

Моделювання руху частинок баластного шару залізничної колії за дії вібраційного навантаження на рейки

Віктор Рибкін¹, Микола Сисин², Ольга Набоченко³

¹ д. т. н., професор, Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна, вул. акад. Лазаряна, 2, Дніпропетровськ, e-mail: rybkin@ipo.dnii.edu.ua

² к. т. н., Львівська філія Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна, вул. І. Блажкевич, 12а, Львів, e-mail: sysynmykola@mail.ru

³ Львівська філія Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна, вул. І. Блажкевич, 12а, Львів, e-mail: olganabochenko@mail.ru

Досліджується вплив динамічного навантаження на процес розладнання баластного шару залізничної колії. Для цього застосовано метод молекулярної динаміки, згідно якого шпала та кожна частинка баластного шару розглядаються як окреме тіло, що перебуває у контактній динамічній взаємодії. Практичне значення має оцінка ефективності застосування колійних машин для стабілізації колії різних конструкцій за різної силової дії на колію. Для оцінки стабілізації баластного шару використано розподіл зовнішнього навантаження між частинками баластного шару. З метою визначення ефективності різної силової дії колійних машин для стабілізації колії порівнюється швидкість осідання шпали.

Ключові слова: метод молекулярної динаміки, частинка баластного шару, вібраційне динамічне навантаження, стабілізація колії, дерево розподілу навантажень, векторне поле швидкостей.

Вступ. На теперішній час на залізницях України використовують динамічні стабілізатори колії різних конструкцій. Одні з них, виробництва австрійської фірми «Plasser & Theurer» (DGS), передають на колію тільки горизонтальну вібрацію, інші, російського виробництва (ДСП), можуть передавати на колію або тільки горизонтальну вібрацію, або одночасно і горизонтальну, і вертикальну вібрації. Також різні типи динамічних стабілізаторів передають на колію вібрацію різної частоти — виробництва австрійської фірми вібрацію з частотою 35 Гц, а виробництва Росії — з частотою 45 Гц.

Результати експериментальних випробувань динамічних стабілізаторів колії різних конструкцій суперечливі. У запропонованій роботі поставлено за мету вирішити один аспект цієї задачі — оцінити вплив дії різної частоти навантаження з допомогою теоретичних досліджень ущільнення баластного шару під дією вібраційного навантаження. Теоретичні дослідження виконуються на основі розробленої математичної моделі баласту та шпали як системи інерційних тіл, що пружно взаємодіють одне з одним. Окрім того, виконується дослідження

ступеня ущільнення баластного шару у процесі комбінованої дії вертикального статичного та горизонтального динамічного навантажень.

У дослідженні використовуємо модель, вихідні теоретичні співвідношення якої запозичено з джерел [1, 2]. Наукова новизна й авторський внесок полягає в удосконаленні моделі та її прикладному застосуванні для вирішення практичних задач експлуатації колії. Удосконалення моделі, порівняно з [1], полягає у наступному: розглянуто випадок поздовжніх коливань шпали з кількістю частинок на порядок більшою; зовнішнє навантаження, що прикладається до шпали, складається з чотирьох незалежних динамічних сил, тоді як у моделі [1] враховано одну вертикальну силу; для кращої відповідності фактичної форми частинок баласту для них прийнято восьмигранну форму. Беручи до уваги відмінності як конструкції колії залізниць західної Європи, так і механічних, і гранулометричних властивостей частинок баластного шару, вихідні дані моделі приведені у відповідність до умов залізниць України.

