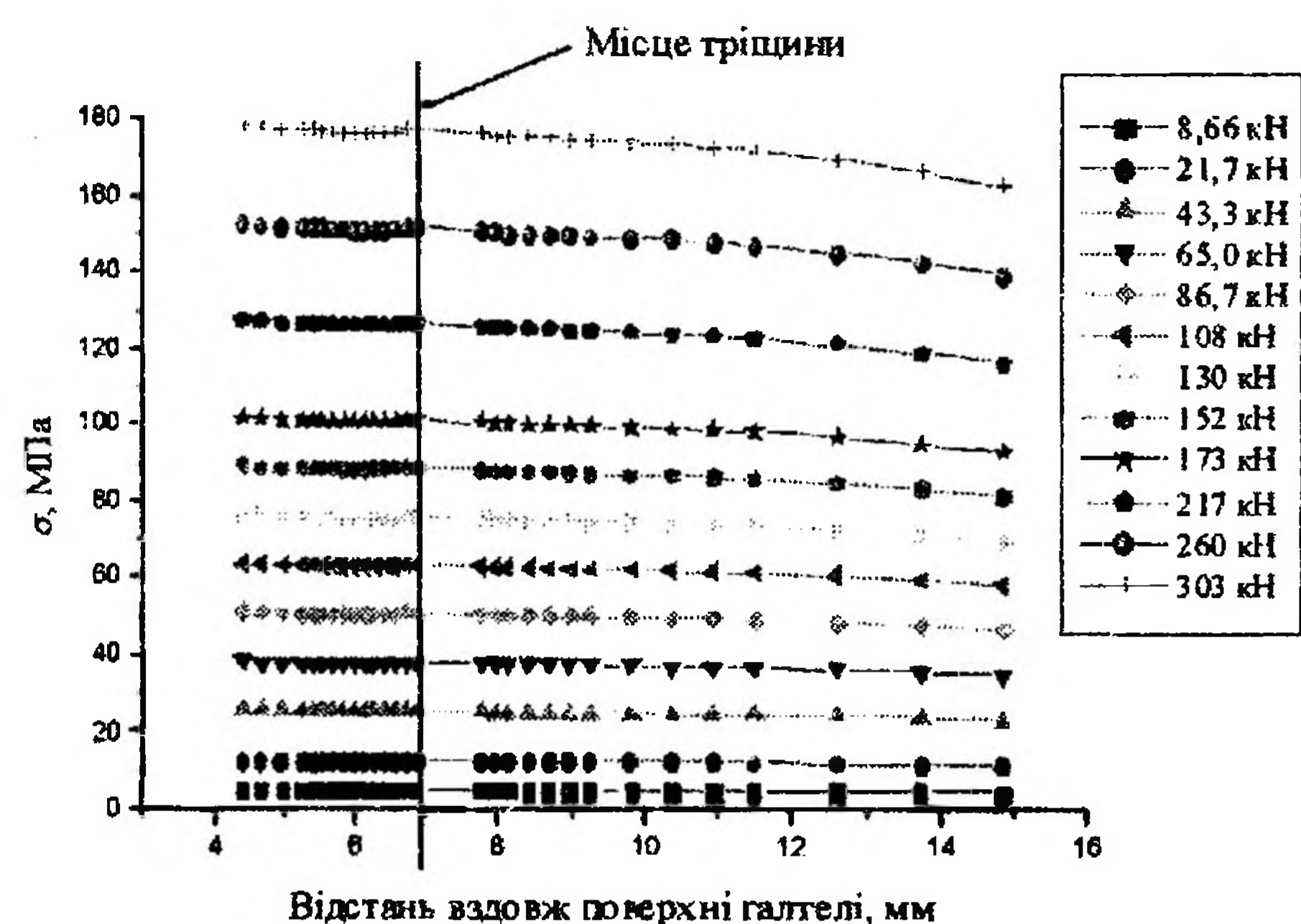


Рис. 7. Розподіл нормальних напружень вздовж поверхні галтелі осі без тріщини для різного навантаження на буксу

meshing) згущену сітку скінченних елементів (див. рис. 4). Розподіл нормальних напружень у галтелі зображено на рис. 5 і рис. 6. Нормальні напруження на поверхні

галтелі осі при навантаженні на буксу 260 кН в найнебезпечнішому перерізі (площині гіпотетичної тріщини) дорівнюють 152 МПа, що в 1,4 рази більше, ніж на протилежному краю галтелі.

