УДК 629.4:62-788.2 https://doi.org/10.15407/itm2022.01.051

М. Б. СОБОЛЕВСЬКА, Д. В. ГОРОБЕЦЬ

ОЦІНКА ДИНАМІЧНОЇ НАВАНТАЖЕНОСТІ ЕКІПАЖІВ МОТОРВАГОННОГО ПОЇЗДА З СИСТЕМОЮ ПАСИВНОЇ БЕЗПЕКИ ПРИ ЙОГО ЗІТКНЕННІ З ВЕЛИКИМ ТРАНСПОРТНИМ ЗАСОБОМ

Інститут технічної механіки
Національної академії наук України і Державного космічного агентства України,
вул. Лешко-Попеля, 15, 49005, Дніпро, Україна; e-mail: sobmb@i.ua

Актуальною проблемою вітчизняного залізничного транспорту є оновлення моторвагонного рухомого складу, підвищення швидкостей та безпеки його руху у відповідності до діючих вітчизняних стандартів ДСТУ EN 12663 та ДСТУ EN 15227, які регламентують відповідно міцність конструкцій вагонів пасажирського поїзда в експлуатації та його пасивну безпеку при аварійних зіткненнях з різними перешкодами. Спираючись на світовий досвід, в Інституті технічної механіки Національної академії наук України і Державного космічного агентства України розроблено концепцію пасивного захисту вітчизняних швидкісних пасажирських поїздів при аварійних зіткненнях, що відповідають сценаріям стандарту ДСТУ EN 15227, пропозиції щодо пасивного захисту вітчизняного головного вагона моторвагонного поїзда, стільникові конструкції пристроїв поглинання енергії нижнього (ППЕ 1) і верхнього (ППЕ ВР) рівнів для лобової частини головного вагона, а також пристрої нижнього рівня (ППЕ 2 і ППЕ 3) для установки в міжвагонних з’єднаннях. Конструкції захисних пристроїв верхнього та нижнього рівнів для вагонів вітчизняного моторвагонного поїзда розроблено на основі результатів скінченно-елементного моделювання з використанням попереднього досвіду розробки пристрою пасивного захисту для швидкісного пасажирського локомотива та результатів успішного креш-тесту прототипу цього пристрою. Для сценарію 3, що характеризує зіткнення еталонного моторвагонного поїзда зі швидкістю 110 км/год на залізничному переїзді з великим транспортним засобом масою 15 т, розроблено згідно з вимогами ДСТУ EN 15227 модель великогабаритної перешкоди, що може деформуватися (ВПД). Розроблено також скінченно-елементні моделі, за якими визначено силові характеристики взаємодії запропонованих елементів пасивного захисту головного вагона з ВПД. Метою статті є визначення динамічної навантаженості екіпажів моторвагонного поїзда, обладнаного засобами пасивного захисту, при зіткненні поїзда з великим транспортним засобом. На основі математичної моделі зіткнення ідентичних моторвагонних поїздів розроблено математичну модель зіткнення еталонного поїзда з великим транспортним засобом на залізничному переїзді (сценарій 3) з урахуванням визначених силових характеристик взаємодії перешкоди з двома ППЕ 1 нижнього рівня, двома ППЕ ВР верхнього рівня та роботи конструкції головного вагона при зіткненні. Проведено аналіз динамічної навантаженості екіпажів еталонного поїзда з системою пасивної безпеки (маса головного вагона 80 т, маси проміжних вагонів 50 т або 64 т) при його зіткненні згідно з умовами сценарію 3. Дослідження проведено для двох схем розміщення ППЕ в лобовій частині головного вагона. Установлено, що запропонований пасивний захист вагонів еталонного поїзда для обох схем згідно з визначеними варіантами використання ППЕ нижнього та верхнього рівнів в залежності від мас проміжних вагонів відповідає критеріям ДСТУ EN 15227 для сценарію 3. Розроблена математична модель для оцінки динамічної навантаженості екіпажів пасажирського поїзда з системою пасивної безпеки при його зіткненні з великим транспортним засобом, отримані результати досліджень можуть бути використані при проєктуванні сучасного швидкісного моторвагонного поїзда згідно з вимогами ДСТУ EN 15227.

Ключові слова: *моторвагонний поїзд, аварійне зіткнення, великий транспортний засіб, головний вагон, засоби пасивного захисту, динамічна навантаженість.*

A topical problem of the home railway transport is multiple-unit train renewal, speed increase, and safety improvement in accordance with the Ukrainian State Standards DSTU EN 12633 and DSTU EN 15227, which specify the passenger car crashworthiness and passive safety, respectively, in emergency collisions with various obstacles. Relying on the world experience, researchers of the institute of Technical Mechanics of the National Academy of Sciences of Ukraine and the State Space Agency of Ukraine developed a passive protection concept for home high-speed passenger trains in emergency collisions according to the DSTU EN 15227 requirements, proposals on the passive protection of a home multiple-unit head car, lower- and upper-level honeycomb energy-absorbing devices (EAD 1 and UL EAD, respectively) for the head car front end, and EAD 2 and EAD 3 low-level devices to be installed in intercar connections. The upper- and lower-level protective devices for home multiple-unit trains were developed based on finite-element simulation results using previous experience in the development of a passive protection device for a high-speed passenger locomotive and the results of a successful crash test of its prototype. For Scenario 3, which characterizes a collision of a reference multiple-unit train at 110 km/h with a 15 t large road vehicle at a railway crossing, a model of a large deformable obstacle (LDO) was developed in compliance with the DSTU EN 15227 requirements. Finite-element models were developed to determine the force characteristics of interaction between the proposed head car passive protection devices and an LDO. The aim of this paper is to determine dynamic loads on a multiple-unit train equipped with passive protection devices in its collision with a large road vehicle. Based on a mathematical collision model for identical multiple-unit trains, a mathematical model was developed for a collision of a reference train with a large road vehicle at a railway crossing (Scenario 3) with account for the determined force characteristics of obstacle – two EAD 1 low-level devices and obstacle – two UL EAD upper-level devices interaction and the in-collision work of the head car structure. Dynamic loads on the cars of a reference train with a passive safety system (a head car mass of 80 t and intermediate car masses of 50 t or 64 t) were analyzed for its collision by Scenario 3. Two EAD placement schemes at the head car front end were studied. It was found that the proposed passive protection of the reference train cars meets the DSTU EN 15227 criteria for Scenario 3 for both EAD placement schemes and the proposed variants of lower- and upper-level EAD use according to the intermediate car masses. The proposed mathematical model of dynamic loads on a passenger train with a passive safety system in its collision with a large road vehicle and the results obtained may be used in designing an up-to-date high-speed multiple-unit train to the DSTU EN 15227 requirements.

