

ЗАЛІЗНИЧНА КОЛІЯ

УДК 625.1.031:539.4

О. В. АГАРКОВ^{1*}, Р. М. ЙОСИФОВИЧ^{2*}

^{1*}Каф. «Теоретична та прикладна механіка», Державний економіко-технологічний університет транспорту, вул. Лукашевича, 19, Київ, Україна, 03049, тел. +38 (044) 591 51 87, ел. пошта agarcov@ukr.net, ORCID 0000-0001-8250-6280

^{2*}Каф. «Залізнична колія та колійне господарство», Державний економіко-технологічний університет транспорту, вул. Лукашевича, 19, Київ, Україна, 03049, тел. +38 (044) 591 51 47, ел. пошта yosyfovych@gmail.com, ORCID 0000-0003-3892-3727

ВИЗНАЧЕННЯ КОНТАКТНИХ НАПРУЖЕНЬ В РЕЙКАХ ТИПУ Р50, ЯКІ ЕКСПЛУАТУЮТЬСЯ В МЕТРОПОЛІТЕНІ

Мета. В дослідженні необхідно: 1) визначити об'ємний напружено-деформований стан головки рейки залізничної колії при взаємодії із колесами рухомого складу; 2) проаналізувати різні форми контактної взаємодії; 3) отримати дані, необхідні для розрахунку довговічності рейок залізничної колії. **Методика.** В основі розрахунку об'ємного напружено-деформованого стану лежить метод скінченних елементів. Задача розв'язувалася в пружній об'ємній постановці. При розв'язанні використовувались реальні геометричні параметри тіл. **Результати.** Авторами виконаний розрахунок об'ємного напружено-деформованого стану головки рейки залізничної колії при взаємодії із колесами рухомого складу для різних випадків геометрії контактуючих поверхонь. Представлено результати розрахунку, як у графічній, так і у табличній формах. Виконано порівняння різних варіантів умов контакту. Отримані результати проаналізовано та зроблено висновки щодо оптимальності умов контактної взаємодії. **Наукова новизна.** Отримані результати розрахунку показали, що за критерієм мінімізації контактних напружень у рейках типу Р50 для умов контакту, характерних для прямої ділянки колії, використання колеса рухомого складу з профілем за кресленням ЗАТ «МІНТЕК» не є найбільш раціональним рішенням. Найбільш раціональним у цьому випадку, серед розглянутих, є укладка рейок у колію з ухилом 1:20 та використання колеса з профілем поверхні кочення конусністю 1:10. Відсутність ухилу рейки нівелює всі переваги поверхні кочення колеса конусністю 1:10, і такий випадок контактної взаємодії є найменш раціональним. **Практична значимість.** Отримано результати аналізу контактної взаємодії головки рейки залізничної колії із колесом рухомого складу в тривимірній пружній постановці для різних умов контактної взаємодії. Ці дані можуть бути використані при оптимізації умов контактної взаємодії та науковому обґрунтуванні причин появи дефектів контактної взаємодії в головках рейок залізничної колії. Представлену модель можна ускладнювати, враховуючи в розрахунках залишкові напруження в рейках, зміцнення поверхневого шару, наявність початкових дефектів у результаті недосконалості процесу виготовлення тощо.

Ключові слова: рейка; колесо; контактна взаємодія; пружні деформації; метод скінченних елементів

Вступ

Визначення напружень при контактній взаємодії рейок залізничної колії з колесами рухомого складу має велике значення для розробки методів і засобів подовження строку служби відповідальних елементів як залізничної колії, так

і рухомого складу. Складність цієї задачі полягає у великій кількості факторів, що впливають на результати розв'язання. Одним із найбільш впливових факторів є геометрія контактуючих поверхонь.

ЗАЛІЗНИЧНА КОЛІЯ

Мета

Метою цього дослідження є визначення напружено-деформованого стану головки рейки залізничної колії при взаємодії з колесом рухомого складу.

Методика

Для розв'язання цієї задачі можуть використовуватись як аналітичні [2, 6, 8, 9], так і числові методи.

Аналітичний метод розв'язання контактної задачі вперше було запропоновано Герцем.

При контакті колеса з рейкою у центральній частині поверхні кочення рейки розрахункова схема взаємодії являє собою контакт двох циліндрів, осі яких взаємно перпендикулярні. В такому випадку максимальні напруження на контактній поверхні визначаються за формулою [6]:

$$\sigma_y^{\max} = \frac{3}{2} \cdot \frac{P_y}{\pi \cdot a \cdot b}, \quad (1)$$

де a і b – півосі контактної площадки.

В загальному випадку площадка контакту має форму еліпса (рис. 1), розміри півосей якого:

$$a = \alpha \sqrt[3]{\frac{3P(1-\mu)^2}{E \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} + \frac{1}{r_2} \right)}}; \quad (2)$$

$$b = \beta \sqrt[3]{\frac{3P(1-\mu)^2}{E \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} + \frac{1}{r_2} \right)}}; \quad (3)$$

де r_1 та r_1' – радіуси кривини в точці дотику першого тіла; r_2 та r_2' – радіуси кривини в точці дотику другого тіла; E – модуль Юнга; μ – коефіцієнт Пуассона; α і β – табличні значення.

В подальшому професором Г. М. Шахуняцем [8] було запропоновано коригування формули Герца-Біляєва у вигляді:

$$\sigma_y^{\max} = \frac{3}{2} \cdot \frac{P_{din} \cdot \phi}{\pi \cdot a \cdot b \cdot k_f}, \quad (4)$$

де ϕ і k_f – поправочні коефіцієнти, що враховують вплив дотичних сил та різницю між фактичною площею контакту і розрахунковою, що пов'язана із зносом коліс.

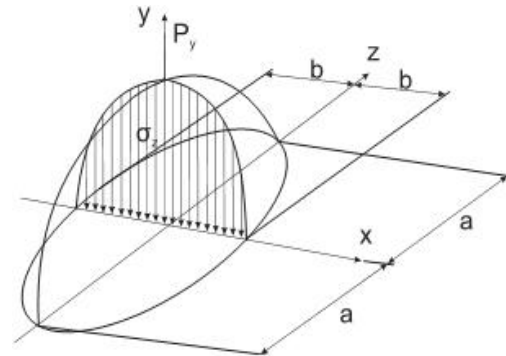


Рис. 1. Схема розподілу нормального тиску по площадці контакту

Fig. 1. The pattern of distribution of normal pressure on the contact area

Професором В. Ф. Яковлевим було запропоновано наступне: якщо не виконуються передумови теорії Герца-Біляєва, то розрахунок контактних напружень виконувати у такому вигляді [9]:

$$\sigma = \alpha_k \cdot \alpha_{ш} \cdot \alpha_y \cdot \alpha_r \cdot \alpha_{rb} \cdot \alpha_M \cdot \sigma_G, \quad (5)$$

де σ – дійсні контактні напруження; α_k – коефіцієнт, що враховує вплив краю; $\alpha_{ш}$ – коефіцієнт, що враховує вплив ширини головки рейки; α_y – коефіцієнт, що враховує вплив кута нахилу бокових граней рейки; α_r – коефіцієнт, що враховує вплив близькості за величиною радіусів контактуючих тіл; α_{rb} – коефіцієнт, що враховує вплив близькості за величиною радіуса поверхні контакту та розмірів контактної площадки; α_M – коефіцієнт, що враховує вплив мікронерівностей; σ_G – контактні напруження, розраховані за теорією Герца-Біляєва.

Зауважимо, що не зважаючи на простоту запропонованих залежностей, а отже і виконання відповідних розрахунків, використання аналітичних методів має багато недоліків. Так передумовами до використання теорії Герца є те, що матеріал контактуючих поверхонь має бути ідеально пружним та ізотропним, стискаюча

ЗАЛІЗНИЧНА КОЛІЯ

сила має бути нормальною до площадки контакту, а силами тертя нехтують.

Такі передумови не відповідають умовам контакту колеса з рейкою на залізниці, оскільки сили взаємодії викликають в контактуючих тілах пластичні деформації, матеріал рейки не є ізотропним (це пов'язано із технологією виготовлення рейок), а сили тертя також мають вплив на напружено-деформований стан контактуючих поверхонь.

Сучасний підхід до розв'язання задач з визначення напружено-деформованого стану конструкцій складної форми базується на використанні числових методів механіки деформівного твердого тіла.

Зокрема, останнім часом найбільшого поширення серед числових методів отримав метод скінченних елементів [3, 10–15].

Метод скінченних елементів (МСЕ) являє собою числовий метод розв'язання крайових задач математичної фізики [5].

Не зважаючи на те, що існує велика кількість різноманітних формулювань методу скінченних елементів, його можна узагальнити такими етапами розв'язання [4]:

Фізична область розбивається на підобласті, або скінченні елементи.