Розподіл нормальних напружень вздовж поверхні галтелі для різного навантаження на буксу зображено на рис. 7. На рис. 8 зображено розподіл нормальних напружень у найглибшій точці (точка А, рис. 2) фронту тріщини завглибшки 16 мм.

Поправкову функцію Y розраховували за формулою

$$Y = K / (\sigma_b \sqrt{\pi a}), \quad (1)$$

де σ_b — нормальні бруто-напруження в місці тріщини.

Залежність поправкової функції Y_A для найглибшої точки А (див. рис. 2) від відношення $\lambda = a/D$ зображено на рис. 9. Тут відображено також апроксимацію отриманих результатів поліномом третього степеня

$$Y_A = 0,854 - 6,027\lambda + 27,839\lambda^2 - 44,290\lambda^3. \quad (2)$$

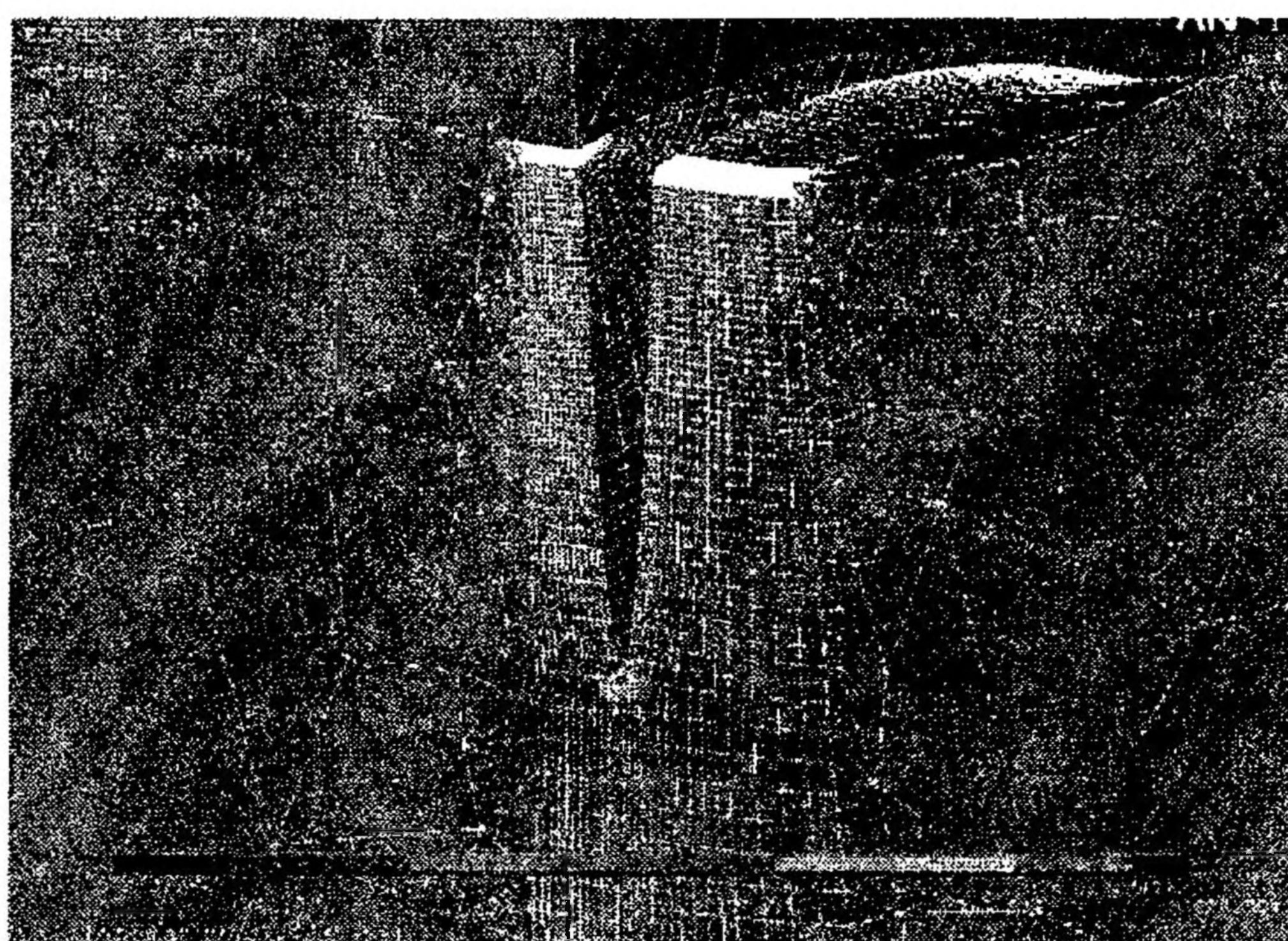


Рис. 8. Розподіл нормальних напружень у вістрі тріщини глибиною 16 мм у найглибшій точці фронту

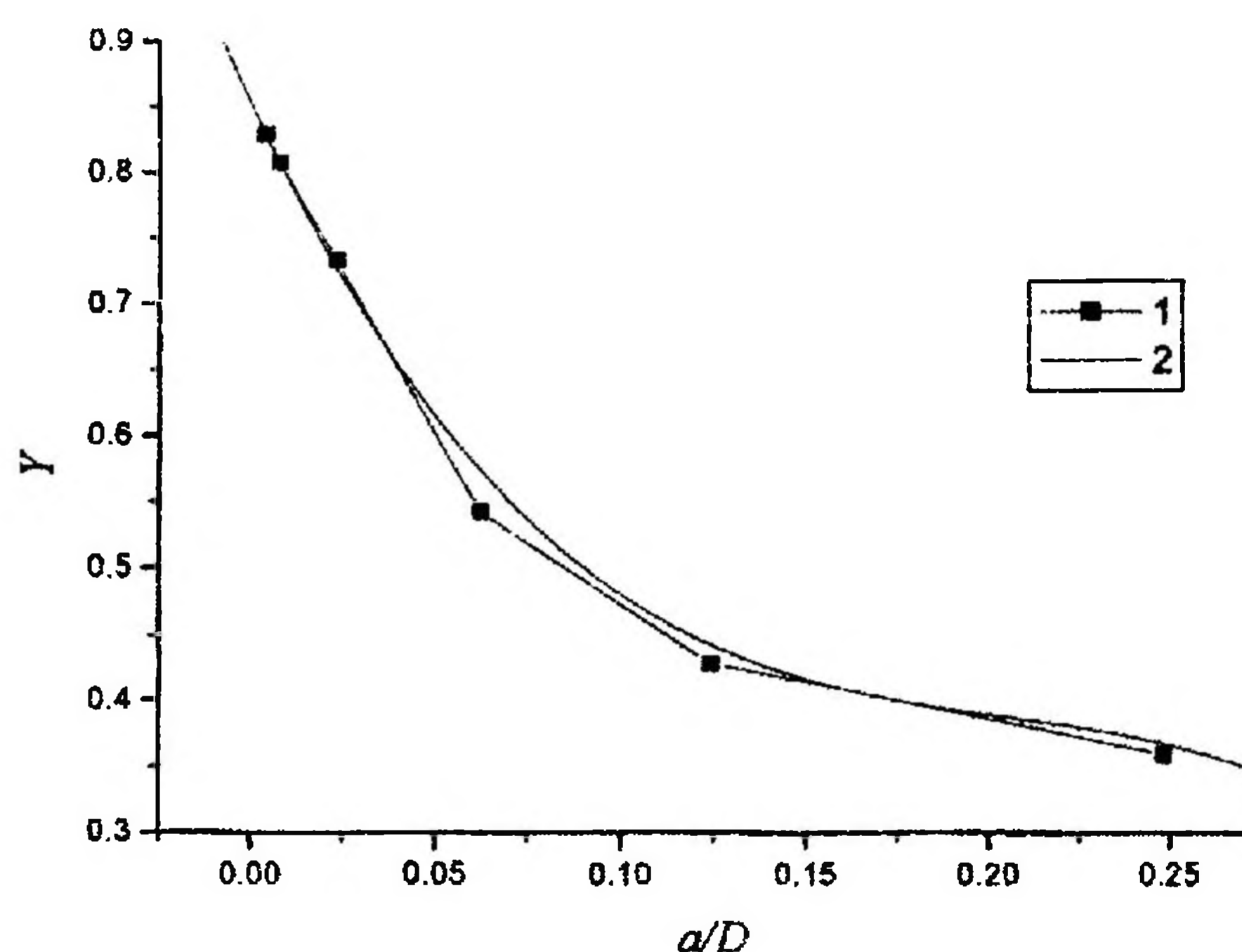


Рис. 9. Залежність поправкової функції для найглибшої точки від відношення a/D : 1 — розрахунок МСЕ; 2 — апроксимація числових даних