Keywords: *multiple-unit train, emergency collision, large road vehicle, head car, passive protection devices, dynamic load.*

Вступ. Актуальною проблемою вітчизняного залізничного транспорту є оновлення моторвагонного рухомого складу, підвищення швидкостей та безпеки його руху у відповідності до діючих вітчизняних стандартів ДСТУ EN 12663 [1] та ДСТУ EN 15227 [2], які регламентують відповідно міцність конструкцій вагонів пасажирського поїзда в експлуатації та його пасивну безпеку при аварійних зіткненнях з різними перешкодами. Згідно з вимогами означених стандартів нові моторвагонні поїзди повинні мати ефективні засоби активного захисту, тобто сучасні гальмівні системи для попередження аварійних зіткнень, а також системи пасивної безпеки (СПБ), призначені для збереження життя пасажирів та поїзної бригади, зменшення пошкоджень рухомого складу та мінімізації витрат на ліквідацію наслідків аварійних зіткнень в результаті контрольованого поглинання енергії удару. До складу СПБ входять пристрої поглинання енергії (ППЕ), основним завданням яких є зниження до допустимого рівня поздовжніх зусиль у міжвагонних з'єднаннях та прискорень вагонів при визначених стандартом ДСТУ EN 15227 сценаріях зіткнень. При лобових зіткненнях основний удар сприймає головний вагон, тому розробці його пристроїв поглинання енергії приділяється особлива увага.

На теперішній час найкращі результати в розробці за стандартом EN 15227 [3] систем пасивної безпеки моторвагонних поїздів мають Німеччина, Франція, Швейцарія, Австрія, Японія, Південна Корея. Такі системи є дворівневими і складаються з ППЕ нижнього рівня, які розташовуються на рівні зчіпного пристрою, та з ППЕ верхнього рівня, що інтегруються в лобову підвіконну частину вище рівня зчіпного пристрою [4 – 10].

Спираючись на світовий досвід в Інституті технічної механіки Національної академії наук України і Державного космічного агентства України (ІТМ НАНУ і ДКАУ) розроблено концепцію пасивного захисту вітчизняних швидкісних пасажирських поїздів при аварійних зіткненнях, що відповідають сценаріям стандарту ДСТУ EN 15227 [11], пропозиції щодо пасивного захисту вітчизняного головного вагона моторвагонного поїзда [12], стільникові конструкції пристроїв поглинання енергії нижнього (ППЕ 1) і верхнього (ППЕ ВР) рівнів для лобової частини головного вагона, а також ППЕ 2 і ППЕ 3 нижнього рівня для установки в міжвагонних з'єднаннях [13]. Конструкції захисних пристроїв верхнього та нижнього рівнів для вагонів вітчизняного моторвагонного поїзда розроблено на основі результатів скінченно-елементного моделювання з використанням попереднього досвіду розробки пристрою пасивного захисту для швидкісного пасажирського локомотива [14] та результатів успішного креш-тесту прототипу цього пристрою [15]. Розроблено згідно з ДСТУ EN 15227 також математичні моделі динаміки зіткнення ідентичних еталонних моторвагонних поїздів (сценарій 1) [16] та зіткнення еталонного поїзда з вантажним вагоном (сценарій 2) [17]. Побудовано тривимірну геометричну модель лобової частини головного вагона для вітчизняних залізниць з запропонованими пристроями поглинання енергії ППЕ 1 і ППЕ ВР. Для сценарію 3, що характеризує зіткнення еталонного моторвагонного поїзда зі швидкістю 110 км/год на залізничному переїзді з великим транспортним засобом масою 15 т, розроблено згідно з вимогами ДСТУ EN 15227 модель великогабаритної перешкоди, що може деформуватися (ВПД) [18]. Розроблено також скінченно-елементні моделі, які дозволяють визначити силові характеристики взаємодії запропонованих елементів пасивного захисту головного вагона з ВПД [19, 20].

Постановка задачі. В даній роботі розглядається сценарій 3 зіткнення зі швидкістю 110 км/год моторвагонного поїзда з великим дорожнім транспортним засобом масою 15 т на залізничному переїзді. Метою статті є визначення динамічної навантаженості екіпажів моторвагонного поїзда, обладнаного засобами пасивного захисту, при його зіткненні з великим транспортним засобом. За критеріями ДСТУ EN 15227 для сценарію 3 середнє значення поздовжнього прискорення в зонах безпеки, призначених для виживання та евакуації людей, не може перевищувати 7,5 g. Слід зазначити, що середнє значення прискорення для кожної одиниці поїзного складу визначається, починаючи з моменту часу, коли результуюча контактна сила перевищить нульове значення, і до моменту часу, коли це значення знову впаде до нуля. Крім того, обов’язковим є збереження неушкодженим простору для виживання пасажирів і поїзної бригади протягом усього часу деформування пристроїв поглинання енергії. В кабіні управління довжина такого простору повинна складати не менше 0,75 м, допускаються пластичні деформації окремих елементів несучої конструкції кузова одиниці рухомого складу, що не приводять до втрати кузовом загальної несучої здатності.

Розрахункову схему для дослідження аварійного зіткнення еталонного поїзда з великогабаритною перешкодою, що може деформуватися, наведено на рис. 1.

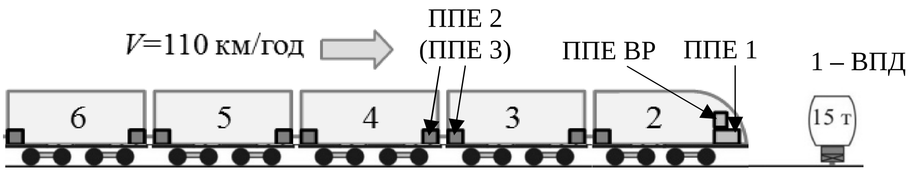
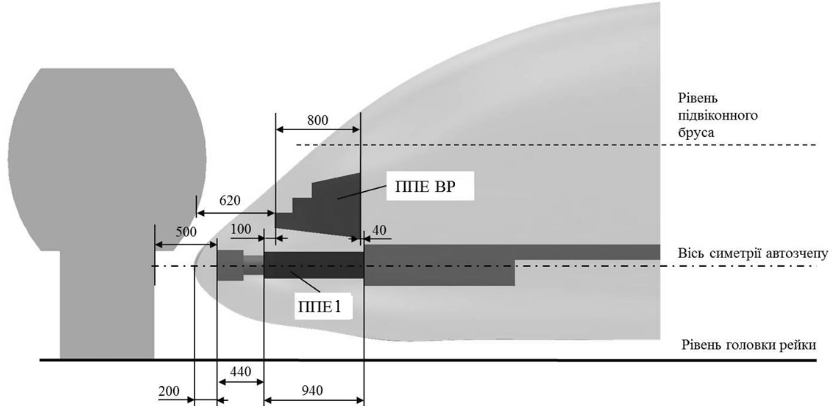