Невідома змінна (одна або декілька) апроксимується функцією спеціального вигляду по всій під області. Параметри цих апроксимацій в подальшому стають невідомими параметрами задачі.

Підстановка апроксимацій у визначальні рівняння дає систему множини рівнянь з невідомими параметрами. Розв'язуючи ці рівняння, можна визначити значення цих параметрів, а отже, отримати чисельне наближене розв'язання задачі.

Замість визначальних рівнянь часто використовують варіаційний підхід.

Під час розв'язання задач за допомогою методу скінченних елементів використовуються залежності механіки деформівного твердого тіла. Якщо метою розв'язання є визначення невідомих напружень

$$\sigma_{ij}(x, y, z), i, j = 1, 2, 3, \quad (6)$$

деформацій

$$\varepsilon_{ij}(x, y, z), i, j = 1, 2, 3, \quad (7)$$

або переміщень

$$u_k(x, y, z), i, j = 1, 2, 3, \quad (8)$$

то така постановка задачі називається прямою. Можлива і зворотна постановка, коли з відомих функцій (6), (7) або (8) знаходять навантаження на поверхні тіла, які задовольняють ці функції. Така задача називається зворотною. В обох випадках завдання зводиться до встановлення зв'язку між п'ятнадцятьма параметрами: шістьма компонентами тензора напружень, шістьма компонентами тензора деформацій і трьома компонентами переміщень.

Отже, для коректної постановки завдання необхідна замкнута система рівнянь, що має єдине рішення у вигляді безперервних функцій для кожної з шуканих величин. Такою системою є комплект наступних 15 рівнянь, які виконуються для будь-якої точки всередині тіла.

Статичні рівняння – диференціальні рівняння рівноваги (або руху) наведено нижче:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} + f_x^v &= 0 \left[= \rho \left(\frac{\partial^2 U}{\partial t^2} \right) \right]; \\ \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} + f_y^v &= 0 \left[= \rho \left(\frac{\partial^2 V}{\partial t^2} \right) \right]; \\ \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + f_z^v &= 0 \left[= \rho \left(\frac{\partial^2 W}{\partial t^2} \right) \right], \quad (9) \end{aligned}$$

де f_x^v, f_y^v, f_z^v – компоненти об'ємної сили; ρ – щільність середовища; t – час.

Статичні рівняння доповнені умовами на поверхні тіла (граничними умовами другого роду), що характеризують розподіл зовнішнього навантаження на тих ділянках поверхні S , де прикладені розподілені навантаження

$$\begin{aligned} f_x^S &= \sigma_x n_x + \tau_{xy} n_y + \tau_{xz} n_z; \\ f_y^S &= \tau_{yx} n_x + \sigma_y n_y + \tau_{yz} n_z; \\ f_z^S &= \tau_{zx} n_x + \tau_{zy} n_y + \sigma_z n_z \end{aligned} \quad (10)$$

або переміщення на поверхні

$$U = U_0; V = V_0; W = W_0, \quad (11)$$

ЗАЛІЗНИЧНА КОЛІЯ

де U, V, W – компоненти вектора переміщень; n_x, n_y, n_z – напрямні косинуси, причому в кожній точці поверхні $n_x^2 + n_y^2 + n_z^2 = 1$.

Геометричні рівняння – співвідношення Коші – описують компоненти тензора деформацій через компоненти вектора переміщень:

$$\begin{aligned}\varepsilon_x &= \frac{\partial U}{\partial x}; \quad \gamma_{xy} = \frac{\partial U}{\partial y} + \frac{\partial V}{\partial x}; \\ \varepsilon_y &= \frac{\partial V}{\partial y}; \quad \gamma_{yz} = \frac{\partial V}{\partial z} + \frac{\partial W}{\partial y}; \\ \varepsilon_z &= \frac{\partial W}{\partial z}; \quad \gamma_{zx} = \frac{\partial W}{\partial x} + \frac{\partial U}{\partial z}.\end{aligned}\quad (12)$$

Компоненти деформацій мають задовольняти умови спільності (неперервності) деформацій Сен-Венана:

$$\begin{aligned}\frac{\partial^2 \varepsilon_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \varepsilon_y}{\partial x^2} &= \frac{\partial^2 \gamma_{xy}}{\partial x \partial y}; \\ \frac{\partial^2 \varepsilon_y}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 \varepsilon_z}{\partial y^2} &= \frac{\partial^2 \gamma_{yz}}{\partial y \partial z}; \\ \frac{\partial^2 \varepsilon_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \varepsilon_x}{\partial z^2} &= \frac{\partial^2 \gamma_{zx}}{\partial z \partial x}; \\ \frac{\partial}{\partial x} \left(-\frac{\partial \gamma_{yz}}{\partial x} + \frac{\partial \gamma_{zx}}{\partial y} + \frac{\partial \gamma_{xy}}{\partial z} \right) &= \frac{2\partial^2 \varepsilon_x}{\partial y \partial z}; \\ \frac{\partial}{\partial y} \left(-\frac{\partial \gamma_{zx}}{\partial y} + \frac{\partial \gamma_{xy}}{\partial z} + \frac{\partial \gamma_{yz}}{\partial x} \right) &= \frac{2\partial^2 \varepsilon_y}{\partial z \partial x}; \\ \frac{\partial}{\partial z} \left(-\frac{\partial \gamma_{xy}}{\partial z} + \frac{\partial \gamma_{yz}}{\partial x} + \frac{\partial \gamma_{zx}}{\partial y} \right) &= \frac{2\partial^2 \varepsilon_z}{\partial x \partial y}.\end{aligned}\quad (13)$$

Фізичні рівняння – рівняння стану середовища; пов'язують компоненти тензора напружень з компонентами тензора деформацій і, в загальному випадку, включають як незалежні параметри час і температуру.

Під час використання нумерованих позначень напружень, деформацій і переміщень в ортогональних координатних осях, рівняння руху (9), граничні умови (10) і співвідношення Коші (12) можна навести у такому вигляді:

$$\sum_{j=1}^3 \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} + x_i = \rho \frac{\partial^2 U_i}{\partial t^2}, \quad i=1,2,3 \quad (14)$$

$$\sigma_i = \sum_{j=1}^{j=3} \sigma_{i,j} l_j, \quad i=1,2,3; \quad (15)$$

$$\varepsilon_{ij} = \varepsilon_{ji} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right), \quad i=1, 2, 3. \quad (16)$$

В циліндричних координатах r, θ і z рівняння рівноваги мають вигляд

$$\begin{aligned}\frac{\partial \sigma_r}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \tau_{r\theta}}{\partial \theta} + \frac{\partial \tau_{rz}}{\partial z} + \frac{\sigma_r - \sigma_\theta}{r} + \rho F_r &= 0; \\ \frac{\partial \tau_{r\theta}}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \sigma_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial \tau_{\theta r}}{\partial z} + \frac{2\tau_{r\theta}}{r} + \rho F_\theta &= 0; \\ \frac{\partial \tau_{rz}}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \tau_{\theta r}}{\partial \theta} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + \frac{\tau_{rz}}{r} + \rho F_z &= 0,\end{aligned}\quad (17)$$

де F_r, F_θ, F_z – компоненти вектора об'ємної сили.

Одним із методів розв'язання задач за допомогою МСЕ є метод переміщень. Базується він на принципі можливих переміщень: якщо тіло знаходиться в стані рівноваги, то робота δW внутрішніх сил дорівнює роботі δA поверхневих сил на можливих переміщеннях. Принцип можливих переміщень можливо використовувати як для лінійних, так і для нелінійних задач. Якщо виконується закон Гука, то принцип можливих переміщень стає еквівалентним принципу повної енергії Лагранжа: із всіх переміщень, що задовольняють умови закріплення, реалізуються в дійсності лише ті, для яких повна енергія мінімальна.

Під час застосування змішаних схем методу скінченних елементів, система рівнянь рівноваги для тіла, що дискретизоване МСЕ, має вигляд [7]:

$$[K]\{u\} = \{R^f\} + \{R^T\} + \{R^c\},$$

де $[K]$ – матриця жорсткості конструкції; $\{u\}$ – вектор переміщень вузлів; $\{R^f\}$ – вектор прикладених до вузлів зовнішніх навантажень; $\{R^T\}$ – вектор початкових (температурних) напружень; $\{R^c\}$ – вектор фіктивних вузлових

ЗАЛІЗНИЧНА КОЛІЯ

сил, пов'язаних з неоднорідним розподілом непружних деформацій.

Із зростанням потужності комп'ютерної техніки, метод скінченних елементів стає більш поширеним. Перевагою його порівняно з класичною теорією пружності є можливість розрахунку тензорів переміщень, напружень та деформацій для тіл, що мають складну геометричну форму. Крім того, метод дозволяє локально збільшувати точність розрахунку у місцях, що становлять інтерес для інженера, що досліджує конструкцію. Також є можливість врахувати у розрахунках вплив температурно-сило-вих параметрів на напружено-деформований стан. Щодо контактних задач, то МСЕ дозволяє виконувати розрахунки для тіл взаємодії складної форми, у тому числі із геометричною та фізичною нелінійністю.