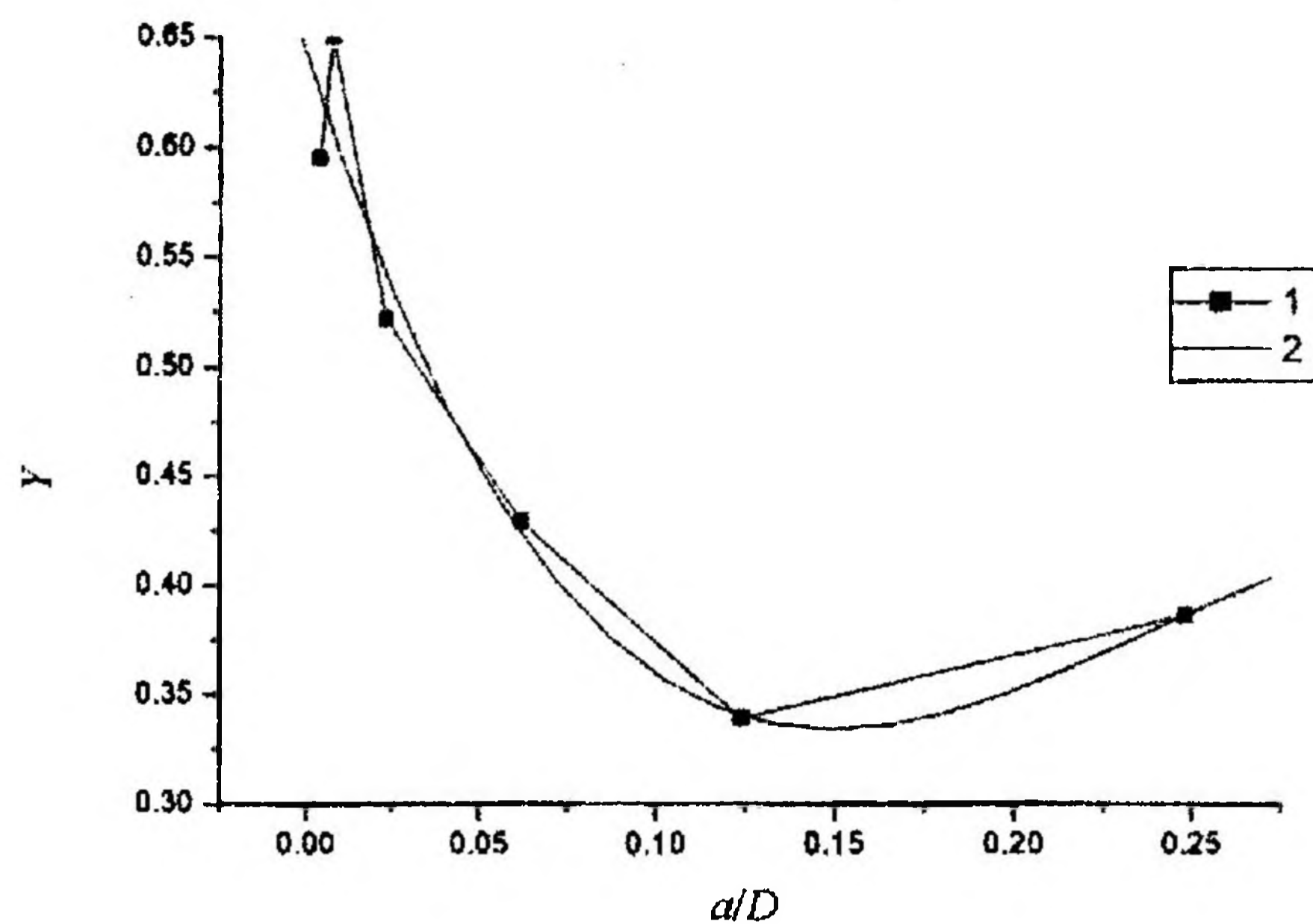


Рис. 10. Залежність поправкової функції для приповерхневої точки фронту від відношення $\lambda = a/D$: 1 — розрахунок МСЕ; 2 — апроксимація числових даних

