

УДК 539.375:620.178

О. Дацишин

Ст. наук. співр., докт. техн. наук

Г. Марченко

Канд. фіз.-мат. наук

Фізико-механічний інститут
ім. Г. В. Карпенка НАН України,
м. Львів

ПРО ВПЛИВ ЗАЛИШКОВИХ НАПРУЖЕНЬ НА НАПРУЖЕНИЙ СТАН БІЛЯ ПОВЕРХНЕВОЇ ТРІЩИНИ В ГОЛОВЦІ РЕЙКИ

З використанням методу сингулярних інтегральних рівнянь досліджено напружений стан пошкодженої тріщиною головки рейки під час контакту з колесом за наявності поздовжніх залишкових напружень. Коефіцієнти інтенсивності напружень отримано для різних розподілів цих напружень (лінійний розтяг або стиск).

рейка, поздовжнє залишкове напруження, тріщина, сингулярне інтегральне рівняння, коефіцієнт інтенсивності напружень

Вступ. Залишкові напруження, які виникають у залізничних рейках відразу після виготовлення і під час експлуатації, можуть істотно впливати на їх контактнотомне руйнування. Характер розподілу цих напружень досліджували у багатьох працях (див., напр., [1 — 5]). Епюри розподілу поздовжніх залишкових напружень за висотою поперечного перерізу рейки вздовж осі симетрії після її виготовлення і під час експлуатації дещо відрізняються (рис. 1). У першому випадку поблизу бігової поверхні рейки вони розтягувальні і досягають максимального значення ~ 250 МПа. А під час експлуатації в приповерхневому шарі виникають локальні пластичні деформації, що призводить до механічного зміцнення в цій ділянці головки рейки. Як наслідок, тут залишкові напруження перерозподіляються, стають стискальними і залишаються біля поверхні найбільшими. Тому для рейки в умовах контактної втоми кочення і за наявності таких напружень особливо небезпечні поверхневі тріщини, які поширюються в головці. Слід зауважити, що на сьогодні на залізницях Європи у 30% випадків причиною заміни рейок є саме контактнотомні дефекти в головці [6]. Однак вплив залишкових напружень на напружений стан

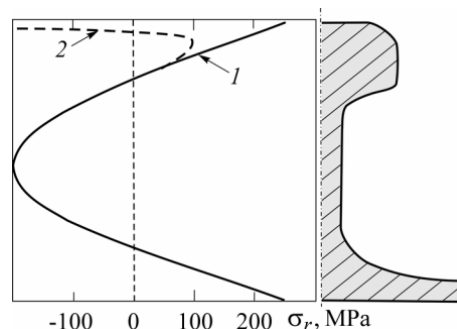


Рис. 1. Типовий розподіл поздовжніх залишкових напружень σ_r у рейці: 1 — після виготовлення, 2 — під час експлуатації [3]

в околі поверхневих тріщин вивчено недостатньо. Дослідження у цьому напрямі проводив Г. Марченко, моделюючи, як прийнято в літературі, залишкові напруження рівномірним розтягом/стиском на нескінченності [7 — 9]. Нижче, у продовження попередніх досліджень, запропоновано новий точніший підхід, за яким залишкові напруження моделювали масовими силами з лінійним

розподілом. Для цього використовували експериментальні епюри розподілу залишкових напружень (див. рис. 1), а їхні окремі ділянки апроксимували лінійною функцією. Було проведено порівняння числових результатів, отриманих різними підходами, та оцінено похибку.

Формулювання задачі. Замість пошкодженої поверхневим тріщиноподібним дефектом залізничної рейки у двовимірній постановці розглянуто пружну півплощину з крайовим прямолінійним розрізом (тріщиною) (рис. 2). Півплощину віднесено до системи координат xOy , вісь Ox якої збігається з краєм півплощини, а початок O — з гирлом тріщини; саму тріщину віднесено до локальної системи координат $x_1O_1y_1$. Контактний тиск від колеса на рейку моделювали повторним поступальним переміщенням вздовж межі півплощини (справа наліво) герцівських контактних зусиль:

$$s(x) = -(1 + if)p(x) = -p_0(1 + if)\sqrt{a^2 - (x - x_0)^2} / a, \quad |x - x_0| \leq a,$$

де f — коефіцієнт тертя в контактї, p_0 — максимальний тиск у центрі ділянки контакту.