За допомогою МСЕ було розв'язано задачу контактної взаємодії рейки Р50 [1] та колеса рухомого складу метрополітену із діаметром за кругом кочення 780 мм, конусністю поверхні кочення 1:10 та з профілем поверхні кочення за кресленням ЗАТ «МІНТЕК».

Умови контакту відповідали руху поїзда в прямій ділянці колії шириною 1 520 мм.

Задача розв'язувалася в об'ємній пружній постановці із такими механічними властивостями матеріалу рейки:

- модуль пружності $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$;
- коефіцієнт Пуассона $\mu = 0,3$;
- крайові умови наведено на рис. 2;
- геометрію колеса і рейки наведено на рис. 3;
- розбиття на скінченні елементи наведено на рис. 4.

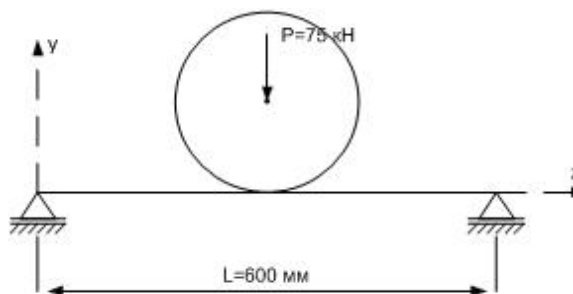


Рис. 2. Модель крайових умов

Fig. 2. Model of boundary conditions

Результати

Проаналізуємо отримані результати розрахунків. На рис. 5–8 наведено графік розподілення вертикальних нормальних напружень σ_y в головці рейки. З рисунків видно, що найбільш оптимальною умовою контакту рейки Р50 з колесом є ухил рейки 1:20, за умови поверхні кочення колеса з конусністю 1:10. В такому випадку нормальні напруження, а отже і контактний тиск, майже в два рази нижче порівняно з іншими трьома випадками контактної взаємодії. Причому найбільш оптимальним є контакт колеса і рейки в області осі симетрії рейки, в такому випадку через великий радіус викривки поверхні рейки значно збільшується площа контакту. Порівнявши рис. 5 і 7 бачимо, що під час використання профілю колеса рухомого складу за кресленням ЗАТ «МІНТЕК» зміна ухилу з 1:20 до нульового майже не впливає на нормальні напруження σ_y в головці рейки. Найбільш неоптимальним за величиною напруження σ_y є випадок контакту, зображений на рис. 8.

На рис. 9–12 наведено графік розподілення дотичних напружень τ_{xy} в головці рейки. Розташування місця реалізації найбільших дотичних напружень τ_{xy} не співпадає з місцем розташування максимальних нормальних напружень σ_y .

Причому в місці, де реалізуються максимальні нормальні напруження σ_y , дотичні напруження τ_{xy} близькі до нуля. Це пов'язано з тим, що в точці, де реалізуються максимальні нормальні напруження, положення головної осі практично співпадає з вертикальною віссю. Закономірність зміни дотичних напружень співпадає із закономірністю зміни нормальних напружень.

Найбільш оптимальним з точки зору мінімізації дотичних напружень τ_{xy} є випадок, зображений на рис. 10.

На рис. 13–16 наведено графік розподілення еквівалентних напружень в головці рейки.

ЗАЛІЗНИЧНА КОЛІЯ

$$\sigma_{eqv} = \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2)}$$

Як видно з рисунків, максимальні еквівалентні напруження реалізуються на деякій глибині під площадкою контакту. У випадку контакту, зображеного на рис. 13, відстань від поверхні до точки максимальних еквівалентних напружень складає 2,27 мм, у випадку, зображеному на рис. 14 – 2,94 мм, у випадку, зображеному на рис. 15 – 2,12 мм, у випадку, зображеному на рис. 16 – 2,36 мм.

За критерієм мінімізації еквівалентних напружень найбільш оптимальним є варіант улаштування рейки з ухилом 1:20 та використання профілю поверхні кочення колеса з конусністю 1:10.

Подамо усі складові тензорів напружень для точок, в яких реалізуються максимальні еквівалентні напруження, у вигляді таблиці:

Таблиця 1

Рейка з ухилом 1:20, профіль колеса з конусністю поверхні кочення 1:10

Table 1

Rake with a slope of 1:20, wheel's profile with the taper of the tread surface 1:10

σ_x	σ_y	σ_z	τ_{xy}	τ_{yz}
-188,60	-790,11	-224,25	17,725	-0,09
τ_{xz}	σ_{eqv}	σ_1	σ_2	σ_3
-0,015	585,31	-188,07	-224,25	-790,64

Таблиця 2

Рейка з ухилом 1:20, профіль колеса за кресленням ЗАТ «МІНТЕК»

Table 2

Rake with a slope of 1:20, the wheel profile according to the drawings of CJSC «MINTEK»

σ_x	σ_y	σ_z	τ_{xy}	τ_{yz}
-188,60	-790,11	-224,25	17,725	-0,09
τ_{xz}	σ_{eqv}	σ_1	σ_2	σ_3
-0,015	585,31	-188,07	-224,25	-790,64

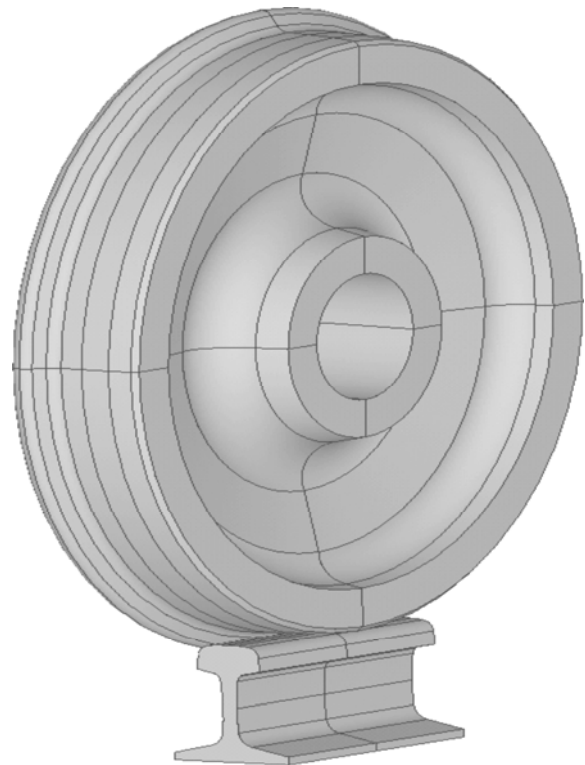


Рис. 3. Геометрична модель колеса і рейки
Fig. 3. Geometrical model of a wheel and a rail

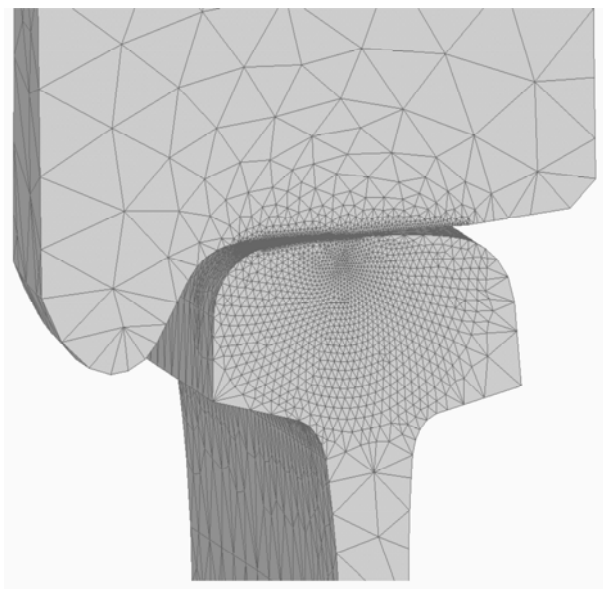


Рис. 4. Схема розбиття в зоні контакту на скінченні елементи
Fig. 4. Partitioning scheme in the contact zone on finite elements