1. Теоретичні співвідношення та припущення методу молекулярної динаміки

На даний час існує багато підходів у моделюванні баластного шару: починаючи від аналітичних чи напіваналітичних моделей, які базувалися на моделюванні шару баласту чи земляного полотна пружним півпростором, до просторових динамічних моделей, в основі яких використовується метод скінченних елементів [3-5]. Однак існує все ще багато нез'ясованих питань стосовно правильного формулювання граничних умов між шпалою та баластом або між баластом чи підбаластною основою, а довготривалі процеси розладнання баластного шару ще менш вивчені. Один із підходів до моделювання баластного шару полягає у застосуванні методу молекулярної динаміки, який, на відміну від попередніх методів, не зосереджується на єдиній математичній моделі для усієї системи частинок баласту з таких причин:

- у системах із багатьох частинок відбувається постійна зміна контактів між ними, нові контакти виникають, існуючі зникають, що за традиційного моделювання призводить до зміни системи диференціальних рівнянь взаємодії тіл;
- якщо система точок контакту між частинками залишається незмінною, то у кожному контакті можливий взаємний рух внаслідок ковзання для подолання сил тертя, що призводить до змін у структурі диференціальних рівнянь руху.

Тут нами для оцінки впливу частоти горизонтального вібраційного навантаження на інтенсивність осідань шпали були розроблені математична та розрахункова моделі. В їх основі лежить метод молекулярної динаміки, згідно якого виконується моделювання руху кожної частинки баласту та шпали під дією інших частинок, що взаємодіють між собою через контактні сили [1]. Динаміка системи визначається шляхом інтегрування законів Ньютона для поступального й обертального руху кожної частинки

$$\ddot{\mathbf{r}}_i = \mathbf{F}_i / m_i, \quad \ddot{\boldsymbol{\phi}}_i = \mathbf{J}_i^{-1} \mathbf{M}_i, \quad (1)$$

де \mathbf{r}_i та φ_i — компоненти радіус-вектора та кут повороту i -ої частинки; m_i та J_i^{-1} — її маса та момент інерції; \mathbf{F}_i й \mathbf{M}_i — вектори сили, прикладеної до центра мас, і моменту сили відносно центра мас i -ої частинки.

Зовнішню дію на частинку \mathbf{F}_i й \mathbf{M}_i визначаємо як суперпозицію контактних сил між частинками. Для спрощення задачі приймаємо, що контактні сили визначаються лише оцінкою площі контакту у вигляді заздалегідь визначеного закону. Процес деформування матеріалу частинок у зоні контакту не розглядаємо. При цьому вважаємо, що усі частинки мають опуклу форму, і тому між будь-якими двома з них можливий лише один контакт [1]. Приймаємо, що форма усіх частинок є восьмигранна (рис. 1).

Для кожної точки контакту визначається чотири складники сил: нормальні й дотичні сили та сили жорсткості і демпфування. Сумарна сила контакту є векторна сума цих складників

$$\mathbf{P} = (F_{N,C} + F_{N,D})\mathbf{e}_N + (F_{T,C} + F_{T,D})\mathbf{e}_T, \quad (2)$$

де $F_{N,C}$, $F_{T,C}$ — нормальний і дотичний складники сили жорсткості; $F_{N,D}$, $F_{T,D}$ — нормальний і дотичний складники сили демпфування; \mathbf{e}_N та \mathbf{e}_T — одиничні вектори нормального та тангенціального напрямків.

Нормальна сила жорсткості $F_{N,C}$ пропорційна до площі контакту A між двома багатокутниками

$$F_{N,C} = \frac{E_s A}{l_s}, \quad (3)$$

де E_s — модуль Юнга матеріалу щебеню; $l_s = 4l_i l_j (l_i + l_j)^{-1}$ — коефіцієнт впливу розміру частинок у контакті.

Таким чином, зі збільшенням розміру частинок контакт між ними стає жорсткішим. Внаслідок квадратичної залежності між силами та деформаціями, виникає нелінійна жорсткість системи, що відповідає пружним властивостям реальних систем.