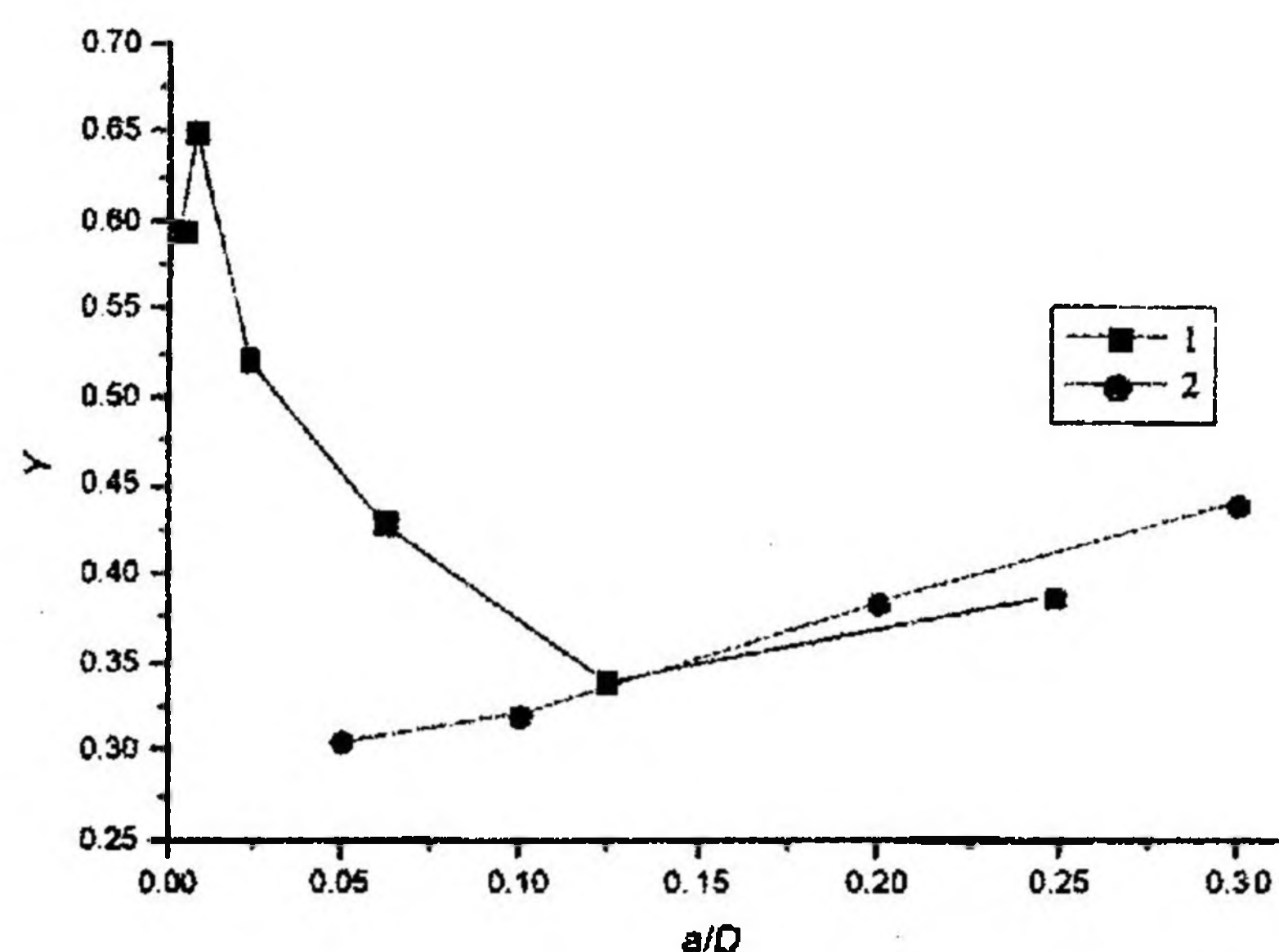


Рис. 11. Залежність безрозмірного КІН осі з тріщиною для точки на поверхні від $\lambda = a/D$: 1 — розрахунок МСЕ; 2 — дані [9]

