

С. С. ПАСІЧНИК, Н. В. БЕЗРУКАВИЙ

**ПІДВИЩЕННЯ ЗСУВНОЇ ЖОРСТКОСТІ ВІЗКА МОДЕЛІ 18-100
ВАНТАЖНОГО ВАГОНУ***Інститут технічної механіки**Національної академії наук України і Державного космічного агентства України,
вул. Лесико-Попеля, 15, 49005, Дніпро, Україна; e-mail: pasichniksergey@gmail.com*

Незважаючи на велику кількість нових моделей візків, які з'явилися на просторі залізничної колії 1520 мм в останнє десятиліття, проблема недостатньої зсувної жорсткості візка вантажного вагона є досить актуальною і сьогодні. Дана проблема є наслідком спроб зберегти достатню ступінь уніфікації нових моделей візків з візком моделі 18-100. При цьому значно спрощується порядок впровадження нових візків, є можливість максимально використовувати існуючу інфраструктуру обслуговування та ремонту. Але це ж призводить до наслідування новими конструкціями багатьох фундаментальних недоліків візка 18-100. Одним з таких критичних недоліків є його мала зв'язаність в горизонтальному плані, що призводить до зниження критичної швидкості руху, прискореного зносу деталей та вузлів візка. Вирішенням цієї проблеми може бути встановлення допоміжної рами жорсткості. Мета даної роботи полягає в розробці нової конструкції допоміжної рами жорсткості для візка моделі 18-100 задля збільшення його зсувної жорсткості з метою покращення динамічних та ресурсних показників вантажних вагонів з такими візками.

Для вирішення поставлених задач використовувалися методи математичного моделювання, теорії коливань, теорії пружності. Розроблено варіант допоміжної рами жорсткості між боковинами з урахуванням можливості встановлення на візок моделі 18-100 без істотних змін базової конструкції вантажного вагона. Виконано підбір фізико-механічних властивостей матеріалів конструкції допоміжної рами жорсткості. Визначено навантаження, що діють на допоміжну раму для розрахунку її міцності. Проведено розрахунки та отримано величини напружень, що виникають в конструкції допоміжної рами жорсткості при русі вагона. Встановлено, що використання запропонованої допоміжної рами жорсткості з пружними поліуретановими вставками дозволяє збільшити зсувну жорсткість візка на 0,5 МН/м.

Запропоноване удосконалення конструкції візка моделі 18-100 дасть можливість збільшити його зсувну жорсткість, що поліпшить динамічні і експлуатаційні показники вантажного вагона, зменшить знос його елементів. А враховуючи простоту конструкції допоміжної рами, її впровадження матиме значний економічний ефект.

Ключові слова: вантажний вагон, візок, зсувна жорсткість візка вантажного вагона.

Although a large number of truck models have been put into service on the 1520 mm gage railways over the past ten years, the problem of an insufficient shear stiffness of a freight car truck still remains topical. This problem is a consequence of attempts to keep a sufficient degree of unification of new truck models with the 18-100 truck because this greatly simplifies the introduction of new trucks and allows one to make the best use of the existing maintenance and repair infrastructure. However, this also results in that new designs inherit many drawbacks of the 18-100 truck. One of its critical drawbacks is a low connectedness in a horizontal plane, which reduces the critical speed and increases truck component wear. A solution to this problem may be an auxiliary stiffening frame. This paper presents a new design of an auxiliary stiffening frame for the 18-100 truck. The design increases the truck shear stiffness, thus improving freight car dynamic performance and service life.

Mathematical simulation, oscillation theory, and elasticity theory methods were used to design an auxiliary stiffening frame installable between the 18-100 truck side frames without any significant changes in the freight car basic design. The physical and mechanical properties of the auxiliary stiffening frame's structural materials were selected. Loads on the auxiliary stiffening frame were determined and then used in the calculation of the stresses that develop therein in motion. It was found that the proposed auxiliary stiffening frame with resilient polyurethane inserts increases the truck shear stiffness by 0.5 MN/m.

The proposed improved design of the 18-100 truck increases its shear stiffness, improves freight car dynamic and operational performance, and reduces truck component wear. Besides, the auxiliary stiffening frame is simple in design. Because of this, its introduction will bring considerable economic benefits.

Keywords: freight car, truck, freight car truck shear stiffness.