Рис. 1 – Розрахункова схема зіткнення еталонного поїзда з ВПД (сценарій 3)

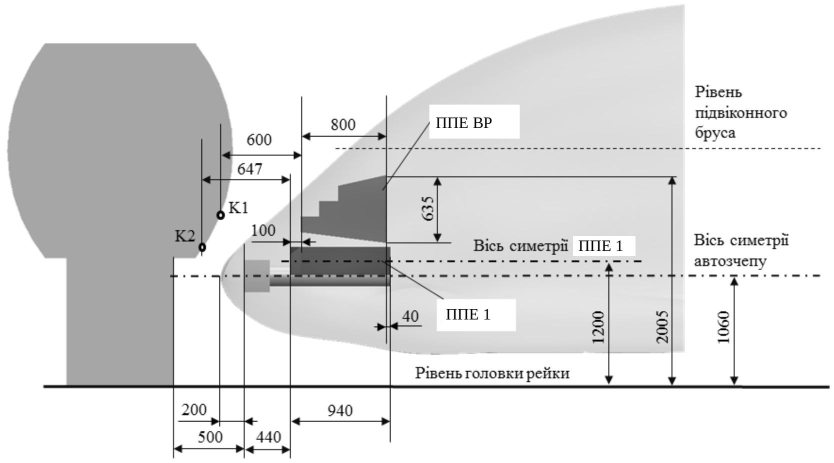
Розглядається еталонний поїзд, що складається з головного вагона масою 80 т і чотирьох причіпних вагонів масою 50 т або масою 64 т. Маса 50 т відповідає масі більшості видів вагонів на європейських залізницях з шириною колії 1435 мм. 64 т це типова маса проміжного вагона, що використовується на вітчизняних залізницях з шириною колії 1520 мм. Запропоновано у міжвагонних з’єднаннях використовувати пристрої поглинання енергії нижнього рівня ППЕ 2 (з енергоємністю 0,25 МДж), якщо маси проміжних вагонів складають 50 т, або ППЕ 3 (з енергоємністю 0,3 МДж), якщо маси проміжних вагонів складають 64 т.

Розглянуто дві схеми розташування ППЕ нижнього та верхнього рівнів у лобовій частині головного вагона. Схему 1 показано на рис. 2, а схему 2 – на рис. 3.



Всі розміри наведено в міліметрах.

Рис. 2 – Схема 1



Всі розміри наведено в міліметрах.

Рис. 3 – Схема 2

Передбачається, що у лобовій частині головного вагона встановлено два ППЕ 1 і два ППЕ ВР, які розташовано симетрично відносно центральної вертикально-поздовжньої площини симетрії його лобової частини. Схема 2 відрізняється від схеми 1 зміною місця розміщення ППЕ 1 на 200 мм, а ППЕ ВР на 100 мм вертикально вверх. При схемі 2 контакт ППЕ 1 і ППЕ ВР з ВПД відбувається раніше, чим при схемі 1.

Моделювання зіткнення еталонного моторвагонного поїзда з великим транспортним засобом на переїзді. Для оцінки відповідності запропонованого пасивного захисту критерію ДСТУ EN 15227 для сценарію 3 на основі математичної моделі зіткнення ідентичних моторвагонних поїздів [16] розроблено математичну модель зіткнення еталонного поїзда з великим транспортним засобом. Математична модель враховує взаємодію ВПД з пристроями поглинання енергії у лобовій частині головного вагона, роботу поглинальних апаратів автозчіпних пристроїв у міжвагонних зв'язках, можливість зсуву об'єднаних ударно-тягових пристроїв у підвагонний простір, пластичне деформування пристроїв поглинання енергії, можливість виникнення пластичних деформацій в конструкціях вагонів.

Для визначення силової характеристики взаємодії ВПД з пристроями поглинання енергії у лобовій частині головного вагона попередньо проведено скінченно-елементне моделюванні [19, 20] процесу взаємодії одного пристрою поглинання енергії нижнього рівня ППЕ 1 та одного пристрою поглинання енергії верхнього рівня з половиною перешкоди ВПД, відсіченою її центральною вертикально-поздовжньою площиною симетрії, при їх зіткненні зі швидкістю 110 км/год. Результати математичного моделювання взаємодії ППЕ 1 та ППЕ ВР з ВПД при зіткненні для двох схем їх розташування в лобовій частині головного вагона показано на рис. 4 та рис. 5.

Як видно на рис. 4, при використанні схеми 1 спочатку спостерігається контакт перешкоди з ППЕ ВР і деформація цього пристрою. Основне енергопоглинання відбувається за рахунок деформації перешкоди пристроєм ППЕ 1. При використанні схеми 2 контакти перешкоди з ППЕ ВР та ППЕ 1 відбуваються майже одночасно (див. рис. 5), що дозволяє збільшити рівень енергопоглинання при ударі.

Отримано залежності контактних зусиль від переміщення центра мас перешкоди для розглянутих схем розташування пристроїв поглинання енергії в лобовій частині головного вагона (рис. 6).

Визначені з урахуванням роботи конструкції головного вагона кусково-лінійні апроксимації силових характеристик взаємодії двох ППЕ ВР та двох ППЕ 1 з ВПД при зіткненні з урахуванням роботи конструкції головного вагона показано на рис. 7 для схеми 1 та на рис. 8 для схеми 2.

Розглянуто такі варіанти використання ППЕ нижнього та верхнього рівнів в конструкціях вагонів еталонних поїздів:

– варіант 1 – спереду головний вагон обладнано двома ППЕ 1 та двома ППЕ ВР, ззаду – двома ППЕ 3, проміжні вагони масою 64 т обладнано спереду і ззаду двома ППЕ 3;
– варіант 2 – спереду головний вагон обладнано двома ППЕ 1 та двома ППЕ ВР, ззаду – двома ППЕ 2, проміжні вагони масою 50 т обладнано спереду і ззаду двома ППЕ 2.