Поздовжні залишкові напруження в приповерхневому шарі рейки завтовшки d на довільній вертикальній лінії ($|x| < \infty$) задавали лінійним розподілом $p_r(y) = Ay + B$ (див. рис. 2). При цьому розрізняли $d = d_1$ і $d = d_2$ для випадків рейки відповідно після виготовлення (рис. 2,а) і під час експлуатації (рис. 2,б), а самі d_1 та d_2 відповідали нульовому значенню залишкових напружень на експе-

риментальних епюрах поблизу поверхні головки рейки (див. рис. 1). Положення ділянки контакту відносно гирла тріщини визначає параметр $\lambda = x_0/l$, відносну довжину тріщини — параметр $\varepsilon = l/a$, а її орієнтацію — кут β .

Крайові умови задачі на межі півплощини мають вигляд

$$\sigma_y(x,0) - i\tau_{xy}(x,0) = \begin{cases} s(x), & |x - x_0| \leq a \\ 0, & |x - x_0| > a. \end{cases} \quad (1)$$

Поздовжні залишкові напруження в довільній точці приповерхневого шару рейки задаються такими співвідношеннями:

$$\sigma_x(x,y) = p_r(y), \quad |x| < \infty, \quad 0 < y < -d; \quad (2)$$

$$\sigma_y(x,y) = \tau_{xy}(x,y) = 0, \quad |x| < \infty, \quad 0 < y < -d. \quad (3)$$

Для випадку рейки після виготовлення $d = d_1$, $A = -p'_r/d_1$, $B = p'_r$, а для випадку рейки під час експлуатації маємо інші значення $d = d_2$, $A = p''_r/d_2$, $B = -p''_r$. Тут p'_r і p''_r — максимальні значення відповідно розтягальних і стискальних залишкових напружень, які досягаються на біжучій поверхні рейки (при $y = 0$).

Береги тріщини за певних розташувань герцівського контактного навантаження (за певних λ) і з урахуванням залишкових напружень можуть контактувати. Нижче розглянуто їх гладкий контакт. Позначимо через L' сукупність ділянок розкриття тріщини. Тоді крайові умови задачі на берегах тріщини будуть такі:

$$N^\pm(x_1) = 0, \quad x_1 \in L'; \quad (4)$$

$$T^\pm(x_1) = 0, \quad x_1 \in L; \quad (5)$$

$$u_n^+(x_1) - u_n^-(x_1) = 0, \quad x_1 \in L \setminus L'. \quad (6)$$

Тут L — контур тріщини, який розглядаємо відносно локальної системи координат $x_1O_1y_1$; N і T — нормальні і дотичні напруження на берегах тріщини; u_n — нормальна компонента вектора переміщень берегів. Індекси “+” і “-” вказують на граничні значення функції за підходу до контуру тріщини відповідно зліва і справа щодо вибраного додатного напрямку його обходу [10].

Скориставшись методом суперпозиції щодо (2), (3) і граничними умовами (1), (4) — (6), за допомогою комплексних потенціалів Колосова — Мухелішвілі [10, 11] отримаємо систему сингулярних інтегральних рівнянь, яку в операторній формі можна записати у вигляді

$$\operatorname{Re} D(x_1) = \pi \operatorname{Re} P(x_1), \quad x_1 \in L'; \quad (7)$$

$$\operatorname{Im} D(x_1) = \pi \operatorname{Im} P(x_1), \quad x_1 \in L, \quad (8)$$