Незважаючи на велику кількість нових моделей візків, які з'явилися на просторі залізничної колії 1520 мм в останнє десятиліття, проблема недостатньої зсувної жорсткості візка вантажного вагона є досить актуальною і сьогодні. Дана проблема є наслідком спроб зберегти достатню ступінь уніфікації нових моделей візків з візком моделі 18-100. При цьому значно спрощується порядок впровадження нових візків, є можливість максимально використовувати існуючу інфраструктуру обслуговування і ремонту. Однак

це ж призводить до наслідування новими конструкціями багатьох фундаментальних недоліків візка 18-100.

Трьохелементна конструкція рами візка 18-100 володіє безперечними перевагами при русі вантажних вагонів по колії з великими нерівностями. При створенні візка і його модернізації [1 – 3] велика увага приділяється забезпеченню підресорювання і гасіння коливань у вертикальному напрямку. Однак комплексний підхід до вибору горизонтальної жорсткості візка був відсутній, хоча емпірично було встановлено, що ходові якості значно поліпшуються при підвищенні зв'язаності бічних рам.

Одним з критичних недоліків конструкції візка моделі 18-100 є його мала зв'язаність в горизонтальному плані (а, отже, і мала зсувна жорсткість), що призводить до таких явищ, як забігання бічних рам, перекид колісних пар і т. п., що, в свою чергу, призводить до зниження критичної швидкості руху, прискореного зносу пар тертя у фрикційній системі гасіння коливань, парі «колесо–рейка», в буксовому вузлі.

У нових моделях візків підвищення зсувної жорсткості досягають такими шляхами. У візку 18-7020 встановлені буксові адаптери, які забезпечують менші, у порівнянні зі стандартним корпусом букси, зазори між адаптером і буксовим прорізом бічної рами. Зменшення зазорів в буксовому вузлі призводить до зниження величини максимально можливого забігання бічних рам візка. Таке рішення не збільшує зсувну жорсткість візка в цілому, однак дозволяє в певній мірі знизити шкідливий вплив на елементи візка, викликаний перекосом колісних пар в рамі візка [4]. У візку моделі 18-4129 застосовані більш прогресивні конструктивні рішення [5]. Значний переробці піддався буксовий вузол. Тут використовуються касетні підшипники, посаджені на вісь. Стиковка колісної пари і бічної рами здійснюється через пружно-металевий беззазорний адаптер. Колісна пара має можливість зміщатися відносно бічної рами за рахунок деформації пружного елемента. Для попередження забігання бічних рам в даній моделі візка використовується система діагональних зв'язків між бічними рамами. Весь комплекс використаних конструктивних рішень дозволив значно підвищити зсувну жорсткість візка, однак це вимагало істотної зміни всіх елементів візка. У візку моделі 18-9836 (Motion Control) збільшення зсувної жорсткості здійснено зміною способу зчленування між бічними рамами і надресорною балкою. У даній моделі також використаний комплекс заходів щодо збільшення зсувної жорсткості. У буксовому вузлі використовуються спеціальні адаптери з пружною вставкою [6], які забезпечують зменшені зазори між буксовим адаптером і прорізом бічної рами. Змінено конструкцію клинів в клиновій системі гасіння коливань [7], що дозволило поліпшити ефективність роботи системи гасіння коливань і підвищило зсувну жорсткість візка.

Розглянуті вище конструктивні підходи, які використовуються на трьохелементних візках для збільшення зсувної жорсткості, не можуть бути безпосередньо використані у візку моделі 18-100, тому що вимагають істотної зміни конструкції основних несучих елементів – надресорної балки і бічних рам.

На верхніх поясах бічних рам розташовані спеціальні кронштейни, призначені для кріплення системи гальмової важільної передачі та балочок авто-режима. Ці кронштейни є малонавантаженими елементами бічної рами і можуть бути розглянуті в якості точок для кріплення конструкції, яка дозволить збільшити зсувну жорсткість візка моделі 18-100. Таку конструкцію можна

виконати у вигляді допоміжної рами жорсткості, яка зв'яже бічні рами і, відповідно, підвищить зсувну жорсткість.

На рис. 1 показано модель каркасу візка з допоміжною рамою жорсткості. Дана модель складається з бічної рами візка (1), допоміжної рами жорсткості (2) та надресорної балки (3).