Сили демпфування визначаємо як протидію швидкості зміни площі контакту dA/dt так, щоб у моменти віддалення контактуючих частинок не виникало притягуючих зусиль [1]. Відтак маємо

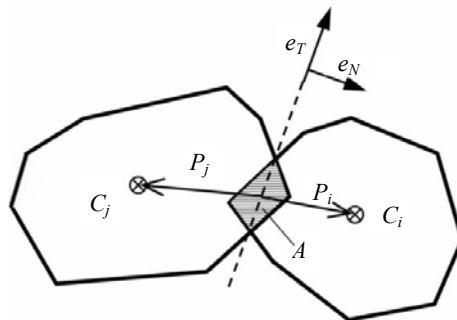


Рис. 1. Схема для визначення контактних сил

$$F_{N,D} = \begin{cases} 2D_N \sqrt{\frac{Em_N}{bl_s}} \frac{dA}{dt}, & \frac{dA}{dt} > 0, \\ \max \left(2D_N \sqrt{\frac{Em_N}{bl_s}} \frac{dA}{dt} - F_{N,C} \right), & \frac{dA}{dt} < 0. \end{cases} \quad (4)$$

Тут D_N — коефіцієнт демпфування у нормальному напрямку, $m_N = 4m_i m_j \times (m_i + m_j)^{-1}$ — коефіцієнт впливу маси частинок у контакті, b — довжина лінії, вздовж якої відбувається контакт двох плоских частинок.

Демпфування у співвідношенні (4) включає як дисипативні властивості матеріалу у точці контакту, так і мікроковзання та звукове випромінювання енергії. Дотичну силу спрямовано на зменшення відносного руху між частинками. Згідно закону Кулона для неї існує верхня межа абсолютного значення

$$|F_T| = \min(\mu |F_N|, F_{T,C} + F_{T,D}), \quad (5)$$

де μ — коефіцієнт тертя.

Формула (5) не враховує відмінності між динамічним і статичним тертям. Якщо ковзання між частинками відсутнє, то стан зчеплення враховується через адаптовану силу зсуваючої пружності та для визначення $F_{T,C}$ маємо

$$F_{T,C}(t) = F_{T,C}(t - \Delta t) + G \frac{b}{l_s} v_T \Delta t, \quad (6)$$

де v_T — відносна дотична швидкість у контакті, G — модуль зсуву матеріалу щелебеню, Δt — величина кроку за часом.

Складник дотичного демпфування визначаємо так

$$F_{T,D} = 2D_T \sqrt{G \frac{b}{l_s} m_T v_T}, \quad (7)$$

де $m_T = (1/m_i + 1/m_j + l_i^2/J_i + l_j^2/J_j)^{-1}$ — коефіцієнт впливу маси частинок на процес зсувної взаємодії.

2. Вихідні дані для проведення чисельного моделювання

За модель колії, що відображає процес ущільнення баластного шару у колії, приймаємо модель, що враховує одну шпалу у поздовжньому напрямку та баластний шар навколо неї. Вважаємо, що товщина баластного шару під шпалою для реальних умов — 30 см.

Робочі органи динамічних стабілізаторів передають на рейки наступне: вертикальне постійне навантаження (180 кН) і горизонтальне гармонічне навантаження на обидві рейкові нитки (18 кН з амплітудою 1,6-2,1 мм).

Частота вібраційного навантаження для DGS приймалася 35 Гц, а для ДСП — 45 Гц, що відповідає їх характеристикам. Вхідними даними, що закладаються у модель, є горизонтальні динамічні та вертикальні статичні навантаження від двох рейок на шпали. Насправді ж відомі є навантаження робочих органів динамічних стабілізаторів на рейки. Для знаходження навантажень від рейок на шпалу застосовується формула [6, 7], яка враховує розподільчі властивості балки Ейлера на Вінклерівській континуальній основі у статичному випадку