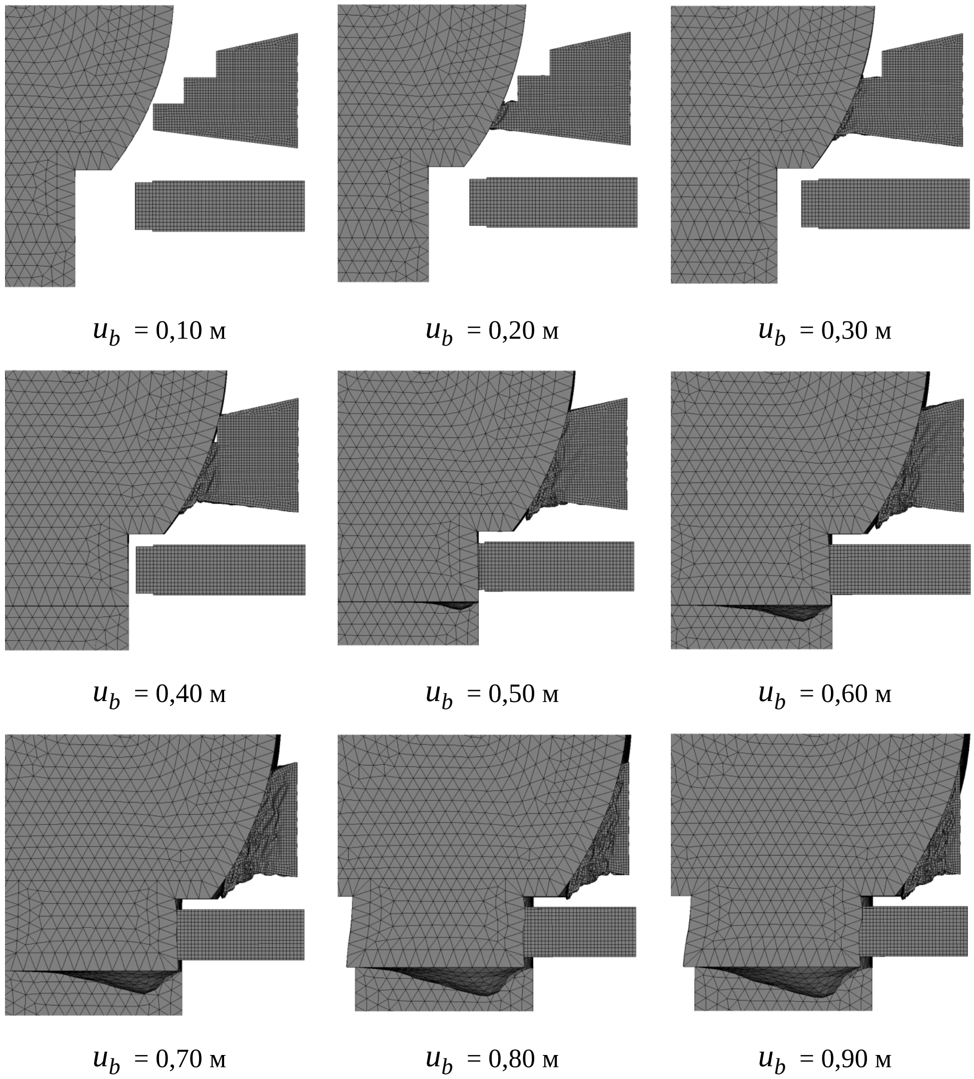


Рис. 4 – Деформації ППЕ лобової частини головного вагона при різних значеннях поздовжнього переміщення u_b центра мас ВПД (схема 1)

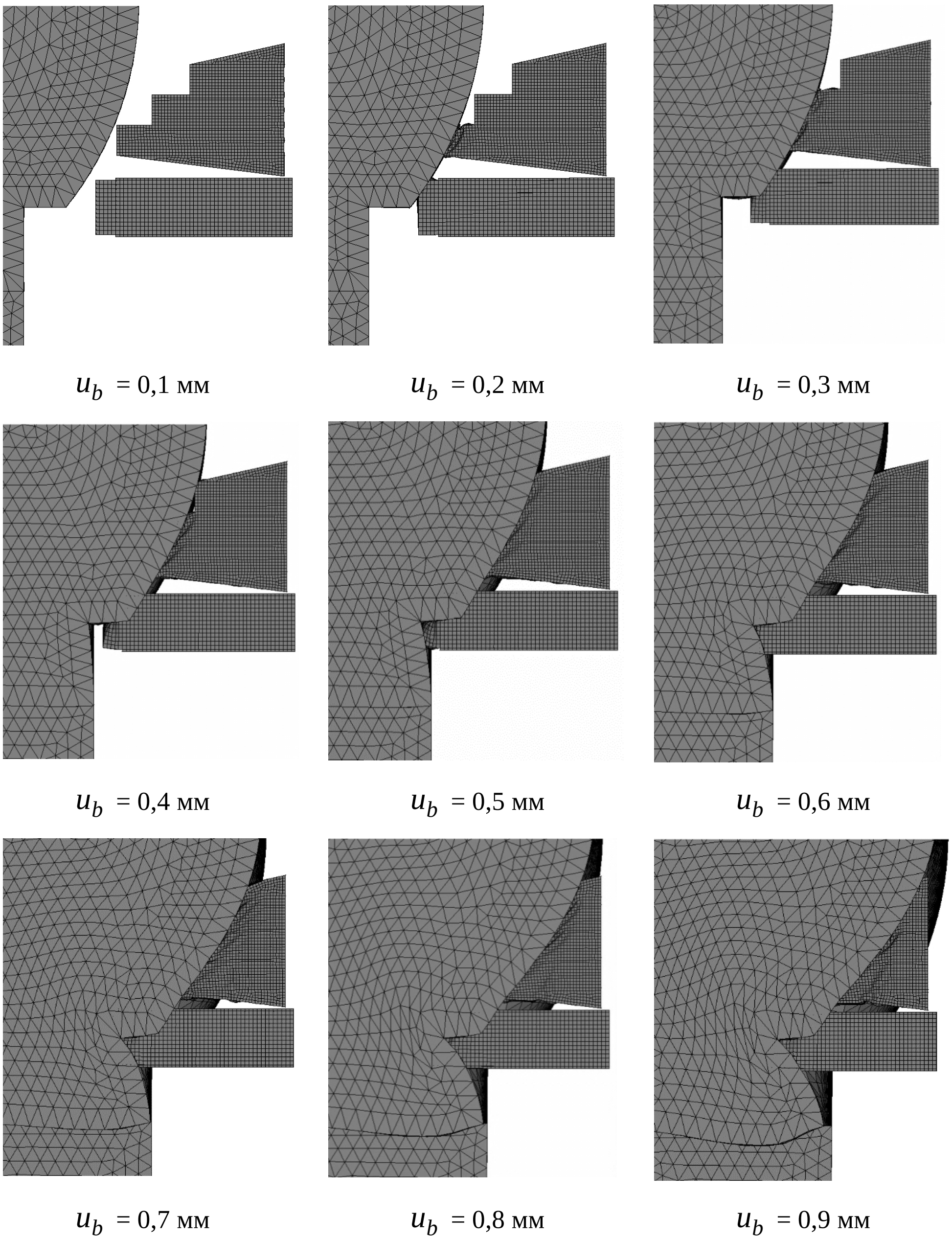


Рис. 5 – Деформації ППЕ лобової частини головного вагона при різних значеннях поздовжнього переміщення u_b центра мас ВПД (схема 2)