Для проведення розрахунку на міцність рами запропонованої конструкції необхідно визначити сили, які будуть діяти на неї під час руху вантажного вагона.

Візок 18-100 складається з двох колісних пар, двох бічних рам, двох комплектів пружно-фрикційного ресорного підвішування і деталей гальмівної важільної передачі. Під час руху візка в криволінійних ділянках довжина шляху внутрішньої рейкової нитки коротша, ніж зовнішньої, і колеса вагона, що котяться по внутрішньому рельсу, повинні проходити менший шлях, ніж колеса, що котяться по зовнішньому рельсу, в результаті чого відбувається їх прослизання по рейці.

Для приведення візка в рух зі швидкістю v , до його підп'ятника (центральної опори) необхідно прикласти рушійну силу Q (рис. 2). В результаті при вході візка в кругову криву радіусом $R_{кр}$ перша за ходом руху колісна пара набігає гребенем зовнішнього колеса на внутрішню грань головки рейки і в точці контакту гребеня і рейки виникає направляюче зусилля Y_1 , яке змушує візок повертати в кривій. Величина направляючого зусилля буде залежати від сил тертя ковзання F_{tr} в точках контакту поверхні коліс і рейок, а також величини кута γ перекоосу колісної пари і кута α набігання гребеня колеса на головку рейки.

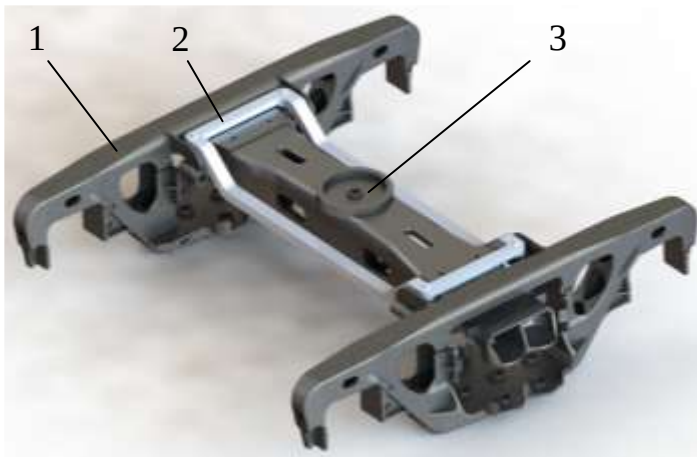


Рис. 1

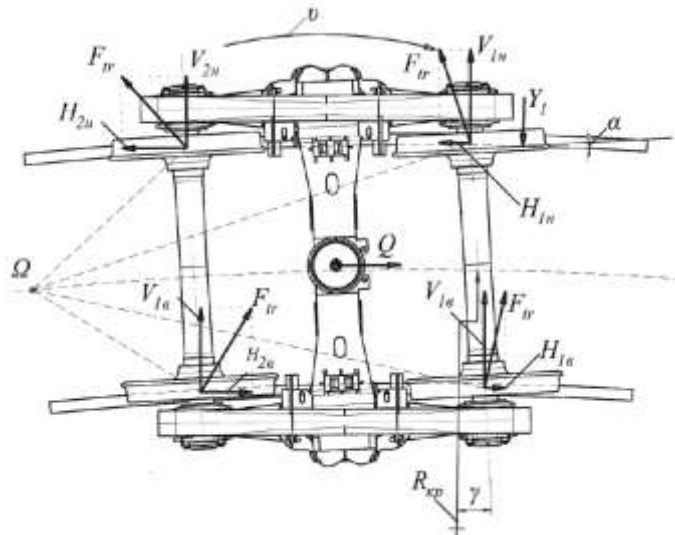


Рис. 2

Умовно рух візка в кривих ділянках колії можна уявити як безперервну суму двох рухів: поступального у напрямку осі візка і обертального навколо деякої точки Ω – миттєвого полюса обертання. Цей полюс є основою перпендикуляра, що опущено з центру кривої колії на поздовжню вісь візка, що проходить перпендикулярно осі колісної пари через її середину (рис. 3).