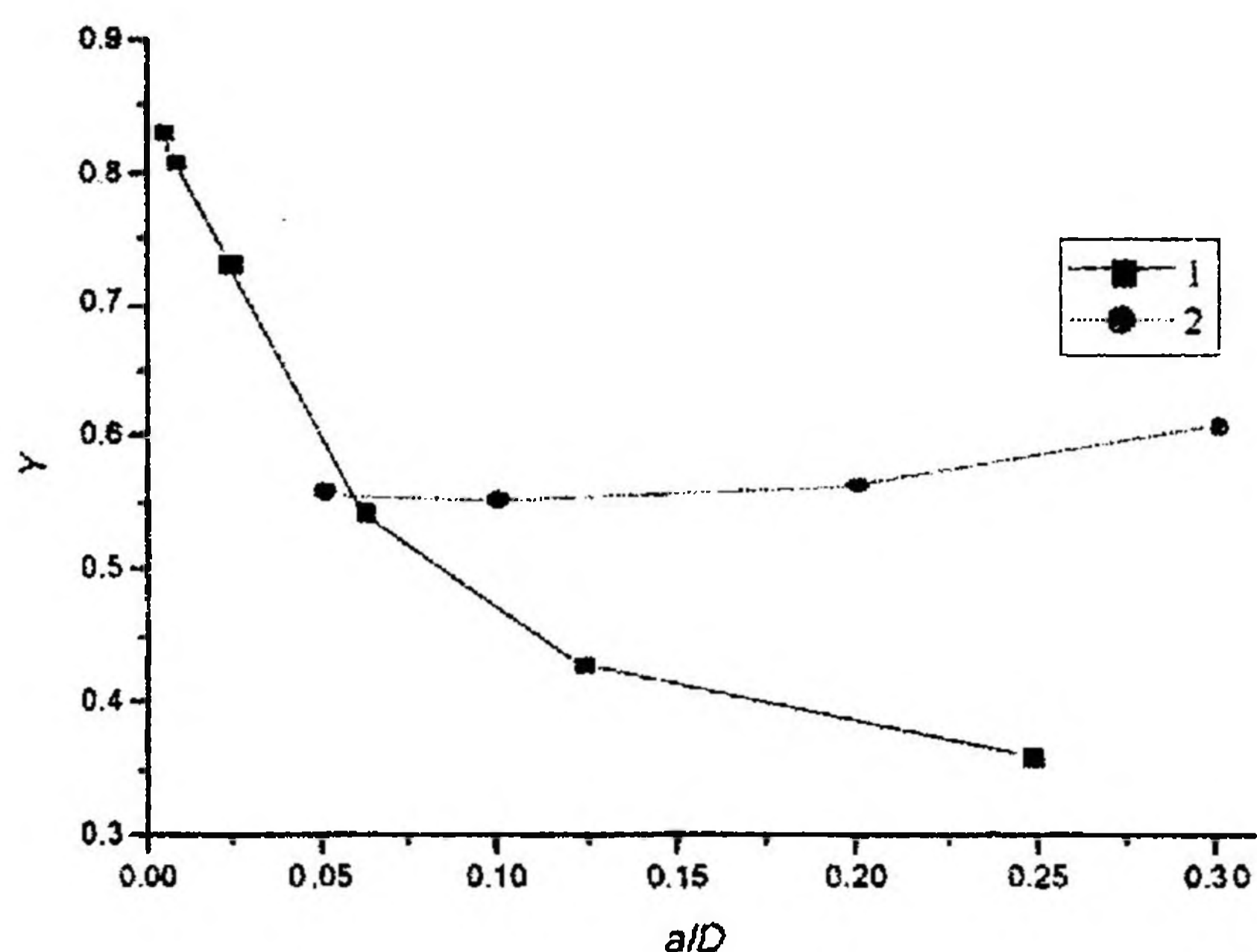


Рис. 12. Залежність безрозмірного КІН осі з тріщиною для найглибшої точки фронту від $\lambda = a/D$: 1 — розрахунок МСЕ; 2 — дані [9]