$$Q = \frac{Pkl}{2} e^{-kx} [\cos(kx) + \sin(kx)], \quad (8)$$

де

$$k = \sqrt[4]{\frac{U}{4EI}}. \quad (9)$$

Тут k — коефіцієнт відносної жорсткості рейкової колії у горизонтальному чи вертикальному напрямках; P — сили дії на рейку вібромеханізму динамічного стабілізатора у горизонтальному чи вертикальному напрямках; Q — сили дії від рейки на шпалу у горизонтальному чи вертикальному напрямках; l — відстань між осями шпал (для епюри 1840 шт. на км $l = 0,55$ м); U — модуль пружності підрейкової основи у вертикальній площині (для залізобетонних шпал $U = 50$ МПа); I — момент інерції рейки типу Р65 відносно горизонтальної осі, $I = 0,3548 \cdot 10^{-4}$ м⁴; E — модуль пружності рейкової сталі, $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; x — координата перетину колії, у якому розраховується сила дії рейки на шпалу у системі координат вздовж колії з початком у точці дії вертикальної сили на рейку. У даному випадку нас цікавили сили, що діють на шпали безпосередньо під зовнішнім навантаженням на рейки, тому у розрахунках приймали $x = 0$ м.

У результаті вертикальне навантаження рейки на шпалу буде дорівнювати: для $k_{вер} = 1,138$ м⁻¹, $Q_{вер} = 27,7$ кН, а горизонтальне навантаження для $k_{гор} = 1,44$ м⁻¹, $Q_{гор} = 3,5$ кН.

При цьому були прийняті такі розрахункові значення фізичних і геометричних характеристик частинок баластного шару:

- найбільший і найменший розміри частинок щебеню вибираються випадковим чином у діапазоні від 3 до 5 см;
- характеристики приймаються аналогічно моделі, розробленій для шпали та баласту залізниць Західної Європи [2], а далі їх значення узгоджуються з конструкцією залізниць України [7]:
- питома вага матеріалу щебеню, віднесена до довжини шпали В70: $\rho = 5 \cdot 10^7$ кг/м²;
- модуль Юнга матеріалу щебеню, віднесений до довжини шпали В70: $E = 6 \cdot 10^{10}$ Н/м;
- модуль зсуву матеріалу щебеню, віднесений до довжини шпали В70: $G = 2/5 \cdot E$;
- коефіцієнт тертя: $\mu = 0,3$;
- коефіцієнт демпфування у точці контакту в нормальному та дотичному напрямках: $D_N = D_T = 0,5$.

Довжина західноєвропейської залізобетонної шпали В70 становить 2,52 м, тому параметри питомої ваги та модуля Юнга матеріалу щебеню повинні бути збільшені на коефіцієнт $2,7/2,52$. Оскільки шпала розглядається не у поперечному, а у поздовжньому напрямку, то товщина баластного стовпчика, що працює зі шпалою, повинна бути змінена від 2,7 до 0,55 м. Відтак маємо у поздовжньому напрямку: модуль Юнга матеріалу щебеню $E_n = 1,31 \cdot 10^{10}$ Н/м, а питома вага матеріалу щебеню — $\rho_n = 0,11 \cdot 10^4$ кг/м³. Питому вагу матеріалу шпали підбираємо так, щоб вага шпали складала 270 кг.

3. Результати чисельного моделювання ущільнення баласту

Задачу динамічного руху частинок баластного шару розв'язуємо шляхом інтегрування системи рівнянь (1) для кожної частинки баласту з урахуванням контактних сил. Стан системи частинок у момент часу t визначає розташування та швидкість усіх частинок системи. Радіус-вектор частинок у момент часу $t + \Delta t$ обчислюється так:

- визначаються усі точки можливих контактів між частинками, враховуючи лише комбінації сусідніх частинок, між якими, ймовірно, можливі контакти;
- розраховуються контактні сили взаємодії між частинками, що контактують;
- обчислюються прискорення усіх частинок.

Для розрахунків процесу осідання баласту було розроблено програмне забезпечення. Чисельне моделювання проведено у два етапи:

- створення випадкового розташування частинок баластного шару, що відповідає стану без ущільнення;
- моделювання механічної дії ущільнення баласту під дією системи вібраційних навантажень і статичних навантажень, що відповідає дії на колію динамічного стабілізатора.