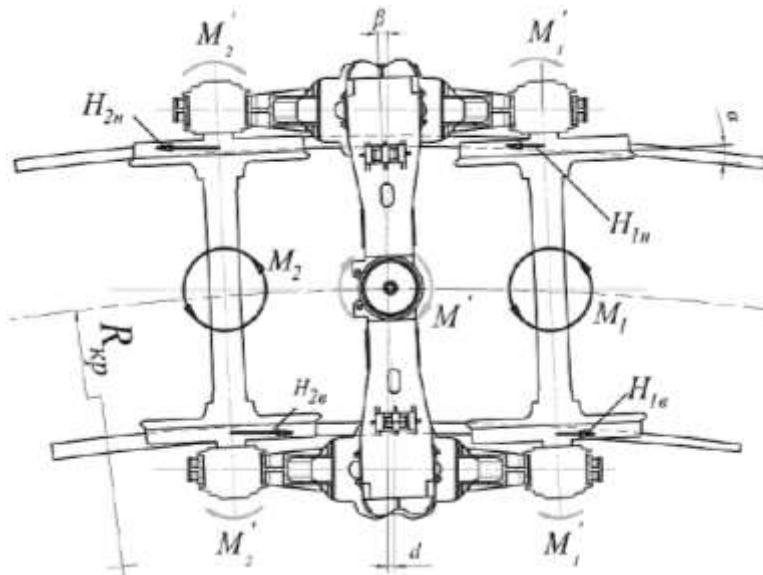


Рис. 3

Під час руху візка між поверхнею кочення коліс і рейками виникають сили тертя F_{tr} , які умовно прикладені в точках контакту поверхонь кочення коліс і рейок і спрямовані в протилежну руху сторону перпендикулярно прямій, що з'єднує відповідні точки контакту з миттєвим полюсом обертання Ω . Силу тертя F_{tr} в точці контакту колеса і рейки можна розкласти на поздовжню H і вертикальну V складові.

У підсумку до внутрішніх коліс відповідно першої і другої за ходом руху колісних пар прикладаються сили H_{1a} і H_{2a} , обумовлені випередженням (забі-

ганням) коліс на внутрішній рейці, а також сили H_{1n} і H_{2n} , прикладені до осей на зовнішній рейці, обумовлені відставанням зовнішніх коліс при русі через поздовжні сили тертя ковзання. Кожна пара поздовжніх сил H_{1n} , H_{1e} і H_{2n} і H_{2e} , прикладених відповідно до зовнішнього і внутрішнього колеса, утворює на першій і другій колісних парах поворотні моменти M_1 і M_2 , спрямовані в зворотну сторону вписування візка (рис. 3).

За своєю конструкцією візок моделі 18-100 має пружно-фрикційний зв'язок між бічними рамами в горизонтальній площині. Це здійснюється завдяки поперечній жорсткості пружин ресорного підвішування і горизонтальним силам тертя клинового фрикційного гасителя коливань [8]. При цьому поперечна жорсткість і рівень зв'язності рам одна з одною є недостатніми для забезпечення прямокутної форми рами візка в плані колії через [9]:

- малий поворотний момент M' на надресорній балці, який утворюється поперечною жорсткістю пружин і горизонтальними силами тертя між робочими поверхнями фрикційних клинів і надресорної балки; додаткове зменшення моменту M' відбувається через зниження або повну відсутність сил тертя у фрикційній системі гасіння коливань в результаті її істотного зносу при русі вагона в порожньому стані;

- установку бічної рами на буксу з зазорами між буксами і щелепами бічних рам в поперечному і в поздовжньому напрямку. Це дає можливість зміщення однієї боковини відносно іншої на величину зазору за умови подолання моментів M'_1 і M'_2 , що виникають від сил тертя між щелепами візка і направляючими буксового вузла.

Розглянемо поведінку візка на криволінійній ділянці колії.

При вході в криву ділянку колії під дією поворотних моментів M_1 і M_2 від поздовжніх сил тертя ковзання в точках контакту коліс з рейкою відбувається зміщення бічних рам візка відносно одна одної на величину d , що досягає в експлуатації (30 – 35) мм на сторону. Це продовжується до тих пір, поки буксові вузли колісних пар не виберуть зазори і не займуть одне з крайніх положень, а поворотні моменти M' , M'_1 і M'_2 між боковинами візка в сумі не стануть більше перекосячих моментів M_1 і M_2 . В результаті поперечна лінія, що проходить через центри боковин, зміститься на кут β і візок в плані колії прийме форму паралелограма.