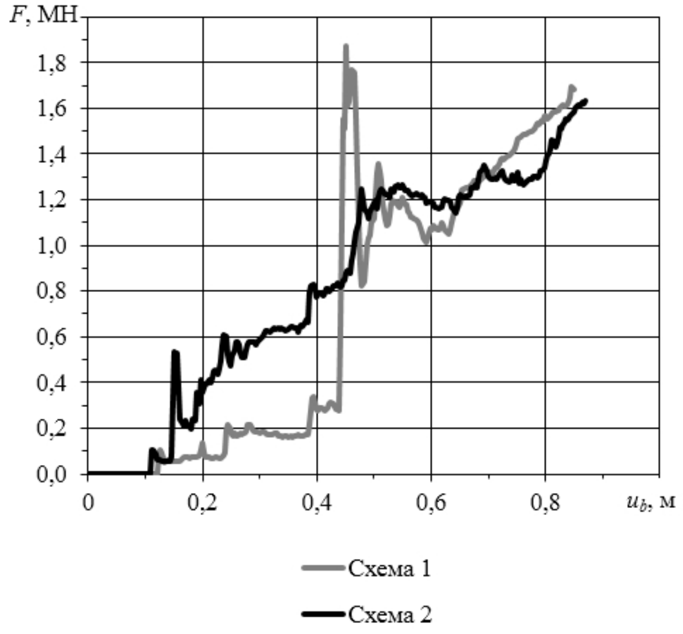
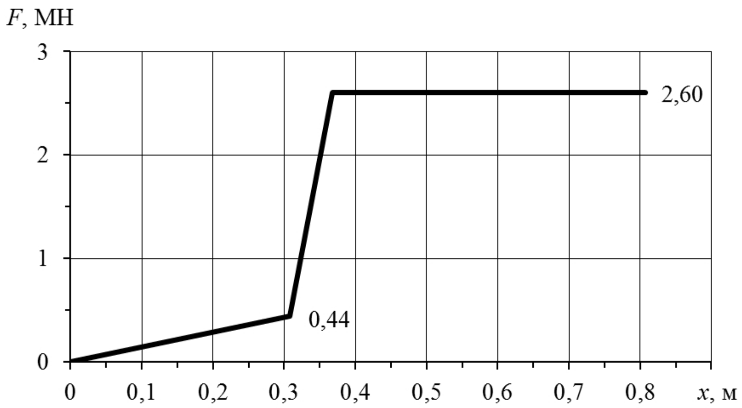
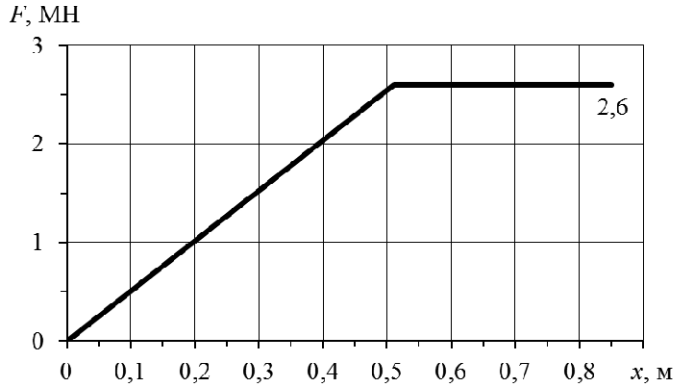


Рис. 6 – Залежності контактних зусиль F від поздовжнього переміщення u_b центра мас перешкоди для двох схем розташування пристроїв поглинання енергії в лобовій частині головного вагона



F – контактне зусилля;
x – абсолютна поздовжня деформація у з’єднанні ВПД з головним вагоном

Рис. 7 – Кусково-лінійна апроксимація силової характеристики взаємодії двох ППЕ ВР та двох ППЕ 1 з ВПД при зіткненні з урахуванням роботи конструкції головного вагона (схема 1)



F – контактне зусилля;
x – абсолютна поздовжня деформація у з'єднанні ВПД з головним вагоном

Рис. 8 – Кусково-лінійна апроксимація силової характеристики взаємодії двох ППЕ ВР та двох ППЕ 1 з ВПД при зіткненні з урахуванням роботи конструкції головного вагона (схема 2)

Результати досліджень. За допомогою розробленої математичної моделі проведено аналіз динамічної навантаженості екіпажів моторвагонного поїзда з СПБ при зіткненні еталонного поїзда зі швидкістю 110 км/год з ВПД масою 15 т згідно з умовами сценарію 3 ДСТУ EN 15227. Дослідження проведено для двох схем розміщення ППЕ в лобовій частині головного вагона.

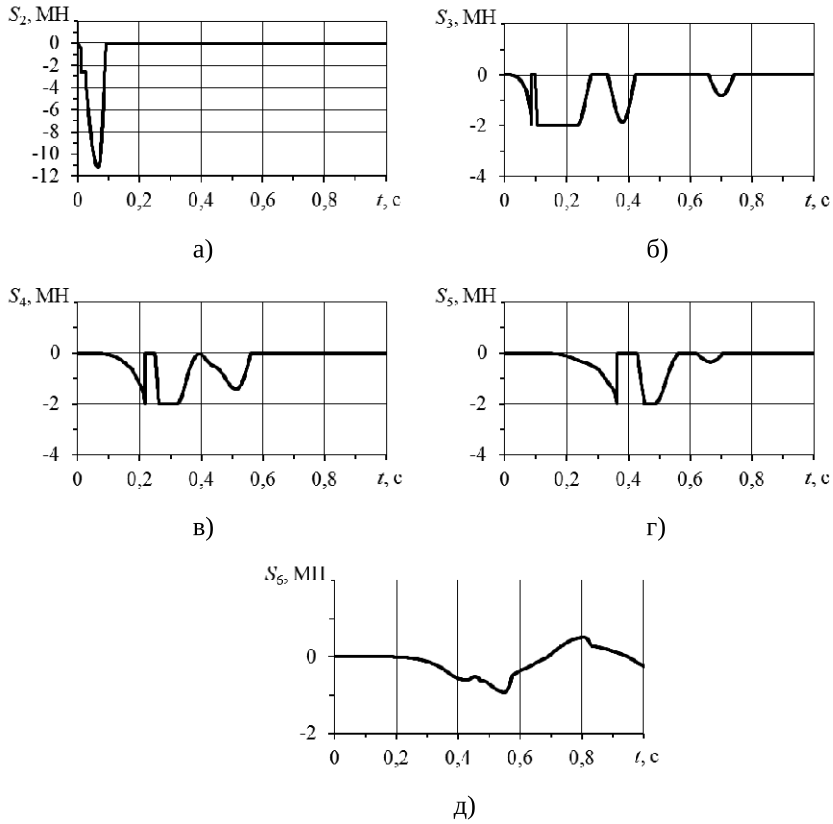
Результати розрахунків динамічної навантаженості вагонів при зіткненні еталонного поїзда з ВПД (схема 1, варіант 1) показано на рис. 9 та рис. 10. Результати розрахунків динамічної навантаженості вагонів при зіткненні еталонного поїзда з ВПД (схема 1, варіант 2) показано на рис. 11 та рис. 12.