Залежність поправкової функції Y_C для точки C на поверхні (див. рис. 2) від відношення $\lambda = a/D$ зображено на рис. 10. Тут подано результати розрахунку за МСЕ та апроксимовано ці результати поліномом третього степеня

$$Y_C = 0,642 - 4,865\lambda + 23,757\lambda^2 - 33,466\lambda^3 \quad (3)$$

Помітно, що зі збільшенням λ від 0,004 до 0,25 поправкова функція Y_A у найглибшій точці монотонно зменшується від 0,83 до 0,36, а поправкова функція Y_C для точки на поверхні спадає для $\lambda < 0,125$ і зростає для $\lambda > 0,125$. Треба зазначити, що для $\lambda < 0,22$, тобто майже у всьому діапазоні зміни параметра λ , $Y_A > Y_C$. Для $\lambda > 0,22$ виконується нерівність $Y_A < Y_C$.

Вірогідність методики розрахунку МСЕ була підтверджена при оцінці КІН у вістрі півеліптичної тріщини для товстостінного циліндра [7, 8].

Отримані у цій праці МСЕ-результати для осі з поверхневою тріщиною порівнювали з даними [9] для циліндричного стрижня сталого перерізу з аналогічною тріщиною за чистого згину. На рис. 11 зображено залежність від λ безрозмірного КІН для осі з тріщиною у приповерхневій точці фронту. За умови $0,125 \leq \lambda \leq 0,25$ значення поправкової функції, отримані МСЕ і за даними [9], задовільно узгоджуються (відносна похибка не перевищує 4,8%). Проте при $\lambda < 0,125$, як і слід було очікувати, значення поправкової функції для приповерхневої точки фронту, отримані МСЕ з урахуванням реальної геометрії осі та схеми навантаження, істотно (максимальна відносна похибка не перевищує 50,8%) більші, ніж значення, отримані за даними [9] для циліндричного стрижня сталого діаметра за чистого згину.

На рис. 12 зображено залежність безрозмірного КІН осі з тріщиною для найглибшої точки фронту від λ . Значення поправкової функції для найглибшої точки, отримані МСЕ з урахуванням реальної геометрії осі та схеми навантаження, істотно менші (відносна похибка досягає 38,3%), ніж значення, отримані за даними [9] для циліндричного стрижня сталого діаметра за чистого згину.

Висновки. Методом скінченних елементів обчислено КІН і поправкову функцію осі колісної пари вагона електропотяга з поверхневою півеліптичною тріщиною відносної глибини від 0,004 до 0,25 в найнайнебезпечнішому перерізі — у місці переходу від суто циліндричної поверхні до галтелі.

Отримано, що зі збільшенням відношення глибини тріщини до діаметра $\lambda = a/D$ від 0,004 до 0,25 поправкова функція Y_A в найглибшій точці фронту тріщини монотонно зменшується від 0,830 до 0,359, а поправкова функція Y_C для приповерхневої точки фронту спочатку зменшується (до значення $\lambda = 0,125$), а потім зростає.

Порівняння залежностей безрозмірного КІН в найглибшій та приповерхневій точках фронту поверхневої півеліптичної тріщини осі колісної пари від відносної глибини, отриманих у статті МСЕ, з даними M. Shiratori та ін. [9] для циліндричного стрижня з півеліптичною поверхневою тріщиною за чистого згину свідчить про те, що неврахування реальної геометрії осі та схеми навантаження дає істотні похибки (до 50,8%) при оцінці поправкової функції.

Література

1. Zerbst U., Maedler K., Hintze H. Fracture mechanics in railway applications — an overview // *Fract. Mech.* — 2005. — 72. — P. 163—194.
2. Smith R. A., Hillniansen S. A brief historical overview of the fatigue of railway axles // *Proceedings of the Institution*

of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit. — Professional Engineering Publishing Proc. — 2004. — 218, No. 4. — P. 267—277.

3. Gravier N., Viet J.-J., Leluan A. Predicting the life of railway vehicle axles // Proc. of the 12th Int. Wheelset Congress, 1998, Quigdao, China, 1998. — P. 133—146.