де функція $D(x_1) = I\{L'\}g'_1(x_1) + I\{L\}g'_2(x_1)$, а оператор $I\{L\}$ задає співвідношення

$$I\{L\}\varphi(t) = \int_L [R(t,\tau)\varphi(\tau) d\tau + S(t,\tau)\overline{\varphi(\tau)} d\bar{\tau}].$$

У правій частині системи рівнянь (7), (8)

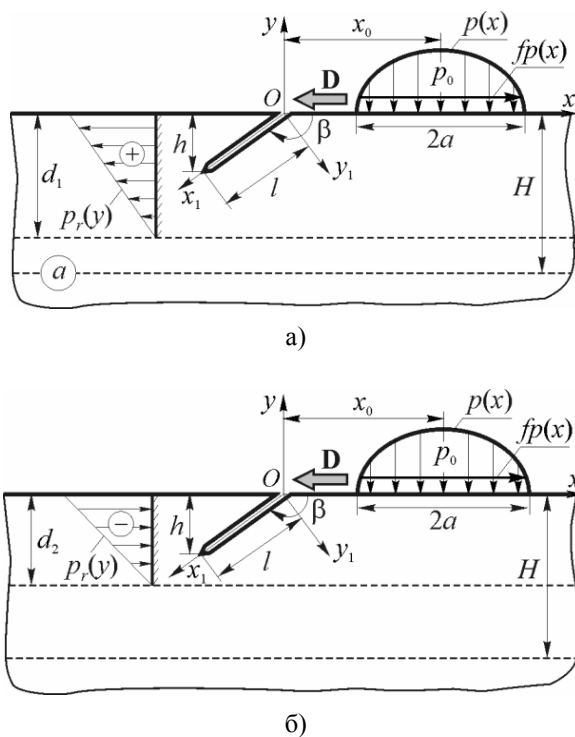


Рис. 2. Геометрично-силова схема для головки рейки з крайовою тріщиною під дією модельного контактного навантаження та залишкових напружень: а — після виготовлення, б — під час експлуатації; H — висота головки рейки, D — напрям руху контактного навантаження

$$P(x_1) = \frac{P_0}{\pi} \{ \operatorname{Re}[(1+if)c(x_1)] - \left[(1-if) \frac{\overline{c(x_1)}}{a(x_1)} \operatorname{Im}(x_1 e^{-i\beta}) - if \overline{c(x_1)} \right] e^{2i\beta} \} - p_1(x_1), \quad (9)$$

де

$$a(x_1) = \sqrt{1-b^2(x_1)}, \quad b(x_1) = x_1 e^{-i\beta} - x_0,$$

$$c(x_1) = a(x_1) - ib(x_1);$$

$$p_1(x_1) = \begin{cases} \frac{1}{2} \left[-\frac{p_r'}{d_1} x_1 \sin\beta + p_r' \right] (1 - e^{2i\beta}), & \text{якщо } p_r(y) > 0 \\ \frac{1}{2} \left[\frac{p_r''}{d_2} x_1 \sin\beta - p_r'' \right] (1 - e^{2i\beta}), & \text{якщо } p_r(y) < 0, \end{cases}$$

а ядра $R(t, \tau)$, $S(t, \tau)$ наведено у працях [12, 13]. Шукані функції $g_1'(\tau)$ і $g_2'(\tau)$ характеризують похідні від розривів відповідно нормальних і дотичних переміщень на берегах тріщини.

Систему рівнянь (7), (8) розв'язували чисельно методом механічних квадратур Гауса — Чебишова, на основі розв'язку якої за відомою формулою [11] знаходили коефіцієнти інтенсивності напружень (КІН).

Числові результати. Значення безрозмірних КІН $F_{I,II} = K_{I,II} / (p_0 \sqrt{\pi a})$ для заданого напрямку руху контактної навантаження D (див. рис. 2) отримано для крайової полової тріщини (кут орієнтації $\alpha = 55^\circ$) з різними відносними довжинами $\varepsilon = 0,2 \div 3,0$ за коефіцієнта тертя в контактні між тілами кочення $f = 0,25$. При цьому вибір найбільшого ε за заданого формулювання задачі залежав від умов експлуатації рейки, коли глибина залягання вершини тріщини не перевищувала d_1 для рейки відразу після виготовлення і d_2 для рейки під час експлуатації (див. табл. 1).