ЗАЛІЗНИЧНА КОЛІЯ

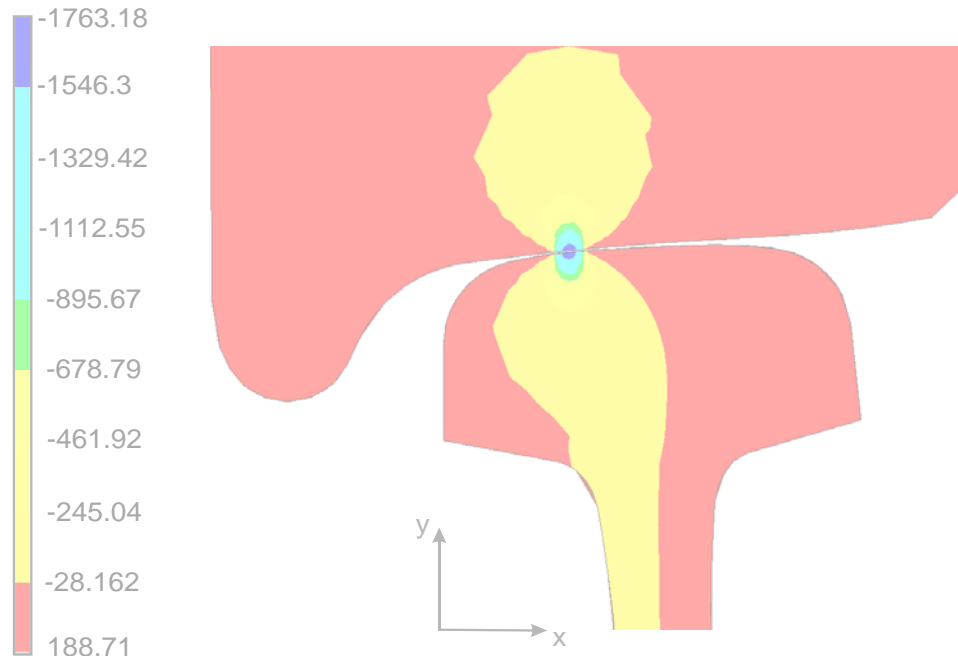


Рис. 5. Розподіл вертикальних нормальних напружень σ_y в головці рейки (ухил рейки 1:20, профіль колеса за кресленням ЗАТ «МІНТЕК»)

Fig. 5. The distribution of the vertical normal stresses σ_y in the rail head (slope of the rail 1:20, the wheel profile according to the drawings of CJSC «MATEC»)

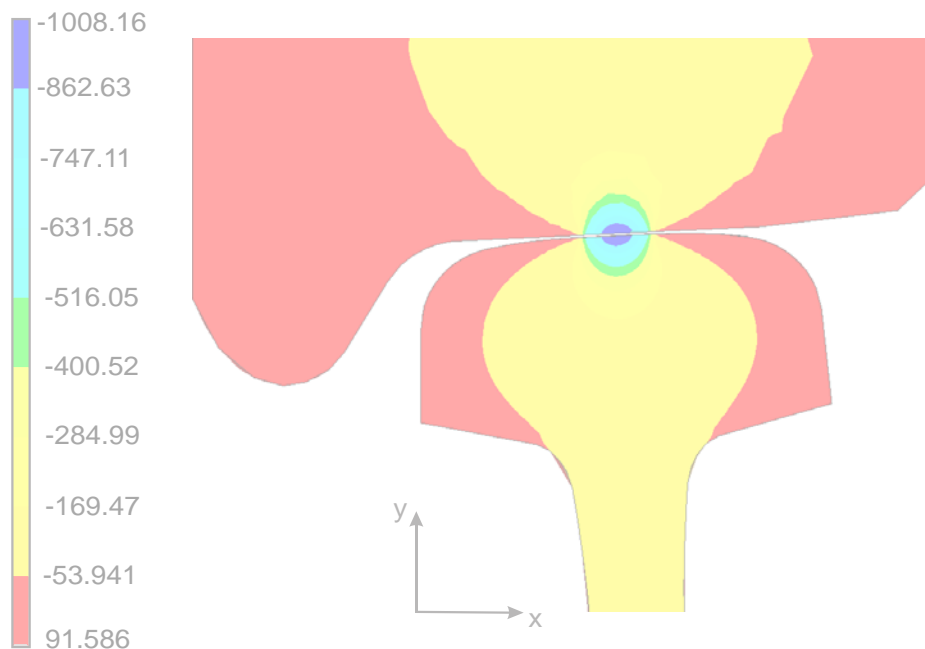


Рис. 6. Розподіл вертикальних нормальних напружень σ_y в головці рейки (ухил рейки 1:20, профіль колеса з конусністю поверхні кочення 1:10)

Fig. 6. The distribution of the vertical normal stresses σ_y in the rail head (slope of the rail 1:20, the wheel profile with the taper of the tread surface 1:10)

ЗАЛІЗНИЧНА КОЛІЯ

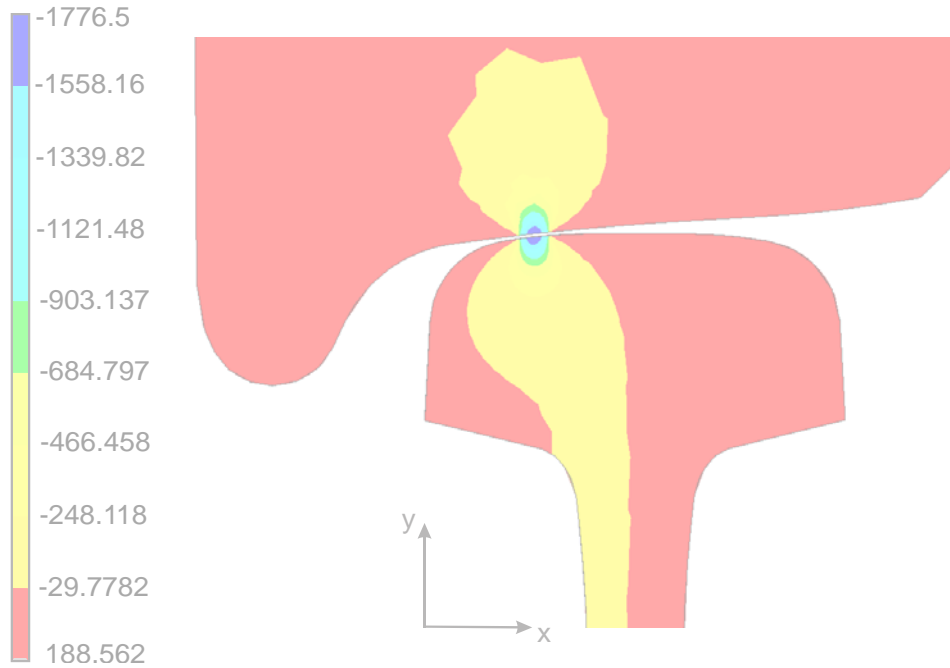


Рис. 7. Розподіл вертикальних нормальних напружень σ_y в головці рейки (рейка без ухилу, профіль колеса за кресленням ЗАТ «МІНТЕК»)

Fig. 7. The distribution of the vertical normal stresses σ_y in the rail head (rake without slope, the wheel profile according to the drawings of CJSC «MINETEK»)

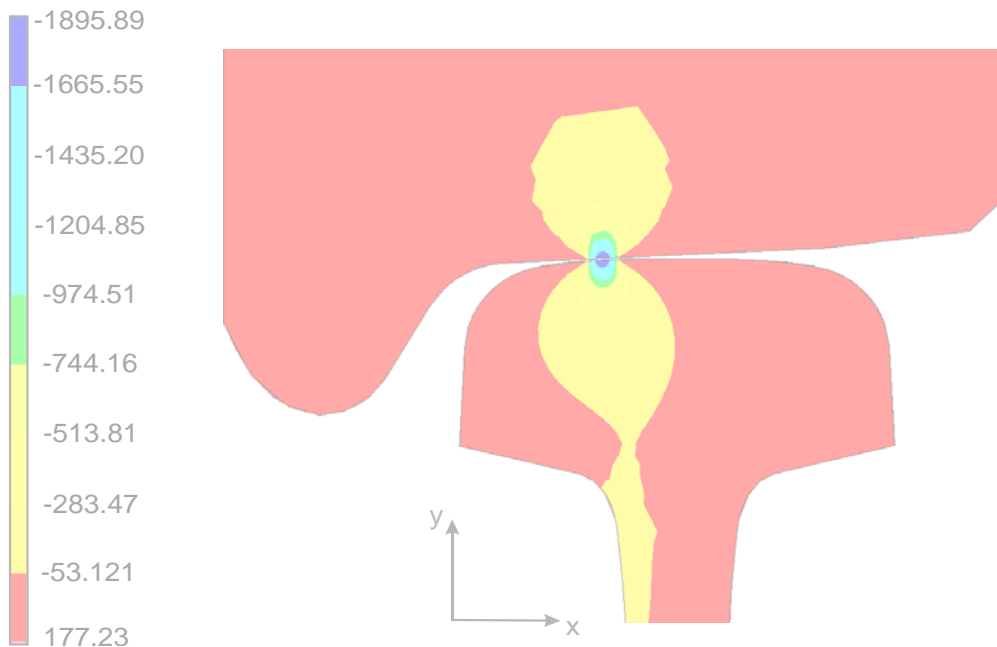


Рис. 8. Розподіл вертикальних нормальних напружень σ_y в головці рейки (рейка без ухилу, профіль колеса з конусністю поверхні кочення 1:10)