Як правило, подальше зміщення бічних рам припиняється в результаті защемлення корпусів буксових вузлів в щелепах боковин. Цей процес закінчується на перших метрах руху по криволінійній ділянці колії. Подальший сталий рух візка в кривій відбувається з фіксованими значеннями кута β . В результаті відбувається додатковий перекіс колісних пар на величину кута γ (рис. 2) зі збільшенням кута набігання гребеня колеса на бічну грань рейки α [4].

Встановлено, що при русі вагонного візка в кривих малого радіусу будь-яке відхилення контуру рами від номінальної прямокутної форми викликає збільшення бічного навантаження на рейки [9]. Зокрема, сили бокового тиску гребенів коліс на рейки можуть бути в шість разів більше, ніж при прямокутній формі рами, а поперечні дотичні сили в точках контакту коліс з рейками – збільшуються в чотири рази. А це означає, що в точках дотику з рейками поверхонь кочення коліс утворюються контактено-втомні пошкодження

в рейкових нитках за рахунок локального вигину і зсуву волокон поверхневого шару, що викликає бічний знос головок рейок.

Для розрахунку на міцність допоміжної рами жорсткості візка змодельовано навантаження в умовах максимально можливих зсувів бічних рам. На рис. 4 наведено розрахункову схему рами жорсткості при таких умовах:

- точки кріплення A і B допоміжної рами R нерухомо зафіксовані;
- точки кріплення до бокової рами C і D мають можливість зміщуватися уздовж осей X і Y ;
- зміщення точок C і D в одному напрямку рівні, тобто $C_x = D_x$, $C_y = D_y$.

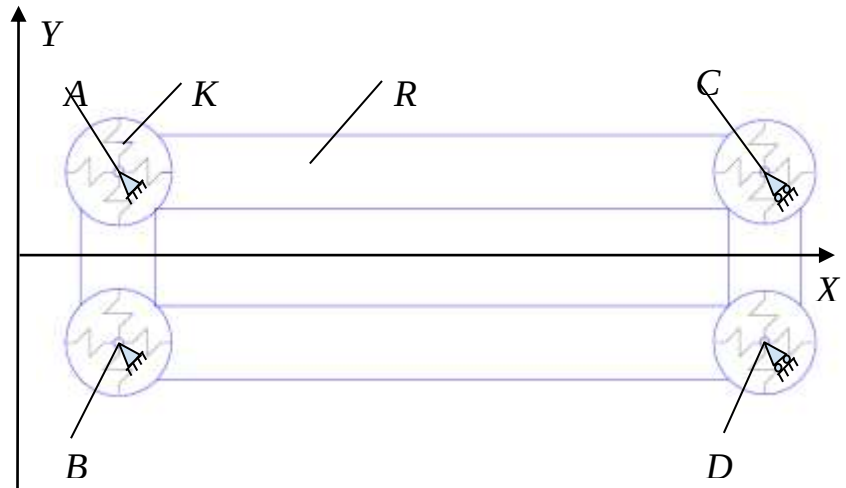


Рис. 4

Як матеріал для допоміжної рами жорсткості обрана конструкційна низьколегована марка сталі 09Г2С для зварних конструкцій. У таблиці наведені фізико-механічні властивості даної сталі.

Таблиця

Нормальна температура $T, ^\circ\text{C}$	Модуль пружності при розтягуванні $E, \text{МПа}$	Коефіцієнт Пуассона ν	Межа текучості умовна $\sigma_{0.2}, \text{МПа}$	Межа міцності $\sigma_b, \text{МПа}$
20	2,00	0,32	300	460

Розрахунок зроблений за допомогою методу скінченних елементів. Зміщення точок $C_x = D_x = 0, C_y = D_y = 35 \text{ мм}$. Радіальна жорсткість пружних вставок $K = 0,5 \text{ МН/м}$.

На рис. 5 наведено скінченно-елементну модель розрахунку допоміжної рами жорсткості.



Рис. 5

Скінчено-елементна модель складається з 8051 елемента, 17215 вузлових точок. Середній розмір елемента 24,5 мм.

На рис. 6 показано розподіл напружень в тілі моделі за Мизесом.