На першому етапі приймали, що у початковий момент часу контакт між частинками відсутній. Центри мас усіх елементів, включаючи шпалу, розміщуються по прямокутній сітці. Окрім сили тяжіння, зовнішні сили на частинки та шпалу не діють. У наступні моменти часу під дією сили тяжіння частинки починають рухатися та займати певне випадкове положення у шпальному просторі. Припинення першого етапу моделювання відбувається у момент часу, коли всі частинки стабілізувалися. За критерій такого стану приймаємо певний рівень загальної кінетичної енергії механічної системи.

На другому етапі до шпали прикладаються вертикальні статичні та горизонтальні вібраційні сили.

Аналіз результатів моделювання здійснюється на основі графіків розподілу контактних сил між частинками баласту, графіків вертикальних і горизонтальних коливань шпали. Проведені розрахунки показали, що спочатку зовнішнє навантаження від шпали через баластний шар нерівномірно розподілене по усіх частинках баластного шару. Дія зовнішнього навантаження на шпалу здебільшого передається лише через певні комбінації сусідніх частинок щебеню, які умовно можна назвати гілками передачі навантаження. Окремі гілки об'єднуються у дерево

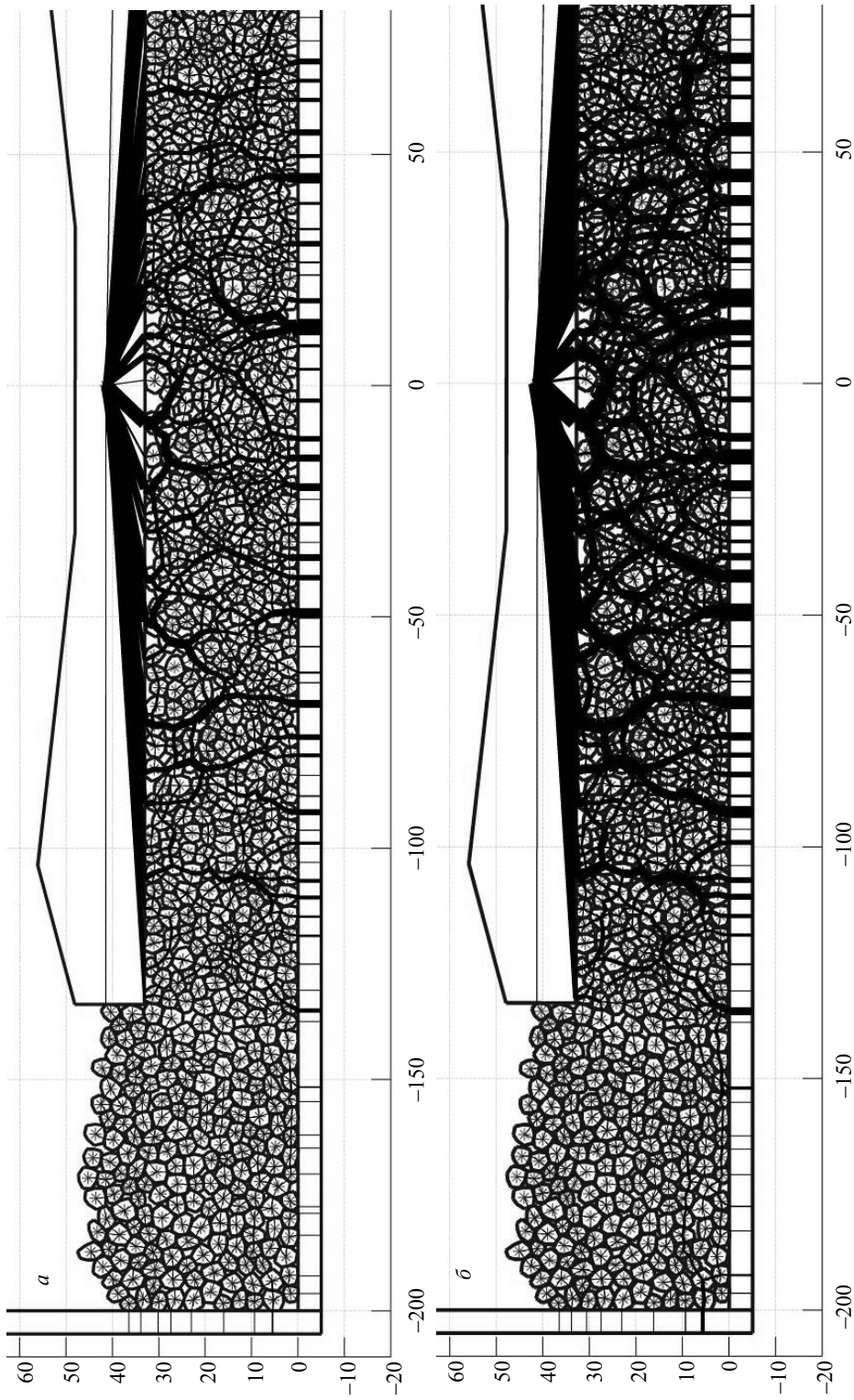


Рис. 2. Дерева розподілу навантажень: (а) за дії статичного вертикального навантаження 27700 кН до ущільнення; (б) за дії статичного вертикального навантаження 27700 кН після дії упродовж 1 с динамічного горизонтального навантаження з амплітудою 3500 кН і частотою 35 Гц

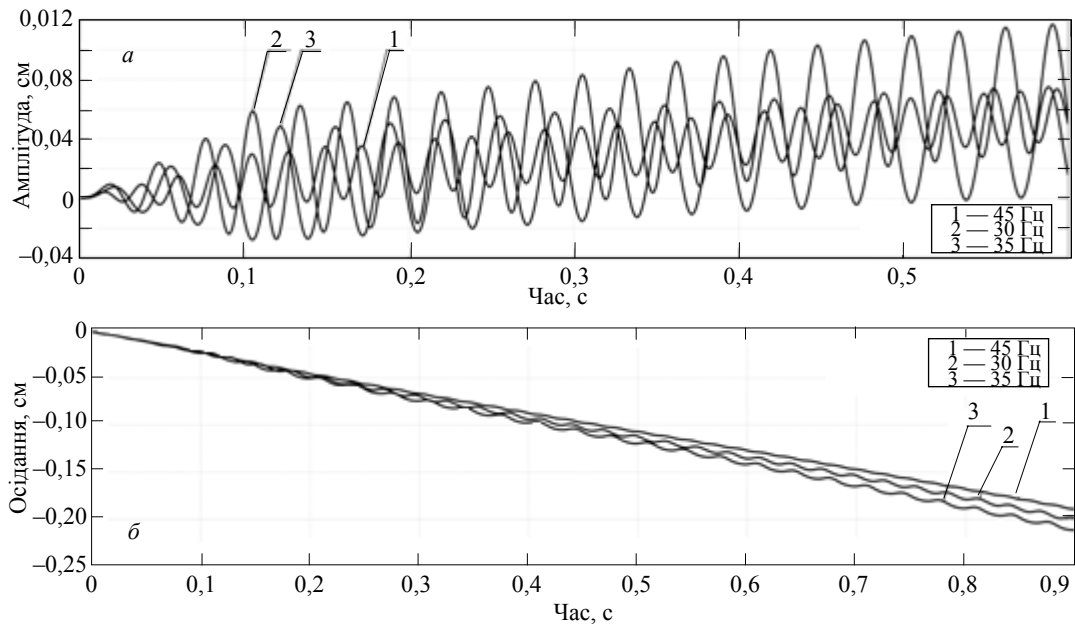


Рис. 3. Рух шпали під дією вібраційного навантаження різної частоти:
(а) горизонтальне переміщення шпали, (б) вертикальне осідання шпали