Fig. 8. The distribution of the vertical normal stresses σ_y in the rail head (rake without slope the wheel profile with the taper of the tread surface 1:10)

ЗАЛІЗНИЧНА КОЛІЯ

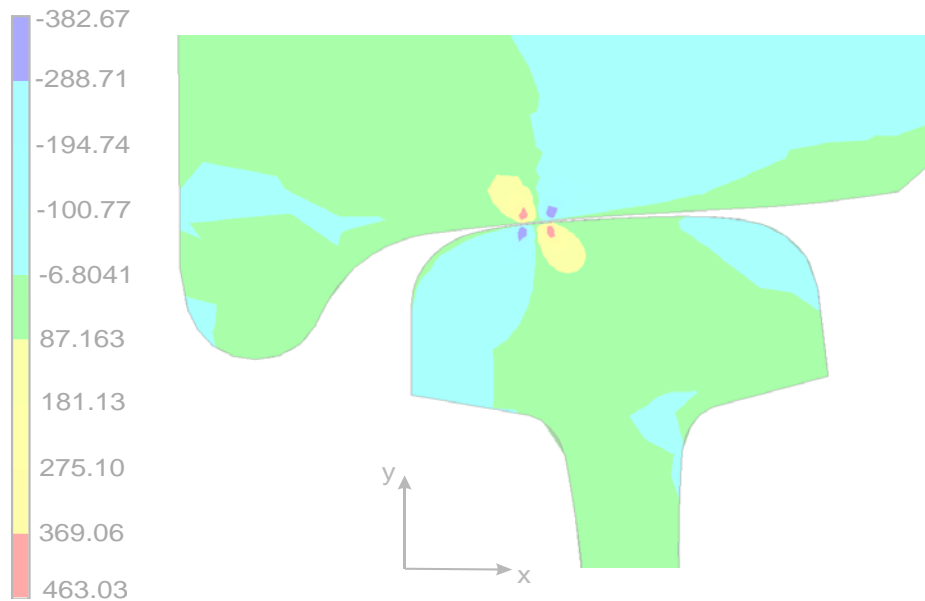


Рис. 9. Розподіл дотичних напружень τ_{xy} в головці рейки
(ухил рейки 1:20, профіль колеса за кресленням ЗАТ «МІНТЕК»)

Fig. 9. The distribution of shear stresses τ_{xy} in the rail head
(slope of the rail 1:20, the wheel profile according
to the drawings of CJSC «MINETEK»)

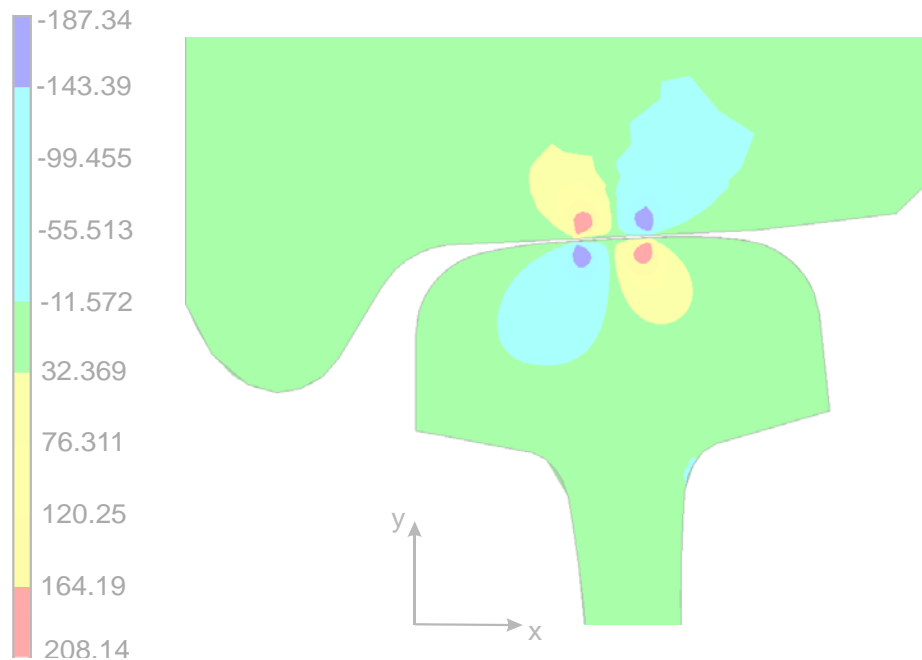


Рис. 10. Розподіл дотичних напружень τ_{xy} в головці рейки
(ухил рейки 1:20, профіль колеса з конусністю поверхні кочення 1:10)

Fig. 10. The distribution of shear stresses τ_{xy} in the rail head
(slope of the rail 1:20, the profile of the wheel
with the taper of the tread surface 1:10)

ЗАЛІЗНИЧНА КОЛІЯ

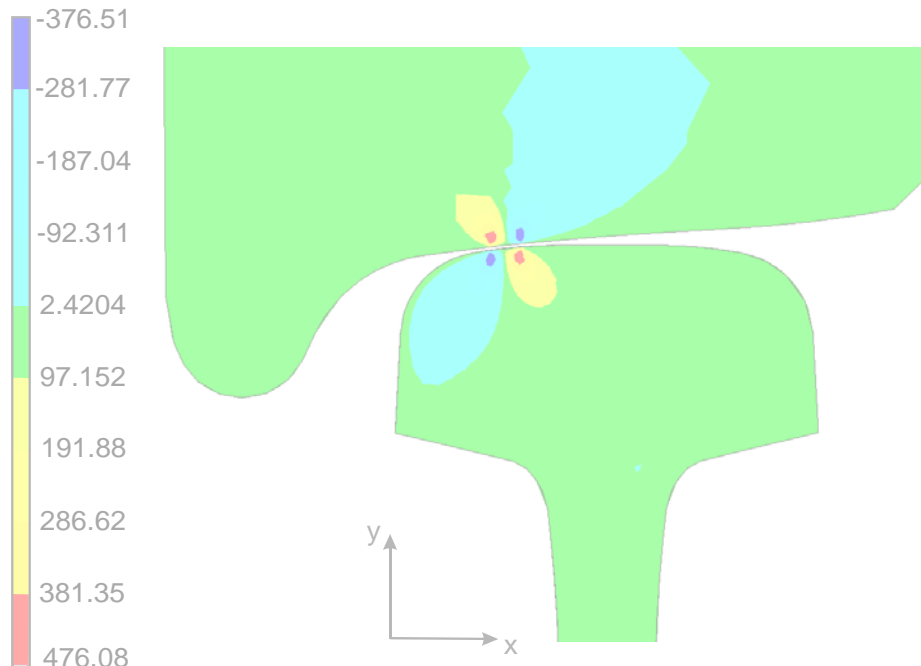


Рис. 11. Розподіл дотичних напружень τ_{xy} в головці рейки
(рейка без ухилу, профіль колеса за кресленням ЗАТ «МІНТЕК»)

Fig. 11. The distribution of shear stresses τ_{xy} in the rail head
(rake without bias, the wheel profile according to the drawings of CJSC «MINETEK»)

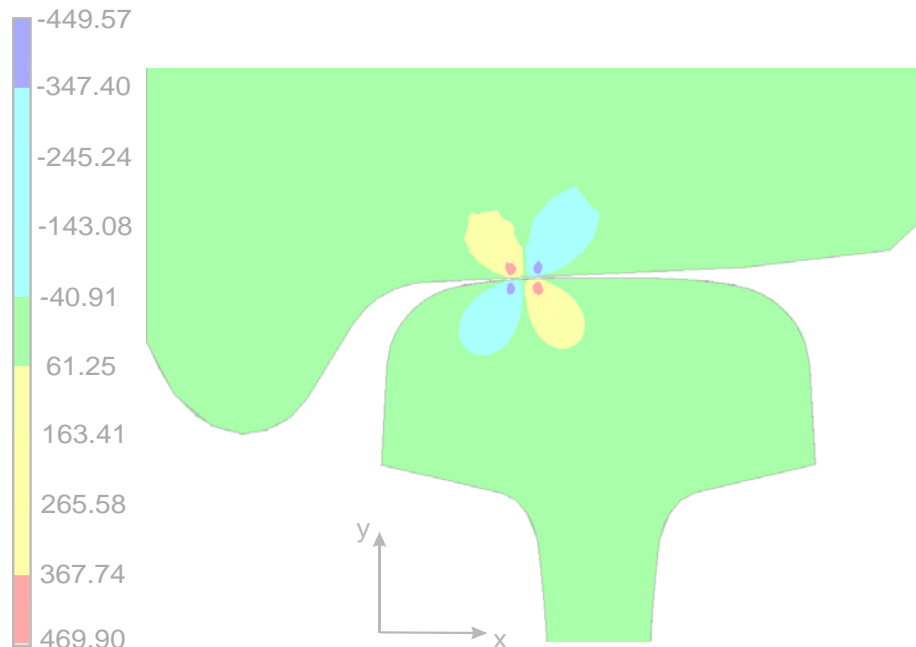


Рис. 12. Розподіл дотичних напружень τ_{xy} в головці рейки
(рейка без ухилу, профіль колеса з конусністю поверхні кочення 1:10)