Рис.6

Як бачимо, рівень напружень в моделі допоміжної рами жорсткості не перевищує рівня текучості для даного матеріалу.

Згідно з [10] збільшення зсувної жорсткості трьохелементної конструкції рами візка вантажного вагона з 0,3 МН/м до 0,8 МН/м дозволяє збільшити критичну швидкість вантажного вагона з 100 км/ч до 140 км/ч. Використання запропонованої допоміжної рами жорсткості з пружними поліуретановими вставками дозволяє збільшити зсувну жорсткість візка на 0,5 МН/м.

Таким чином, можна зробити висновок про відповідність даної конструкції вимогам як до геометричних параметрів вантажного візка моделі 18-100, так і вимогам щодо забезпечення механічної міцності [11].

Висновки. Використання запропонованої допоміжної рами жорсткості без зміни базової конструкції візка моделі 18-100 дасть можливість збільшити його зсувну жорсткість, а також буде сприяти радіальній установці колісних пар при русі по криволінійних ділянках колії, що дозволить поліпшити динамічні й експлуатаційні показники вантажного вагона. За допомогою підбору матеріалу пружних вставок і зміни величини моменту затягування

кріплення допоміжної рами жорсткості можливо керувати величиною зсувної жорсткості візка.

1. Ушкалов В. Ф., Лашко А. Д., Мокрий Т. Ф. Модернизация тележек грузовых вагонов как вариант обновления ходовых частей грузового подвижного состава. Вестник научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. 2013. № 5. С. 8–15.
2. Кондратенко В. Г., Будюкин А. М., Смирнов А. А. Особенности конструктивных решений для тележек с осевой нагрузкой 25 ТС. Специальная техника и технологии транспорта. Сборник научных статей. Санкт-Петербург. 2020. С. 71–76.
3. Ушкалов В. Ф., Мокрий Т. Ф., Малышева И. Ю., Безрукавый Н. В. Усовершенствование ходовых частей перспективного грузового вагона. Техническая механика. 2017. № 4. С. 79–88. <https://doi.org/10.15407/itm2017.04.079>
4. Вериги М. Ф. Про взаємодію колії та рухомого складу. Залізничний транспорт. 2001. №5. С. 71–74.
5. Сафронов А. М., Сулим А. О., Хозя П. А., Водяников Ю. Я., Столетов С. А. Влияние конструктивных особенностей тележек моделей 18-4129 и 18-9817 с осевой нагрузкой 25 тс на динамические показатели грузовых вагонов. Збірник наукових праць Державного університету інфраструктури та технологій. Серія : Транспортні системи і технології. 2019. Вип. 33(1). С. 171–188. <https://doi.org/10.32703/2617-9040-2019-33-1-15>
6. Ушкалов В. Ф., Мокрий Т. Ф., Малышева И. Ю., Пасичник С. С. Влияние горизонтальной жесткости упругого адаптера в буксовом узле тележки на динамические показатели полувагона. Техническая механика. 2016. № 4. С. 85–93.
7. Потапенко О. О., Могила В. І. Систематизація та класифікація конструкційних особливостей фрикційних клинів гасителів коливань візків вантажних вагонів. Вісник СНУ ім. В. Даля. 2017. № 4 (234). С. 189–194.
8. Орлова А. М., Рудакова Е. А., Шевченко Д. В., Гусев А. В., Попович С. И., Савушкин Р. А. Анализ методик расчета горизонтальной жесткости пружин рессорного подвешивания грузовых вагонов. Известия Петербургского университета путей сообщения. 2019. № 16(2). С. 191–201.
9. Бабий О. А. Снижение интенсивности накопления повреждений рельсов в кривых малого радиуса: дисс. канд. техн. наук: 05.22.06 / Бабий Оксана Анатольевна. Хабаровск, 2006. 187 с.
10. Орлова А. М. Обґрунтування можливості реалізації раціональної горизонтальної жорсткості візка трьохелементної конструкції. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. 2004. Вип. 5. С. 157–161.
11. ДСТУ ГОСТ 33211:2017. Вагони вантажні. Вимоги до міцності та динамічних якостей (ГОСТ 33211-2014, IDT). Введ. 2017-07-01. Київ: УкрНДНЦ, 2017. 58 с.

Отримано 02.06.2020,
в остаточному варіанті 24.09.2020