Максимальні значення розтягувальних і стискальних залишкових напружень у приповерхневій зоні головки рейки, згідно з експериментальними епюрами їх розподілу по висоті рейки (рис. 1), вибрали відповідно рівними $p_r' = 250$ МПа і $p_r'' = 200$ МПа. Максимальний тиск на ділянці контакту колеса з рейкою $p_0 = 1100$ МПа, висота головки рейки $H = 40$ мм, а півдовжини ділянки контакту $a = 7$ мм. Для того, щоб виявити вплив залишкових напружень на КІН, нижче на всіх графіках для порівняння наведено дані для випадку дії лише контактної навантаження.

Таблиця 1

Значення глибини залягання вершини тріщини

$\varepsilon = l/a$	h , мм
0,2	0,59
1,0	2,96
1,5	4,44
1,7	$d_2 = 5$
3,0	8,87
10,1	$d_1 = 30$

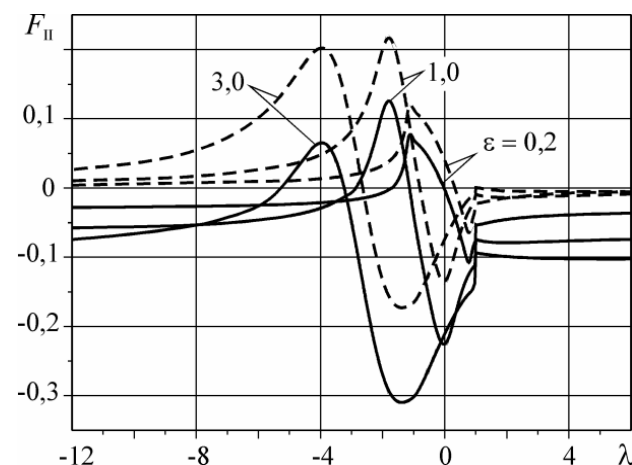
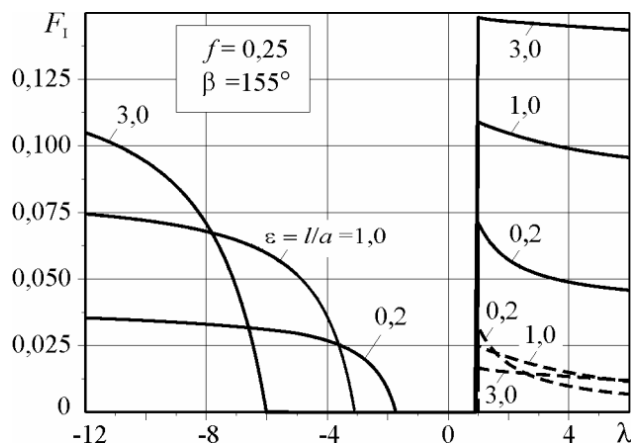


Рис. 3. Залежність безрозмірних КІН F_I (а) і F_{II} (б) від параметра розташування контактної навантаження $\lambda = x_0/a$ у випадку розтягувальних залишкових напружень: — сукупна дія герцівського навантаження і залишкових напружень; - - - відсутність залишкових напружень

Наявність розтягувальних залишкових напружень (рейка після виготовлення) приводить до того, що тріщина відкрита (її береги не контактують і $F_I > 0$), коли контактне навантаження (колесо) знаходиться як справа, так і зліва від її гирла, тобто для додатних і від'ємних значень параметра λ , на відміну від випадку їх відсутності, коли за від'ємних λ тріщина у вершині закрита і $F_I = 0$ (рис. 3,а).