Fig. 12. The distribution of shear stresses τ_{xy} in the rail head
(rake without slope, the profile of the wheel with the taper of the tread surface 1:10)

ЗАЛІЗНИЧНА КОЛІЯ

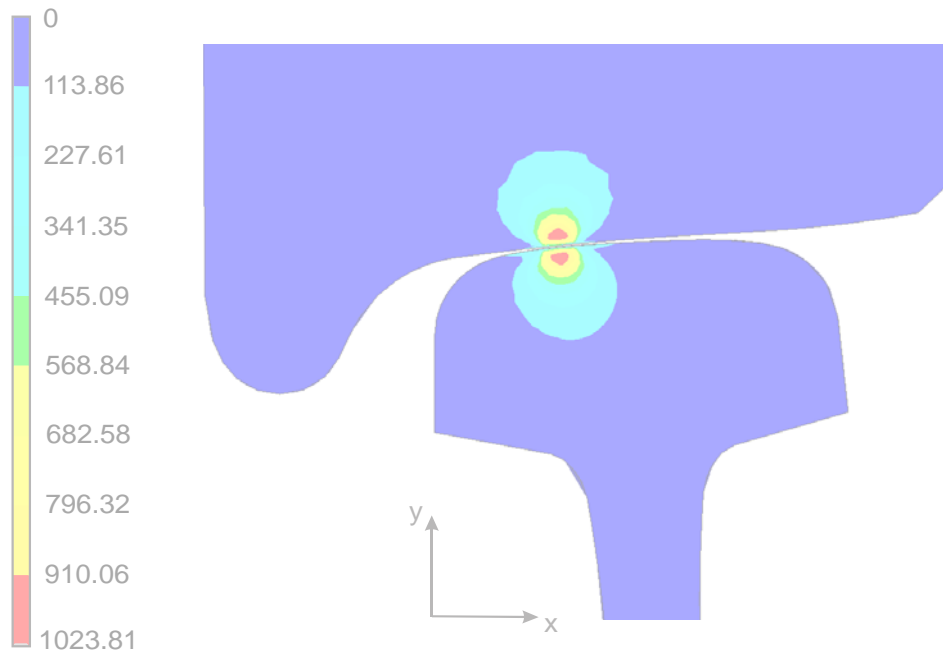


Рис. 13. Розподіл еквівалентних напружень σ_{eqv} в головці рейки (ухил рейки 1:20, профіль колеса за кресленням ЗАТ «МІНТЕК»)

Fig. 13. The distribution of equivalent stresses σ_{eqv} in the rail head (slope of the rail 1:20, the wheel profile according to the drawings of CJSC «MINETEK»)

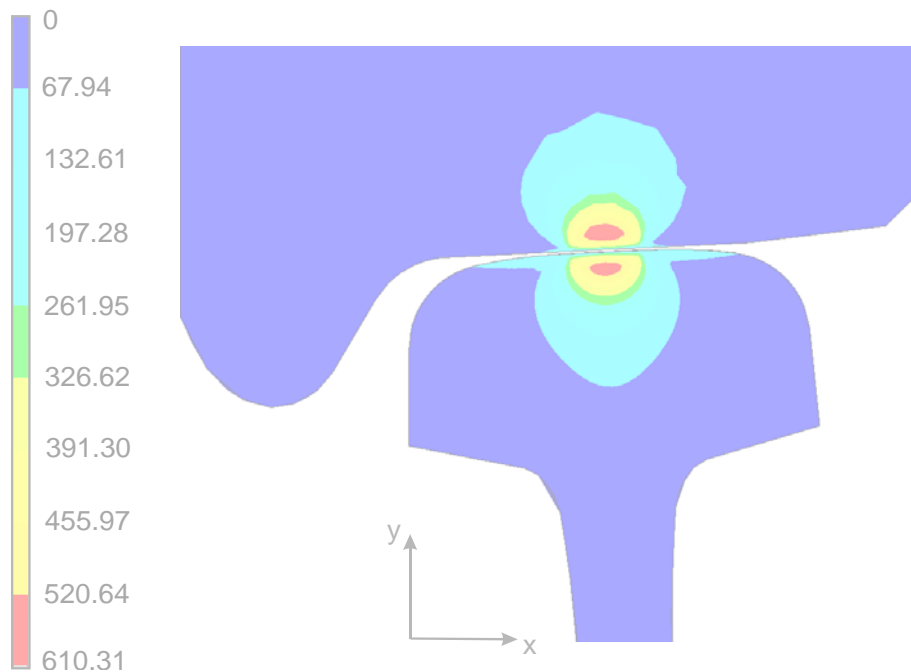


Рис. 14. Розподіл еквівалентних напружень σ_{eqv} в головці рейки (ухил рейки 1:20, профіль колеса з конусністю поверхні кочення 1:10)

Fig. 14. The distribution of equivalent stresses σ_{eqv} in the rail head (slope of the rail 1:20, the profile of the wheel with the taper of the tread surface 1:10)

ЗАЛІЗНИЧНА КОЛІЯ

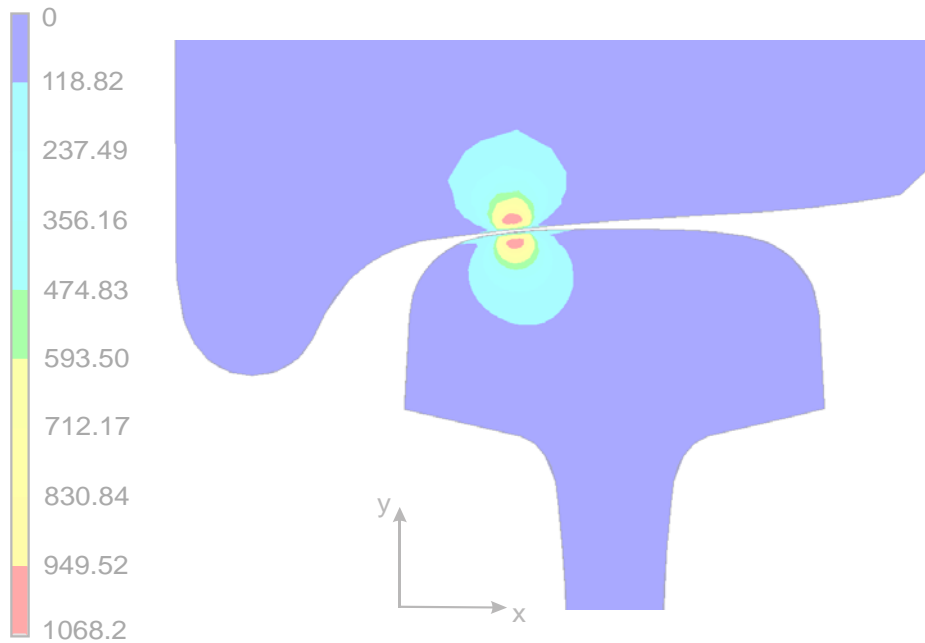


Рис. 15. Розподіл еквівалентних напружень σ_{eqv} в головці рейки (рейка без ухилу, профіль колеса за кресленням ЗАТ «МІНТЕК»)

Fig. 15. The distribution of equivalent stresses σ_{eqv} in the rail head (rake without slope, the wheel profile according to the drawings of CJSC «MINETEK»)

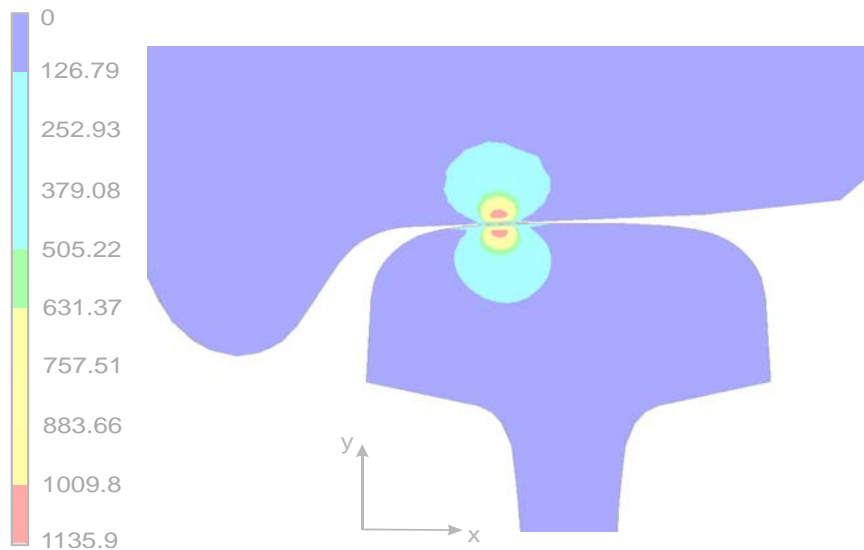


Рис. 16. Розподіл еквівалентних напружень σ_{eqv} в головці рейки (рейка без ухилу, профіль колеса з конусністю поверхні кочення 1:10)