розподілу навантажень. Під час ущільнення баласту більша кількість частинок щебеню залучається до дерева передачі навантаження. На рис. 2 зображені дерева розподілу навантажень за дії статичного вертикального навантаження 27700 кН на вузол скріплення до ущільнення та після дії упродовж 1 с динамічного горизонтального навантаження з амплітудою 3500 кН і частотою 35 Гц. До ущільнення за статичної дії вертикальне навантаження здебільшого передається через окремі гілки та незначну кількість щебеню. Після 1 с вібраційного навантаження у дереві розподілу навантаження залучено більшу кількість частинок щебеню, що підтверджується більшою кількістю гілок.

На рис. 3а показано горизонтальне переміщення шпали під дією вібраційного навантаження, а на рис. 3б — вертикальне осідання шпали під дією вібраційного навантаження різної частоти.

Бачимо (див. рис. 3а), що амплітуда коливань шпали під дією горизонтального вібраційного навантаження та її вертикальне осідання зменшуються з ростом частоти коливань. Найінтенсивніше осідання шпали виникає під впливом горизонтального вібраційного навантаження з частотою 30 Гц, під впливом горизонтального вібраційного навантаження з більшою частотою осідання шпали проходить повільніше (рис. 3б). Тому під впливом горизонтального вібраційного навантаження з частотою 35 Гц, з якою працює стабілізатор типу DGS, осідання шпали проходить швидше, ніж під впливом горизонтального вібраційного навантаження з частотою 45 Гц, з якою працює стабілізатор типу ДСП.

На рис. 4 показано векторне поле швидкостей центрів мас частинок баласту за дії вібраційного навантаження з частотою 35 Гц. Зміщення частинок баластного

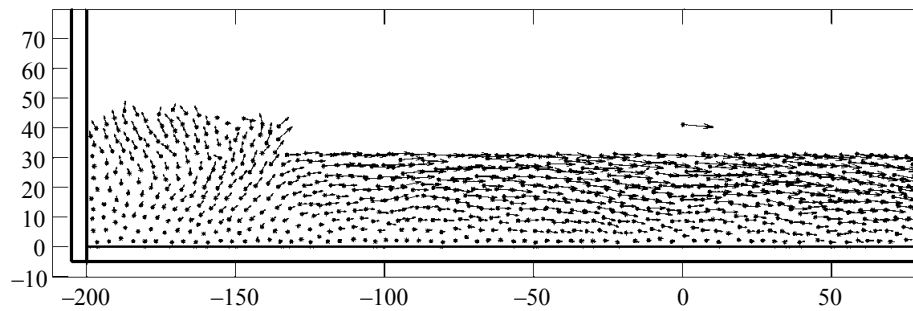


Рис. 4. Векторне поле швидкостей центрів мас частинок баласту в момент часу дії вібраційного навантаження з частотою 35 Гц

шару властиве шару товщиною до 20 см під шпалою. Це означає, що для стабілізації баластного шару з товщиною понад 20 см, використовувати прийняту технологію багатократної стабілізації в один шар недоцільно, тобто необхідно ущільнювати баласт, відсипаючи його пошарово.

Висновки. У статті наведено результати теоретичного дослідження процесу ущільнення баластного шару динамічними стабілізаторами колії різного типу. Практичний інтерес мають такі результати дослідження:

- вібраційна дія на колію, що передається через рейки та шпали на баластний шар, викликає перерозподіл контактних сил між частинками щебеню так, що напруження у баластному шарі розподіляються рівномірніше. Це призводить до збільшення несучої здатності баластного шару та зменшення його нерівномірного осідання;
- ефективнішою, з практичної точки зору, є частота вібрації 35 Гц робочого механізму динамічного стабілізатора;
- зона баластного шару, яку задіяно у процесі стабілізації під дією вібраційного навантаження, становить не більше, ніж 20 см під шпалою.