4. Zerbst U., Vormwald M., Andersch C. et al. The development of a damage tolerance concept for railway components and its demonstration for a railway axle // Eng. Fract. Mech. — 2005. — 72. — P. 209—239.

5. Lin X.B., Smith R.A. Shape growth simulation of surface cracks in tension fatigued round bars // International Journal of Mech. Sc. — 1998. — 40, No 5. — P. 405—419.

6. Raju I.S., Newman J.C. Stress intensity factors for circumferential surface cracks in pipes and rods // Fract. Mech. — Vol. 17. — ASTM STP 905. — P. 789—805.

7. Пиндус Ю.І., Марущак П.О., Біщак Р.Т., Ясній О.П. Оцінка розподілу КІН вздовж фронту поверхневої півеліптичної тріщини у товстостінному циліндрі // Вісник Житомирського технологічного інституту. — 2008. — №3 (46). С. 33—38.

8. Ясній П.В., Пиндус Ю.І., Марущак П.О., Гліха В., Вухерер Т. Оцінка КІН у вістрі поверхневої напівеліптичної тріщини у товстостінному циліндрі навантаженому

рівномірно розподіленим навантаженням // Тези доп. Міжнар. наук.-техн. конф. „Міцність та надійність магистральних трубопроводів”. — Київ: ІПМ ім. Г.С. Писаренка, 2004. — С. 122—123.

9. Shiratori M., Miyoshi T., Sakai Y., Zhang G.R. Analysis of stress intensity factors for surface cracks subjected to arbitrarily distributed surface stresses. 3rd Report. Analysis and application of influence coefficients for round bar with a semi-elliptical surface crack // Trans. JSME, Ser. A. — 1987. — 57. — No. 488. — P. 779—785.

Отримана 18.07.08

Yu. Pyndus*, H. Sulym**, O. Yasniy*

The assessment of stress intensity factors on the front of semi-elliptical crack in railway axle

* Ivan Pul'uj Ternopil State Technical University, Ternopil;

** Ivan Franko Lviv National University, Lviv

The stress intensity factors (SIF) and dimensionless SIF were assessed using finite elements method (FEM) for the deepest point and for point on surface on the front of semi-elliptical crack of railway axle. The comparison of dependencies of dimensionless SIF for railway axle with semi-elliptical crack evaluated by FEM with literature data for cylindrical bar with semi-elliptical crack under pure bending shows that the real axle geometry and the loading scheme should be taken into account to avoid significant errors (relative error up to 50.8 %).

Інформація

1-а Міжнародна науково-технічна конференція ТЕОРІЯ ТА ПРАКТИКА РАЦІОНАЛЬНОГО ПРОЕКТУВАННЯ, ВИГОТОВЛЕННЯ І ЕКСПЛУАТАЦІЇ МАШИНОБУДІВНИХ КОНСТРУКЦІЙ

Мінісимпозиуми:

„Проблеми проектування, ресурсу та безпеки експлуатації конструкцій, споруд і машин”

„Стан і перспективи впровадження комп'ютерно-інтегрованого
виробництва у машинобудуванні”

22 — 24 жовтня 2008 р., м. Львів, Україна

Тематика конференції:

1. Конкурентоспроможність продукції машинобудування України в умовах глобалізації.
2. Автоматизація проектування, підготовки і управління виробництвом.
3. Моделювання механічних систем.
4. Структурно-параметричний синтез і оптимізація машинобудівних конструкцій.
5. Теорія машин і механізмів.
6. Динаміка та міцність машин.
7. Теорія коливань і захист від вібрацій.
8. Матеріалознавство.
9. Трибологія.
10. Механіка руйнування матеріалів та міцність конструкцій.

11. Новітні технології у машинобудуванні.
12. Проектування і технологія виготовлення зварних конструкцій.
13. Діагностика та прогнозування залишкового ресурсу конструкцій та споруд тривалої експлуатації.
14. Проблеми якості та контролю в машинобудуванні.

Адреса для кореспондування:

Кіндрацькому Б. І.

А/с 6758, м. Львів, 79058, Україна

E-mail: me@in.lviv.ua

<http://znc.com.ua/ukr/conf/index.php>

Тел.: 38 (032) 258-23-81; 38 (032) 231-92-99;

(38) 0679998734