Fig. 16. The distribution of equivalent stresses σ_{eqv} in the rail head (rake without slope, the wheel profile with the taper of the tread surface 1:10)

Таблиця 3

**Рейка без ухилу, профіль колеса
з конусністю поверхні кочення 1:10**

Table 3

**Rake without slope, the wheel profile
with the taper of the tread surface 1:10**

σ_x	σ_y	σ_z	τ_{xy}	τ_{yz}
-188,60	-790,11	-224,25	17,725	-0,09
τ_{xz}	σ_{eqv}	σ_1	σ_2	σ_3
-0,015	585,31	-188,07	-224,25	-790,64

Таблиця 4

**Рейка без ухилу, профіль колеса
за кресленням ЗАТ «МІНТЕК»**

Table 4

**Rake without slope, the wheel profile according
to the drawings of CJSC «MINETEK»**

σ_x	σ_y	σ_z	τ_{xy}	τ_{yz}
-188,60	-790,11	-224,25	17,725	-0,09
τ_{xz}	σ_{eqv}	σ_1	σ_2	σ_3
-0,015	585,31	-188,07	-224,25	-790,64

Наукова новизна та практична значимість

Отримано результати аналізу контактної взаємодії головки рейки залізничної колії з колесом рухомого складу у тривимірній пружній постановці для різних умов контактної взаємодії.

Отримані результати можуть бути використані при оптимізації умов контактної взаємодії та науковому обґрунтуванні причин появи дефектів контактної взаємодії в головках рейок залізничної колії.

Висновки

Отримані результати розрахунку показали, що за критерієм мінімізації контактних напружень в рейках типу Р50 для умов контакту, характерних для прямої ділянки колії, використання колеса рухомого складу з профілем за кресленням ЗАТ «МІНТЕК» не є найбільш раціональним рішенням. Найбільш раціональ-

ним в цьому випадку, серед розглянутих, є укладка рейок в колію з ухилом 1:20 та використання колеса з профілем поверхні кочення конусністю 1:10. Відсутність ухилу рейки нівелює всі переваги поверхні кочення колеса конусністю 1:10 і такий випадок контактної взаємодії є найменш раціональним. Наведені результати можуть бути в подальшому використані при прогнозуванні довговічності рейок залізничної колії. Наведену модель можна ускладнювати, враховуючи в розрахунках залишкові напруження в рейках, зміцнення поверхневого шару, наявність початкових дефектів в результаті недосконалості процесу виготовлення та ін. За отриманими результатами не можливо зробити однозначного висновку щодо оптимальності форми контакту під час укладки рейок в колію метрополітену.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. ДСТУ 4344:2004. Рейки звичайні для залізниць широкої колії. – Чинний від 2005-10-01. – Київ : Держспоживстандарт України, 2005. – 28 с.
2. Курган, Д. М. До вирішення задач розрахунку колії на міцність із урахуванням нерівнопружності підрейкової основи / Д. М. Курган // Наука та прогрес трансп. Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. – 2015. – № 1 (55). – С. 90–99. doi: 10.15802/stp2015/38250.
3. Настечик, М. П. Дослідження напруженого стану в елементах вузла скріплення типу КПП-5 під дією рухомого складу / М. П. Настечик, І. О. Бондаренко, Р. В. Маркуль // Наука та прогрес трансп. Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. – 2015. – № 2 (56). – С. 146–156. doi: 10.15802/stp2015/42174.
4. Норри, Д. Введение в метод конечных элементов / Д. Норри, Ж. де Фриз. – Москва : Мир, 1981. – 304 с.
5. Сегерлинд, Л. Применение метода конечных элементов : [пер. с англ.] / Л. Сегерлинд. – Москва : Мир, 1979. – 392 с.
6. Сопротивление материалов / Г. С. Писаренко, В. А. Агарев, А. Л. Квитка [и др.]. – Київ : Вища шк., 1986. – 775 с.
7. Уманский, С. Э. Оптимизация приближенных методов решения краевых задач механики / С. Э. Уманский. – Київ : Наук. думка, 1983. – 168 с.
8. Шахунянц, Г. М. Железнодорожный путь / Г. М. Шахунянц. – Москва : Транспорт, 1987. – 479 с.

ЗАЛІЗНИЧНА КОЛІЯ

9. Яковлев, В. Ф. Исследование контактных напряжений в элементах колеса и рельса при действии вертикальных и касательных сил / В. Ф. Яковлев // Сб. тр. ЛИИЖТа. – Ленинград, 1962. – Вып. 187. – С. 3–89.
10. A comprehensive approach for modeling fatigue and fracture of rails / K. Dang Van, M. H. Maitoumam, Z. Moumni, F. Roger // Engineering Fracture Mechanics. – 2009. – Vol. 76. – Iss. 17. – P. 2626–2636. doi: 10.1016/j.engfracmech.2008.12.020.
11. Ali Arslan, M. 3-D Rail-Wheel contact analysis using FEA / M. Ali Arslan, O. Kayabasi // Advances in Engineering Software. – 2012. – Vol. 45. – Iss. 1. – P. 325–331. doi.org/10.1016/j.advengsoft.2011.10.09.
12. Bogdanski, S. 3D model of liquid entrapment mechanism of rolling contact fatigue cracks in rails / S. Bogdanski, P. Lewicki // Wear. – 2008. – Vol. 265. – Iss. 9–10. – P. 1356–1362. doi: 10.1016/j.wear.2008.03.014.
13. Jungwon, S. Effects of surface defects on rolling contact fatigue of rail / S. Jungwon, K. Seokjin, L. Deonghyeong // Procedia Engineering. – 2011. – Vol. 10. – P. 1274–1278. doi: 10.1016/j.proeng.2011.04.212.
14. Numerical Analysis for predicting the rolling contact fatigue crack initiation in a railway wheel steel / M. Taraf, E. H. Zahaf, O. Oussouaddi, A. Zegloul // Tribology Intern. – 2010. – Vol. 43. – Iss. 3. – P. 585–593. doi: 10.1016/j.triboint.2009.09.007.
15. Numerical stress analysis and rolling contact fatigue of White Etching Layer on rail steel / S. JungWon, K. Seokjin, J. HyenKue, L. Dong-Hyeong // Intern. J. of Fatigue. – 2011. – Vol. 33. – Iss. 2. – P. 203–211. doi: 10.1016/j.ijfa-tigue.2010.08.00.

А. В. АГАРКОВ^{1*}, Р. Н. ЙОСИФОВИЧ^{2*}

^{1*}Каф. «Теоретическая и прикладная механика», Государственный экономико-технологический университет транспорта, ул. Лукашевича, 19, Киев, Украина, 03049, тел. +38 (044) 591 51 87, эл. почта agarcov@ukr.net, ORCID 0000-0001-8250-6280

^{2*}Каф. «Железнодорожный путь и путевое хозяйство», Государственный экономико-технологический университет транспорта, ул. Лукашевича, 19, Киев, Украина, 03049, тел. +38 (044) 591 51 47, эл. почта yosyfovych@gmail.com, ORCID 0000-0003-3892-3727

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В РЕЛЬСАХ ТИПА Р50, КОТОРЫЕ ЭКСПЛУАТИРУЮТСЯ В МЕТРОПОЛИТЕНЕ

Цель. В исследовании необходимо: 1) определить объемное напряженно-деформированное состояние головки рельс при взаимодействии с колесами подвижного состава; 2) проанализировать различные формы контактного взаимодействия; 3) получить данные, необходимые для расчета долговечности рельсов железнодорожного пути. **Методика.** В основе расчета объемного напряженно-деформированного состояния лежит метод конечных элементов. Задача решалась в упругой объемной постановке. При решении использовались реальные геометрические параметры тел. **Результаты.** Авторами выполнен расчет объемного напряженно-деформированного состояния головки рельс при взаимодействии с колесами подвижного состава для различных случаев геометрии контактирующих поверхностей. Представлены результаты расчета, как в графической, так и в табличной форме. Выполнено сравнение различных вариантов условий контакта. Полученные результаты проанализированы, и сделаны выводы относительно оптимальности условий контактного взаимодействия. **Научная новизна.** Полученные результаты расчета показали, что по критерию минимизации контактных напряжений в рельсах типа Р50 для условий контакта, характерных для прямого участка пути, использование колеса подвижного состава с профилем по чертежам ЗАО «МИНТЕК» не является наиболее рациональным решением. Наиболее рациональным в этом случае, среди рассмотренных, является укладка рельсов в пути с подуклонкой 1:20 и использование колеса с профилем поверхности катания конусностью 1:10. Отсутствие подуклонки рельса нивелирует все преимущества поверхности катания колеса конусностью 1:10, и такой случай контактного взаимодействия является наименее рациональным. **Практическая значимость.** Получены результаты анализа контактного взаимодействия головки рельс с колесом подвижного состава в трехмерной упругой постановке для различных условий контактного взаимодействия. Эти данные могут быть использованы при оптимизации условий контактного взаимодействия и научном обосновании причин появления дефектов контактно-усталостного происхождения в головках рельсов железнодорожного пути. Представленную модель можно усложнять, учитывая в расчетах остаточные

ЗАЛІЗНИЧНА КОЛІЯ

напряжения в рельсах, упрочнение поверхностного слоя, наличие начальных дефектов в результате несовершенства процесса изготовления и др.