Максимальні та середні абсолютні значення зусиль в міжвагонних з'єднаннях та поздовжніх прискорень вагонів при зіткненні еталонного поїзда (схема 1) з ВПД для варіанта 1 приведено в табл. 1, а для варіанта 2 – в табл. 2.

При зіткненні (варіант 1) пристрої поглинання енергії в міжвагонному зв'язку між проміжними вагонами 5 і 6 не спрацьовують, оскільки зусилля S_6 не перевищують рівня 2 МН, при якому відбувається зсув автозчепів у підвагонний простір. При розглянутому зіткненні (варіант 2) пристрої поглинання енергії в міжвагонному зв'язку між проміжними вагонами 4 і 5, 5 і 6 не спрацьовують, оскільки зусилля S_5 і S_6 не перевищують рівня 2 МН.

Аналіз результатів, приведених в табл. 1 та табл. 2, показав, що найбільший рівень середніх абсолютних значень поздовжніх прискорень екіпажів складає 7,29 g (для головного вагона). При розглянутих зіткненнях ВПД та еталонного поїзда, обладнаного ППЕ згідно з варіантами 1 та 2 середні абсолютні значення поздовжніх прискорень екіпажів не перевищують допустимого значення 7,5 g .

Абсолютні пластичні деформації для розглянутих варіантів 1 і 2 спостерігаються лише в конструкції головного вагона и складають 0,24 м при довжині розглянутого вагона 25 м (не перевищують 0,05 м на кожні 5 м довжини вагона).



а) – зміна зусилля S_2 взаємодії між ВПД та головним вагоном 2;

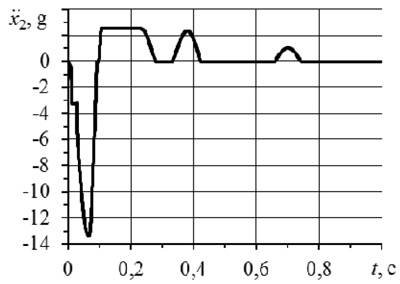
б) – зміна зусилля S_3 взаємодії між головним вагоном 2 та проміжним вагоном 3;

в) – зміна зусилля S_4 взаємодії між проміжними вагонами 3 та 4;

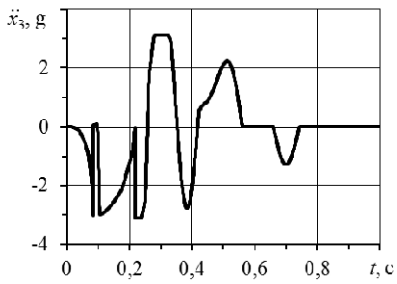
г) – зміна зусилля S_5 взаємодії між проміжними вагонами 4 та 5;

д) – зміна зусилля S_6 взаємодії між проміжними вагонами 5 та 6

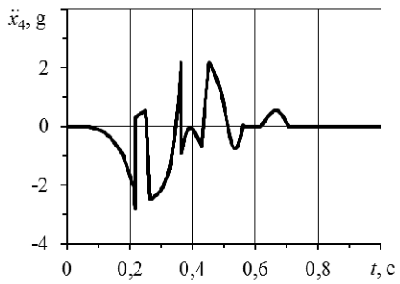
Рис. 9 – Зміна в часі зусиль в міжвагонних з’єднаннях при зіткненні еталонного поїзда з ВПД (схема 1, варіант 1)



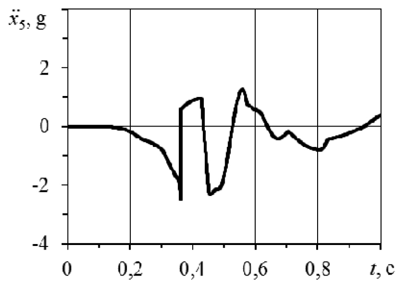
а)



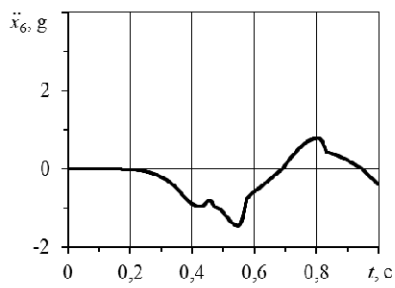
б)



в)



г)



д)

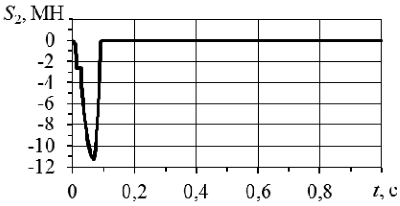
а) – зміна прискорень $\ddot{x}_2$ головного вагона 2;

б) – зміна прискорень $\ddot{x}_3$ проміжного вагона 3;

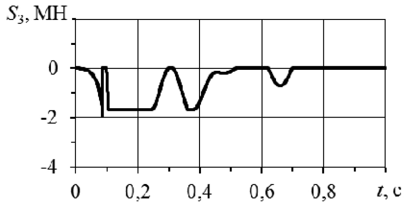
в) – зміна прискорень $\ddot{x}_4$ проміжного вагона 4;

г) – зміна прискорень $\ddot{x}_5$ проміжного вагона 5

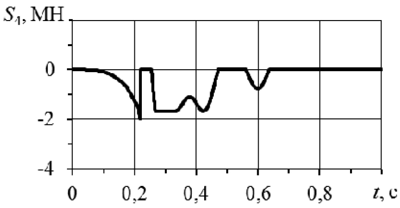
Рис. 10 – Зміна в часі прискорень вагонів при зіткненні еталонного поїзда з ВПД (схема 1, варіант 1)



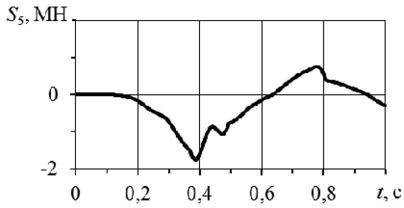
а)