Крім цього, розтягальні залишкові напруження суттєво збільшують максимальні значення коефіцієнтів F_p , які досягаються, коли колесо наближається до гирла. З іншого боку, з ростом відносної довжини тріщини ε максимуми F_I збільшуються, в той час як за наявності лише контактної навантаження вони навпаки зменшуються. Це пояснюється тим, що за дії лише контактної навантаження зі збільшенням довжини тріщини її вершина, заглиблюючись, віддаляється від межі тіла і вплив на неї контактної навантаження послаблюється.

Що ж стосується коефіцієнтів F_{II} , то під час руху колеса поблизу гирла тріщини вони досягають своїх екстремальних значень, а також змінюють знак (рис. 3,б). При цьому такі моменти наступають здебільшого коли колесо минає гирло, а для довших тріщин — пізніше.

Таблиця 2

Відносні різниці екстремальних значень безрозмірних КІН для оцінки впливу залишкових напружень

$\varepsilon = l/a$	$F_{II, \max}$	$F_{II, \min}$
0,2	36% / 26%	66% / 49%
1,0	42% / 22%	68% / 35%

Примітка. В чисельнику — дані для розтягувальних залишкових напружень, у знаменнику — для стискальних.

Кількісний вплив розтягувальних залишкових напружень на екстремальні значення коефіцієнтів F_{II} відображено в табл. 2 у чисельнику, де наведено відносні різниці цих значень за наявності і відсутності залишкових напружень. Слід також додати, що розтягувальні залишкові напруження збільшують мінімальні за абсолютною величиною значення F_{II} і зменшують максимальні.

Коли ж тріщина знаходиться в області стискальних залишкових напружень (рейка під час експлуатації), вона для заданого набору значень експлуатаційних параметрів $f, \beta, \varepsilon, p_0, p_r''$ закрита біля вершини за будь-якого розташування контактної навантаження (колеса) і, отже, для будь-яких λ $F_I = 0$. А щодо коефіцієнтів F_{II} , то, як і в попередньому випадку, за розташування контактної навантаження поблизу гирла тріщини вони аналогічно досягають екстремальних значень і міняють знак (рис. 4).

Кількісний вплив стискальних залишкових напружень на екстремальні значення коефіцієнтів F_{II} показано в табл. 2 у знаменнику. Причому, на відміну від попереднього випадку, вони зменшують мінімальні за абсолютною величиною значення F_{II} і збільшують максимальні.

Підсумовуючи результати щодо впливу розтягувальних і стискальних залишкових напружень на екстремальні значення коефіцієнтів F_{II} бачимо (див. табл. 2), що найбільшим є вплив розтягувальних. Крім цього, зі зростанням відносної довжини тріщини їхній вплив збільшується, в той час як стискальних — навпаки зменшується.

Для оцінювання розходжень у розрахунках, проведених за різних способів моделювання стискальних залиш-

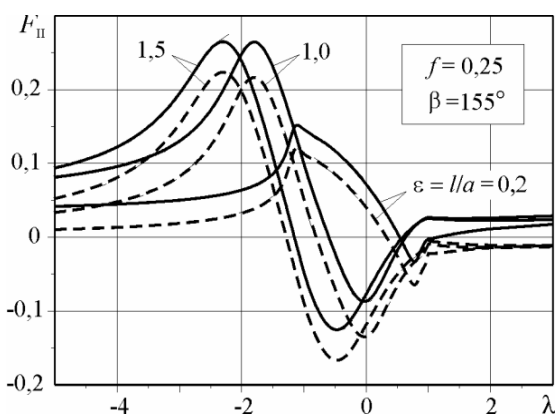


Рис. 4. Залежність безрозмірних КІН F_{II} від параметра розташування контактної навантаження $\lambda = x_0/a$ у випадку стискальних залишкових напружень: — сукупна дія герцівського навантаження і залишкових напружень; - - - відсутність залишкових напружень