Ключевые слова: рельс; колесо; контактное взаимодействие; упругие деформации; метод конечных элементов

O. V. AGARKOV^{1*}, R. M. YOSYFOVYCH^{2*}

^{1*}Dep. «Theoretical and Applied Mechanics», State Economy and Technology University of Transport, Lukashevich St., 19, Kyiv, Ukraine, 03049, tel. +38 (044) 591 51 87, e-mail agarcov@ukr.net, ORCID 0000-0001-8250-6280

^{2*}Dep. «Railway Track and Track Facilities», State Economy and Technology University of Transport, Lukashevich St., 19, Kyiv, Ukraine, 03049, tel. +38 (044) 591 51 47, e-mail yosyfovych@gmail.com, ORCID 0000-0003-3892-3727

DETERMINATION OF CONTACT STRESSES IN THE RAILS P50, WHICH ARE OPERATED IN THE METRO

Purpose. In the research one should do: 1) to determine a 3-d stress-strain state of the rail head in contact with the rolling wheels; 2) to analyze different forms of contact interaction; 3) to obtain the data necessary to calculate the durability of railway track rails. **Methodology.** The basis for calculating the 3-d stress-strain state is the finite element method. The basis for calculating the volume of the stress-strain state is the finite element method. The problem was solved in the elastic 3-D conditions. Real geometrical bodies parameters were used during the solving. **Findings.** The calculation of the 3-d stress-strain state of the rail head in contact with the rolling wheels for various cases of the contact surfaces geometry is performed. The results of calculation are presented in the graphic and tabular form. The comparison of different options contact conditions is performed. The results are analyzed and conclusions about the optimality conditions of contact interaction are made. **Originality.** The results of the calculation showed that within the criterion of minimizing the contact stresses in the rails P50 for the conditions specific to the direct contact route section, the use of rolling wheels with a profile according to the drawings of CJSC «MINETEK» is not the most rational decision. The most rational in this case, among the considered is the laying of rails in track with gradient 1:20 and the use of the wheel with the rolling surface profile of 1:10 conicity. The lack of rail gradient eliminates the benefits of the wheel running surface with 1:10 conicity, and a case of contact interaction is the least rational. **Practical value.** The results of analysis of the contact interaction of the rail head with a rolling stock wheel in a three-dimensional elastic formulation for different conditions of contact interaction were obtained. These data can be used to optimize the conditions of contact interaction and scientific substantiation of the causes of defects of the contact fatigue origin in the railway railhead. The presented models can be upgraded, including the residual stresses in the rails, hardening of the surface layer, and the presence of initial defects as a result of imperfections in the manufacturing process and others in the calculations.

Keywords: rail; wheel; contact interaction; elastic deformations; finite element method

REFERENCES

1. DSTU 4344:2004. Reiky zvychaini dlia zaliznyts shyrokoj kolii [State standart 4344:2004. Normal rails for the broad gauge Railways]. Kyiv, Derzhspozhyvstandart Ukrainy Publ., 2005. 28 p.
2. Kurhan D.M. Do vyrishennia zadach rozrakhunku kolii na mitsnist iz urakhuvanniam nerivnopruzhnosti pidreikovoï osnovy [To the solution of problems about the railways calculation for strength taking into account unequal elasticity of the subrail base]. *Nauka ta prohres transportu. Visnyk Dnipropetrovskoho natsionalnoho universytetu zaliznychnoho transportu – Science and Transport Progress. Bulletin of Dnipropetrovsk National University of Railway Transport*, 2015, no. 1 (55), pp. 90-99. doi: 10.15802/stp2015/38250.
3. Nastechyk M.P., Bondarenko I.O., Markul R.V. Doslidzhennia napruzhenoho stanu v elementakh vuzla skriplennia typu KIII-5 pid diieiu rukhomoho skladu [Investigation of stress state in the elements of rail fastenings, type KIII-5 under the influence of rolling stock]. *Nauka ta prohres transportu. Visnyk Dnipropetrovskoho natsionalnoho universytetu zaliznychnoho transportu – Science and Transport Progress. Bulletin of Dnipropetrovsk National University of Railway Transport*, 2015, no. 2 (56), pp. 146-156. doi: 10.15802/stp2015/42174.
4. Norri D., Zh. de Friz. *Vvedeniye v metod konechnykh elementov* [Introduction to finite element method]. Moscow, Mir Publ., 1981. 304 p.
5. Segerlind L. *Primeneniye metoda konechnykh elementov* [Application of the finite element method]. Moscow, Mir Publ., 1979. 392 p.

ЗАЛІЗНИЧНА КОЛІЯ

6. Pisarenko G.S., Agarev V.A., Kvitka A.L. *Soprotivleniye materialov* [Resistance of materials]. Kyiv, Vyscha shkola Publ., 1986. 775 p.
7. Umanskiy S.E. *Optimizatsiya priblizhennykh metodov resheniya krayevykh zadach mekhaniki* [Optimization of approximate methods of solution of boundary value problems of mechanics]. Kyiv, Naukova dumka Publ., 1983. 168 p.
8. Shakhunyan G.M. *Zheleznodorozhnyy put* [Railway track]. Moscow, Transport Publ., 1987. 479 p.
9. Yakovlev V.F. Issledovaniye kontaktnykh napryazheniy v elementakh koleasa i relsa pri deystvii vertikalnykh i kasatelnykh sil [Investigation of contact stresses in the elements of wheel and rail under the action of vertical and shear forces]. *Sbornik Leningradskogo instituta inzhenerov zheleznodorozhnogo transporta* [Proc. of the Leningrad Institute of Railway Transport Engineers]. Leningrad, 1962, no. 187, pp. 3-89.
10. Dang Van K., Maitoumam M.H., Moumni Z., Roger F. A comprehensive approach for modeling fatigue and fracture of rails. *Engineering Fracture Mechanics*, 2009, vol. 76, issue 17, pp. 2626-2636. doi: 10.1016/j.engfracmech.2008.12.020.
11. Ali Arslan M., Kayabasi M. 3-D Rail-Wheel contact analysis using FEA. *Advances in Engineering Software*, 2012, vol. 45, issue 1, pp. 325-331. doi.org/10.1016/j.advengsoft.2011.10.09.
12. Bogdanski S., Lewicki S. 3D model of liquid entrapment mechanism of rolling contact fatigue cracks in rails. *Wear*, 2008, vol. 265, issue 9-10, pp. 1356-1362. doi: 10.1016/j.wear.2008.03.014.
13. Jungwon S., Seokjin K., Deonghyeong L. Effects of surface defects on rolling contact fatigue of rail. *Procedia Engineering*, 2011, vol. 10, pp. 1274-1278. doi: 10.1016/j.proeng.2011.04.212.
14. Taraf M., Zahaf E.H., Oussouaddi O., Zegloul A. Numerical Analysis for predicting the rolling contact fatigue crack initiation in a railway wheel steel. *Tribology International*, 2010, vol. 43, issue 3, pp. 585-593. doi: 10.1016/j.triboint.2009.09.007.
15. JungWon S., Seokjin K., HyenKue J., DongHyeong L. Numerical stress analysis and rolling contact fatigue of White Etching Layer on rail steel. *International Journal of Fatigue*, 2011, vol. 33, issue 2, pp. 203-211. doi: 10.1016/j.ijfatigue.2010.08.007.

Стаття рекомендована до публікації д.т.н., проф. Е. І. Даніленком (Україна); д.т.н., проф. В. Д. Петренком (Україна)

Надійшла до редколегії: 26.05.2015

Прийнята до друку: 16.07.2015