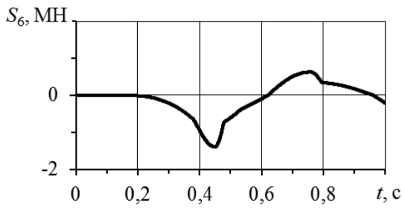
б)



в)



г)



д)

а) – зміна зусилля S_2 взаємодії між ВПД та головним вагоном 2;

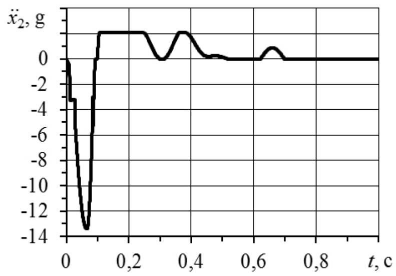
б) – зміна зусилля S_3 взаємодії між головним вагоном 2 та проміжним вагоном 3;

в) – зміна зусилля S_4 взаємодії між проміжними вагонами 3 та 4;

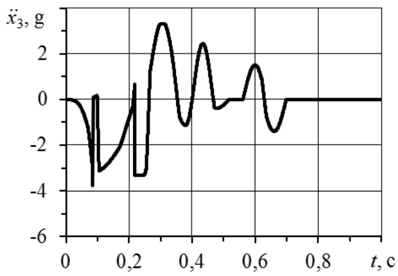
г) – зміна зусилля S_5 взаємодії між проміжними вагонами 4 та 5;

д) – зміна зусилля S_6 взаємодії між проміжними вагонами 5 та 6

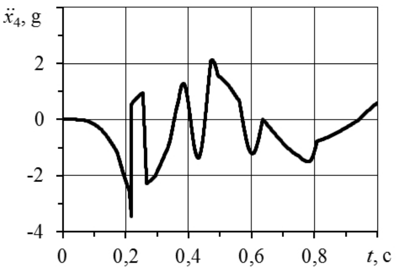
Рис. 11 – Зміна в часі зусиль в міжвагонних з’єднаннях при зіткненні еталонного поїзда з ВПД (схема 1, варіант 2)



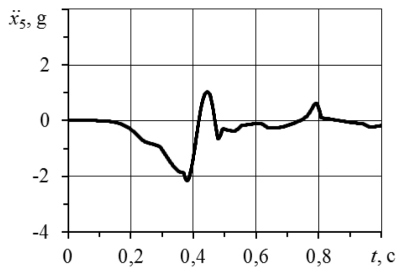
а)



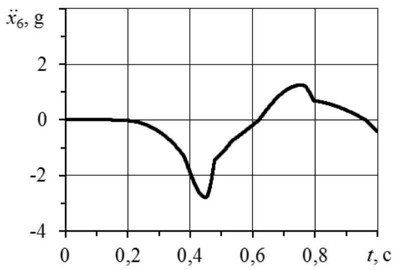
б)



в)



г)



д)

а) – зміна прискорень $\ddot{x}_2$ головного вагона 2;

б) – зміна прискорень $\ddot{x}_3$ проміжного вагона 3;

в) – зміна прискорень $\ddot{x}_4$ проміжного вагона 4;

г) – зміна прискорень $\ddot{x}_5$ проміжного вагона 5

Рис. 12 – Зміна в часі прискорень вагонів при зіткненні еталонного поїзда з ВПД (схема 1, варіант 2)

Таблиця 1 – Результати розрахунків зіткнення поїзда з ВПД (схема 1, варіант 1)

Номер екіпажа, i	Максимальні абсолютні значення зусиль та прискорень		Середні абсолютні значення зусиль та прискорень	
	S_i, МН	$\ddot{x}_i$, g	S_i, МН	$\ddot{x}_i$, g
2	11,23	13,37	6,13	7,29
3	2,00	3,12	1,75	1,74
4	2,00	2,80	1,04	0,29
5	2,00	2,50	1,25	0,84
6	0,93	1,45	0,30	0,47

Таблиця 2 – Результати розрахунків зіткнення поїзда з ВПД (схема 1, варіант 2)

Номер екіпажа, i	Максимальні абсолютні значення зусиль та прискорень		Середні абсолютні значення зусиль та прискорень	
	S_i, МН	$\ddot{x}_i$, g	S_i, МН	$\ddot{x}_i$, g
2	11,23	13,38	6,13	7,29
3	1,94	3,79	1,42	1,45
4	1,99	3,44	1,35	0,54
5	1,76	2,15	0,55	0,44
6	1,39	2,78	0,36	0,71

Для вирішення питання наявності, зменшення та виключення пластичних деформацій в елементах конструкції головного вагона при зіткненні еталонного поїзда з ВПД потрібно розв'язувати нелінійну задачу динаміки для визначення напружено-деформованого стану конкретної конструкції головного вагона з використанням її детальної просторової скінченно-елементної схеми. При цьому проміжні вагони можуть бути представлені окремими масами.

В цілому, запропонований пасивний захист головного і проміжних вагонів моторвагонного поїзда згідно з розглянутими варіантами 1 та 2 відповідає критеріям ДСТУ EN 15227 для сценарію 3.

Результати розрахунків динамічної навантаженості вагонів при зіткненні еталонного поїзда з ВПД (схема 2, варіант 1) показали, що заміна схеми 1 на схему 2 практично не вплинула на характер зміни зусиль в міжвагонних з'єднаннях та поздовжніх прискорень вагонів при зіткненні еталонного поїзда з ВПД. Найбільший рівень середніх абсолютних значень поздовжніх прискорень екіпажів складає 7,1 g (для головного вагона) і не перевищує допустимого значення 7,5 g. Пристрої поглинання енергії в міжвагонному зв'язку між проміжними вагонами 5 і 6 не спрацьовують. Абсолютні пластичні деформації для розглянутого варіанта 1 спостерігаються лише в конструкції головного вагона і складають 0,23 м при довжині розглянутого вагона 25 м (не перевищують 0,05 м на кожні 5 м довжини вагона). Запропонований пасивний захист головного і проміжних вагонів моторвагонного поїзда (схема 2, варіант 1 та варіант 2) відповідає критеріям ДСТУ EN 15227 для сценарію 3.

Таким чином, побудовано математичну модель, за якою визначено навантаженість екіпажів еталонного моторвагонного поїзда при його зіткненні зі швидкістю 110 км/год з великим транспортним засобом на залізничному переїзді згідно з умовами сценарію 3. Установлено, що запропонований пасивний захист еталонного поїзда для обох схем згідно з визначеними варіантами використання ППЕ нижнього та верхнього рівнів в залежності від мас проміжних вагонів відповідає критеріям ДСТУ EN 15227 для сценарію 3.