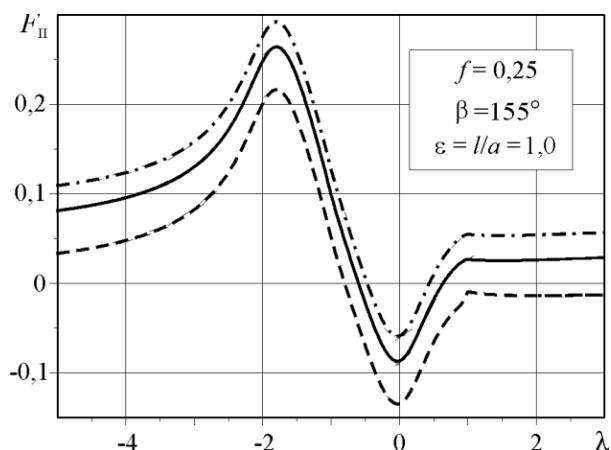


Рис. 5. Порівняння залежностей безрозмірних КІН F_{II} від параметра розташування контактної навантаження $\lambda = x_0/a$ для стискальних залишкових напружень: — наші дані, - - - сукупна дія герцівського навантаження і залишкових напружень, які моделюються рівномірним стиском на нескінченності; - - - відсутність залишкових напружень

кових напружень, зроблено порівняння числових даних, коли їх моделювали рівномірним стиском на нескінченності (як у працях [7 — 9]) і масовими силами з лінійним розподілом (як у цій праці). Бачимо (рис. 5), що за першого способу моделювання максимальне значення коефіцієнта F_{II} у циклі кочення досягається за $\lambda = -1,80$ і відхиляється від отриманого для випадку відсутності залишкових напружень на 35%, а за другого способу для цього самого λ це відхилення складає 22%. Мінімальні ж значення коефіцієнта F_{II} у циклі кочення досягаються за $\lambda = -0,03$, а аналогічні відхилення складають відповідно 56% і 35%. Таким чином, за першого способу моделювання отримуємо дещо завищені (на 13%) дані для максимальних коефіцієнтів F_{II} і дещо занижені (на 21%) дані для мінімальних у порівнянні з більш точним способом їх моделювання лінійно розподіленими по глибині зусиллями.

Нагадаємо, що отримані результати стосуються випадків, коли вершина тріщини не виходила із зони впливу модельних залишкових напружень ($0 < y < -d$).

Висновки. Для дослідження впливу поздовжніх залишкових напружень на напружений стан біля поверхневої тріщини в головці залізничної рейки під час її контакту з колесом запропоновано новий підхід у моделюванні цих напружень масовими силами з лінійним розподілом по висоті рейки і застосовано метод сингулярних інтегральних рівнянь.

За наявності стискальних залишкових напружень для будь-якого розташування контактної навантаження крайова полого тріщина біля вершини закрита і КІН $K_I = 0$ (рис. 4). Розтягувальні залишкові напруження суттєво збільшують коефіцієнти K_I (рис. 3, а).

На екстремальні значення КІН K_{II} найбільше впливають розтягувальні залишкові напруження. Причому зі зростанням відносної довжини тріщини їхній вплив збільшується, а стискальних — навпаки зменшується (див. табл. 2).

Порівняння результатів, отриманих за моделювання залишкових напружень рівномірним стиском на нескінченності і лінійно розподіленими по глибині рейки стискальними зусиллями (як у цій праці) вказує на те, що перший спосіб моделювання дає завищені (на 13%) результати для максимумів КІН і занижені (на 21%) результати для мінімумів (рис. 5).