Водночас залишаються невирішені питання щодо застосовності методу молекулярної динаміки для відображення динамічних процесів у баластному шарі:

- головним недоліком методу молекулярної динаміки є задання дуже малого постійного кроку часу Δt . Це зумовлено великою жорсткістю матеріалу частинок щебеню. Крок часу Δt вибираємо так, щоб удари між частинками та рух тертя-зчеплення у контакті частинок відображалися як неперервні процеси;
- динамічні процеси у баластному шарі колії, який є складною просторовою конструкцією, не можна адекватно описати плоскою моделлю методу молекулярної динаміки;
- у моделюванні довготривалих процесів розладнання баластного шару необхідно враховувати такі ефекти, як стирання та руйнування частинок баласту, а також їх багатоконтактну взаємодію.

Література

- [1] *Popp, K. System Dynamics and Long-Term Behavior of Railway Vehicles, Track and Subgrade (Lecture Notes in Applied Mechanics; vol. 6) / K. Popp, W. Schiehlen. — Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2003. — 284 p.*
- [2] *Lichtberger, B. Handbuch Gleis: Unterbau, Oberbau, Instandhaltung, Wirtschaftlichkeit / B. Lichtberger. — Hamburg: Tetzlaff Verlag, 2003. — 318 p.*
- [3] *Bode, C. Three-dimensional time domain analysis of moving loads on railway tracks on layered soils / C. Bode, R. Hirschauer, S. A. Savidis. — Rotterdam: Balkema, 2000. — P. 3-12.*
- [4] *Knothe, K. Receptance behaviour of railway track and subgrade / K. Knothe, Y. Wu // Archive of applied mechanics. — 1998. — Vol. 68, No 7-8. — P. 457-470.*
- [5] *Popp, K. Dynamik und Bewegungsstabilität von Zug-Gleis-Systemen / K. Popp, R. Bogacz. — VDI Düsseldorf, 1984. — P. 197-204.*
- [6] *Коган, А. Я. Динамика пути и его взаимодействие с подвижным составом / А. Я. Коган. — Москва: Транспорт, 1997. — 326 с.*
- [7] *Даніленко, Е. І. Правила розрахунків залізничної колії на міцність і стійкість / Е. І. Даніленко, В. В. Рибкін. — Київ: Транспорт України, 2006. — 168 с.*

Simulation of railway ballast layer movement under vibrating loading on rails

Victor Rybkin, Mykola Sysyn, Olga Nabochenko

The investigation of ballast layer deterioration under dynamic load effect on a railway track is considered in the paper. Molecular dynamics method is applied for this purpose. According to the method, a sleeper and every particle of the ballast layer is considered as a separate rigid body in dynamic contact interaction with neighbour particles. The practical goal is efficiency estimation of track machines appliance. To estimate the stabilisation of the ballast layer the distribution of external loading between the ballast layer particles was used. To evaluate the efficiency of different force action of railway machines for the railway track stabilization the speed of sleeper sinking is compared.

Моделирование движения частиц балластного слоя железнодорожного пути под воздействием вибрационной нагрузки на рельсы

Віктор Рибкін, Николай Сысин, Ольга Набоченко

Исследуется воздействие динамической нагрузки на процесс расстройтва балластного слоя железнодорожного пути. Для этого использован метод молекулярной динамики, согласно которому шпала и каждая частица балластного слоя рассматривается как отдельное тело в контактном динамическом взаимодействии с соседними частицами. Практическое значение имеет оценка эффективности применения путевых машин для стабилизации пути разных конструкций и при различных силовых воздействиях на путь. Для оценки стабилизации балластного слоя использовано распределение внешней нагрузки между частичками балластного слоя. Для определения эффективности разного силового действия путевых машин с целью стабилизации пути сравнивается скорость оседания шпалы.

Представлено професором Б. Герою

Отримано 19.02.09