Висновки. На основі математичної моделі зіткнення ідентичних моторвагонних поїздів розроблено математичну модель зіткнення еталонного поїзда з великим транспортним засобом на залізничному переїзді (сценарій 3 ДСТУ EN 15227) з урахуванням визначених силових характеристик взаємодії перешкоди з двома ППЕ 1 нижнього рівня, двома ППЕ ВР верхнього рівня та роботи конструкції головного вагона при зіткненні. Запропонована математична модель дозволяє отримати середні значення прискорень екіпажів і пластичних деформацій їх конструкцій для порівняння з допустимими значеннями згідно з критеріями стандарту ДСТУ EN 15227.

Проведено комплексний аналіз динамічної навантаженості екіпажів еталонного моторвагонного поїзда при його зіткненні зі швидкістю 110 км/год з ВПД масою 15 т в залежності від мас проміжних вагонів (розглядалися маси проміжних вагонів 50 т або 64 т), схем розміщення та енергоємностей пристроїв поглинання енергії. Дослідження проведено для двох схем розміщення ППЕ в лобовій частині головного вагона. Установлено, що запропонований пасивний захист вагонів еталонного поїзда для обох схем використання ППЕ нижнього та верхнього рівнів в залежності від мас проміжних вагонів відповідає критеріям ДСТУ EN 15227 для сценарію 3.

Розроблена математична модель для оцінки динамічної навантаженості екіпажів пасажирського поїзда з системою пасивної безпеки при його зіткненні з великим транспортним засобом, отримані результати досліджень та визначені варіанти пасивного захисту можуть бути використані при проєктуванні сучасного швидкісного моторвагонного поїзда згідно з вимогами ДСТУ EN 15227.

1. ДСТУ EN 12663-1:2018 (EN 12663-1:2010 + A1:2014, IDT). Залізничний транспорт. Структурні вимоги органів залізничного транспорту. Частина 1. Локомотиви та пасажирський рухомий склад (і альтернативний метод для вантажних вагонів). 2018. 18 с.
2. ДСТУ EN 15227:2015 (EN 15227:2008+A1:2010, IDT). Залізничний транспорт. Вимоги до ударостійкості рейкових транспортних засобів. 2016. 37 с.
3. EN 15227: 2008. Railway applications – Crashworthiness requirements for railway vehicle bodies. Brussels, 2008. 37 p.
4. *Wingler F.* Crash-energy managenent, Part II. URL: http://www.drwingler.com/wp-content/uploads/2016/08/Crash-Energy-Management.pdf (дата звернення: 28.03.2022).
5. *Шаад Ф.* Электропоезд серии ЭПМ. URL: http://history.rw.by/lokomotivy/epm/ (дата звернення: 16.09.2021).
6. Электропоезд TRAVERSO для Швейцарии представлен на выставке InnoTrans 2018. Железные дороги мира. 2018. № 12. С. 23–32.
7. Alstom Coradia Regional Trains. URL: https://www.railway-technology.com/projects/alstom-coradia-regional-trains/ (дата звернення: 16.09.2021).
8. Новый электропоезд для железных дорог Германии. Железные дороги мира. 2008. № 9. С. 48–55.
9. *Roberts J., Fraikin B., Leveque D.* Development and validation of a regional train platform to the requirements of EN 15227. Passive Safety of Rail Vehicles. Innovation in passive safety and interior design: the 7th International Symposium Passive Safety in Berlin on 20 – 21.11.2008: symposium proceedings. Berlin: IFV Bahntechnik e.V., 2008. Vol. 17. P. 237–248.

10. *Banko F. P., Xue J. H.* Pioneering the Application of High Speed Rail Express Trainsets in the United States. New York. Parsons Brinckerhoff Group Inc. One Penn Plaza, 2012. 328 p.
11. *Соболевская М. Б., Сирота С. А.* Основные положения концепции пассивной защиты скоростного пассажирского поезда при аварийных столкновениях. Техническая механика. 2015. № 1. С. 84–96.
12. *Маркова О. М., Соболевська М. Б., Мокрій Т. Ф., Ковтун О. М., Горобець Д. В.* Розробка рекомендацій щодо підвищення рівня безпеки залізничних пасажирських та вантажних перевезень. Технічна механіка. 2021. № 2. С. 78–90. https://doi.org/10.15407/itm2021.02.078
13. *Sobolevska M, Horobets D, Syrota S* Development of passive protection devices for a power head of a high-speed multiple unit train at its collisions. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020. URL: https://iopscience.iop.org/article/ 10.1088/1757-899X/ 985/1/012016/pdf (дата звернення: 28.03.2022). https://doi.org/10.1088/1757-899X/985/1/012016
14. *Sobolevska M., Telychko I.* Passive safety of high-speed passenger trains at accident collisions on 1520 mm gauge railways. Transport problems. 2017. V. 12. Issue 1. P 51–62. https://doi.org/10.20858/tp.2017.12.1.5
15. *Соболевская М. Б., Сирота С. А., Горобец Д. В., Теличко И. Б.* Натурные ударные испытания опытного образца устройства поглощения энергии, предназначенного для пассивной защиты локомотива при столкновениях. Техническая механика. 2016. № 2. С. 91–105.
16. *Соболевська М. Б., Науменко Н. Ю., Горобець Д. В.* Математичне моделювання динамічної навантаженості головного вагона з системою пасивної безпеки при зіткненні ідентичних моторвагонних поїздів. Технічна механіка. 2020. № 2. С. 66–79. https://doi.org/10.15407/itm2020.02.066
17. *Соболевська М. Б., Науменко Н. Ю., Горобець Д. В.* Аналіз динамічної навантаженості екіпажів моторвагонного швидкісного поїзда з системою пасивної безпеки при його зіткненні з вантажним вагоном. Технічна механіка. 2020. № 3. С. 79–90. https://doi.org/10.15407/itm2020.03.079
18. *Соболевская М. Б., Горобец Д. В., Сирота С. А.* Определение характеристик препятствий для нормативных сценариев столкновений пассажирских поездов. Технічна механіка. 2018. № 2. С. 90–103. https://doi.org/10.15407/itm2018.02.090
19. *Соболевська М. Б., Горобець Д. В.* Аналіз взаємодії пасажирського поїзда із системою пасивної безпеки й великого дорожнього транспортного засобу при зіткненні. Технічна механіка. 2019. № 1. С. 90–106. https://doi.org/10.15407/itm2019.01.094
20. *Соболевська М. Б., Горобець Д. В., Сирота С. А.* Визначення силової характеристики взаємодії головного вагона, обладнаного системою пасивної безпеки, з великим транспортним засобом при аварійному зіткненні. Технічна механіка. 2021. № 4. С. 118–128. https://doi.org/10.15407/itm2021.04.118

Отримано 28.03.2022,
в остаточному варіанті 12.04.2022