Література

1. Li Y.C. Analysis of fatigue phenomena in railway rails and wheels // Handbook of Fatigue Crack Propagation in Metallic Structures. – Oxford: Elsevier Science B.V., 1994. – 2. – P. 1497–1537.
2. Ringsberg J.W. and Lindback T. Rolling contact fatigue analysis of rails including numerical simulation of the rail manufacturing process and repeated wheel-rail contact loads // Int. J. Fatigue. – 2003. – 25. – P. 547–558.
3. Zerbst U., Madler K., and Hintze H. Fracture mechanics in railway applications – an overview // Engng. Fract. Mech. – 2005. – 72. – P. 163–194.
4. Ekberg A. and Kabo E. Fatigue of railway wheels and rails under rolling contact and thermal loading – an overview // Wear. – 2005. – 258. – P. 1288–1300.
5. Measurement of residual stresses in rails by neutron diffraction / T. Sasaki, S. Takahashi, Y. Kanematsu et al. // Ibid. – 2008. – 265. – P. 1402–1407.
6. Heinsch M. Improving rail durability and life // Int. Railway J. – 2004. – № 2. – P. 13–15.
7. Марченко Г. Про вплив залишкових напружень на напружений стан в залізничних рейках // Сучасні проблеми механіки та математики. Матеріали II Міжнар. наук. конф.:

в 3-х т. / Під ред. Г.С. Кіта, Б.Й. Пташника, Р.М. Кушніра. – Львів: ІППММ, 2008. – 2. – С. 65–67.

8. Марченко Г. Про напружений стан в залізничних рейках з врахуванням залишкових напружень // Механіка руйнування матеріалів і міцність конструкцій / Під ред. В. В. Панасюка. – Львів: ФМІ НАНУ, 2009. – С. 149–153.

9. Марченко Г. Вплив залишкових напружень на коефіцієнти інтенсивності напружень для поверхневої тріщини в головці рейки // Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 2010. – № 1. – С. 57–61.

10. Мухомелішвили Н.И. Некоторые основные задачи математической теории упругости. – М.: Наука, 1966. – 708 с.

11. Саврук М.П. Двумерные задачи упругости для тел с трещинами. – К.: Наук. думка, 1981. – 324 с.

12. Дацишин А.П., Марченко Г.П. Краевая криволинейная трещина в упругой полуплоскости // Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 1985. – № 1. – С. 67–71.

13. Дацишин О.П., Марченко Г.П., Панасюк В.В. До теорії розвитку тріщин при контакті кочення // Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 1993. – № 4. – С. 49–61.

Отримана 25.06.10

О. Datsyshyn, H. Marchenko

About the residual stresses effect on stress state near a surface crack in a rail head

Karpenko Physico-Mechanical Institute of National Academy of Sciences of Ukraine, Lviv

By using singular integral method, the stress state of a crack-damaged rail during its contact with wheel given longitudinal residual stresses have been investigated. Numerical results for stress intensity factors have been received for different redistributions of these stresses (linear tension or compression).

Інформація

12-та Міжнародна науково-практична конференція
СПОРІДНЕНІ РЕНОВАЦІЙНІ ПРОЦЕСИ: ОБЛАДНАННЯ, МАТЕРІАЛИ, ТЕХНОЛОГІЇ
24 – 28 вересня 2012 р., м. Ялта, Крим, Україна

Тематика конференції:

- Побудова національних систем технічного регулювання в умовах членства у ВТО і ЄС.
- Процесно-орієнтовані інтегровані системи керування: теорія і практика.
- Стандартизація, сертифікація, управління якістю у промисловості, електроенергетиці, сільському господарстві і сфері послуг.
- Впровадження стандартів ДСТУ 9001:2009 у вищих навчальних закладах, медичних закладах і органах державної служби.
- Метрологічне забезпечення і контроль якості продукції у промисловості, електроенергетиці, сільському господарстві і сфері послуг.
- Забезпечення якості і конкурентоспроможності продукції (послуг) на внутрішньому і зовнішньому ринках.
- Впровадження інформаційних технологій у процеси адаптації, сертифікації та управління якістю.
- Проблеми гармонізації законодавчої і нормативно-технічної документації.

Адреса організаторів:

АТМ України,
04074, м. Київ, вул. Автозаводська, 2.
Тел./Факс: +38-044-430-85-00
E-mail: atmu@ism.kiev.ua, kopeykina@voliacable.com, atmu@meta.ua